

DAS Departamento de Automação e Sistemas
CTC **Centro Tecnológico**
UFSC Universidade Federal de Santa Catarina

Desenvolvimento de uma lógica de degelo adaptativa para um refrigerador comercial leve

*Relatório submetido à Universidade Federal de Santa Catarina
como requisito para a aprovação da disciplina:
DAS 5511: Projeto de Fim de Curso*

Murilo Ferreira Vitor

Florianópolis, agosto de 2016

Desenvolvimento de uma lógica de degelo adaptativa para um refrigerador comercial leve

Murilo Ferreira Vitor

Esta monografia foi julgada no contexto da disciplina
DAS 5511: Projeto de Fim de Curso
e aprovada na sua forma final pelo
Curso de Engenharia de Controle e Automação

Prof. *Alexandre Trofino Neto*, PhD.

Assinatura do orientador

Banca Examinadora:

Prof. Cláudio Melo/POLO
Orientador na Empresa

Prof. Alexandre Trofino Neto
Orientador no Curso

Prof. Hector Bessa Silveira
Responsável pela disciplina

Prof. Daniel Lima, Avaliador

Arthur Gondim Rodrigues, Debatedor

Ramon Diogo Gondim Miaja Gomes, Debatedor

Agradecimentos

Primeiramente, agradeço à minha família que sempre me apoiou, em especial ao meu pai **Ison Fernandes Vitor** e à minha mãe **Roseli Medeiros Ferreira Vitor**, sem os quais eu jamais estaria realizando mais essa etapa. Além do meu pequeno, meu filho Eros, sempre proporcionando-me momentos de felicidade e servindo sempre como um estímulo para nunca desistir dos meus objetivos.

Ao Prof. Cláudio Melo pela orientação, confiança depositada, e por oportunizar este trabalho, além de outros trabalhos, que contribuíram muito para meu crescimento acadêmico, pessoal e profissional. Agradeço ao Prof. Trofino pelos conhecimentos transmitidos e oportunidade de realizar este e outros trabalhos.

Ao Mestre Engenheiro Alexsandro dos Santos Silveira (o "Baixinho") pela amizade, orientação, e principalmente por todo o apoio neste e em diversos outros trabalhos, guiando sempre para o caminho mais produtivo.

Aos amigos e colegas de sala: Guilherme A. Senger, Guilherme Matias, Everton Machado, Pedro A. Bruggemann e Bruno Verardi, Guilherme Z. dos Santos, Igor A. Galvão e Diego Marchi, pelo grande apoio, discussões enriquecedoras e momentos de descontração.

À todos os colaboradores do POLO, por todo o suporte fornecido ao longo da realização deste e de diversos outros trabalhos.

Aos amigos de faculdade: Vinicius K. Neves, Tiago A. Elias, Bruno B. Gonçalves e Daniel G. Makohin por todo o companheirismo, amizade, e apoio, além do compartilhamento de noites em claro para tornar esse momento possível.

Por fim, à minha namorada Karine Sedres Machado, pelo amor, paciência e apoio em todos os momentos.

Resumo

Neste trabalho foi desenvolvido um algoritmo com uma lógica de degelo adaptativa para o controle do processo de degelo de um refrigerador comercial leve. Nos testes experimentais foi utilizado um produto disponível no mercado. Para realizar as análises do sistema, além dos dados adquiridos de sensores de temperatura e transdutores de potência, utilizaram-se filmagens provenientes de uma câmera instalada dentro do refrigerador para visualização da formação de gelo no evaporador. O algoritmo desenvolvido busca otimizar o processo de degelo sem a adição de nenhum novo dispositivo ao produto, utilizando apenas os sensores e atuadores presentes no refrigerador. O algoritmo é basicamente constituído por duas equações. A primeira equação é a base do algoritmo, responsável por decidir o momento de início do processo de degelo, através da análise do tempo de funcionamento do compressor e do tempo das aberturas de porta. Já a segunda equação, que é o diferencial do algoritmo, é a grande contribuição do trabalho, pois é responsável por atualizar a relação entre o tempo de compressor ativo e as aberturas de porta, perante mudanças no ambiente externo e na frequência de abertura de porta, tornando o algoritmo verdadeiramente adaptativo. Para avaliar o desempenho do algoritmo desenvolvido, realizaram-se testes em regime permanente e com aberturas de porta, além de um teste com mudança na temperatura ambiente, onde o algoritmo mostrou-se apto a adaptar-se perante mudanças no ambiente externo e mudanças na frequência de abertura de porta. Também foram realizados testes comparativos entre o algoritmo com a lógica de degelo adaptativa e a lógica de degelo original, onde os resultados mostraram que o algoritmo desenvolvido opera de maneira muito superior ao sistema original, reduzindo significativamente o número de degelos ocorridos, devido a escolha adequada para iniciar o processo de degelo. Os testes de consumo de energia comprovaram a superioridade da lógica de degelo adaptativa, obtendo uma redução no consumo de energia nos testes em regime permanente e nos testes com aberturas de porta.

Palavras-chave: degelo adaptativo, refrigerador comercial leve, desenvolvimento experimental

Abstract

In this work it was developed an algorithm with an adaptive defrost logic to control the defrosting process of a light commercial refrigerator. A real refrigerator was used in the experimental tests. In order to perform the system analysis, data was acquired from temperature sensors and power transducers. Beyond that, a camera was installed inside the refrigerator to visualize the ice formation on the evaporator. The algorithm developed seeks to optimize the defrosting process without the addition of any new device on the product, using sensors and actuators already present in the refrigerator. The algorithm is constituted essentially by two equations. The first equation is the algorithm's base, responsible for deciding when to start the defrosting process by analyzing compressor run time and door opening period. The great advantage of the algorithm comes from the second equation, which is this work's original contribution responsible for updating the relation between the compressor run time and door opening according to changes in the external environment and door opening frequency, making it truly adaptive. In order to evaluate the performance of the developed algorithm, tests were carried out in steady state and with door opening. Also a test with changes in ambient temperature was carried out, where the algorithm was able to adapt towards changes in the external environment and changes in door opening frequency. Comparative tests between the algorithm with adaptive defrost logic and the original defrost logic were also carried out, where the results showed that the developed algorithm is superior to the original system, significantly reducing the number of defrosts by choosing the appropriate time to start the defrosting process. Power consumption tests proved the superiority of the adaptive defrost logic, achieving a reduction in energy consumption in steady state tests and door opening tests.

Keywords: adaptive defrost, light commercial refrigerator, experimental development

Lista de ilustrações

Figura 1 – Consumo percentual de energia elétrica em hipermercados.	17
Figura 2 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor.	23
Figura 3 – Diagrama TxS para um Ciclo de Carnot Ideal.	24
Figura 4 – Diagrama TxS – Diferença de temperatura entre os trocadores de calor e os respectivos ambientes de operação.	24
Figura 5 – Estágios da formação de geada sobre uma superfície plana.	27
Figura 6 – Refrigerador Comercial Leve (WR50R) da Metalfrio.	31
Figura 7 – Parte inferior do refrigerador.	31
Figura 8 – Termopares para medição da temperatura ambiente, sonda para medição da umidade da sala, e mecanismo de abertura de porta automático.	32
Figura 9 – Visualização do evaporador.	33
Figura 10 – Diagrama unifilar da bancada de supervisão e atuação.	34
Figura 11 – Bancada para supervisão e controle de dados.	34
Figura 12 – Interface do programa de supervisão de dados.	35
Figura 13 – Esquemático do sistema para o cálculo do coeficiente de UA.	36
Figura 14 – Teste de <i>pulldown</i>	40
Figura 15 – Evaporador durante o processo de degelo no teste de <i>pulldown</i>	41
Figura 16 – Teste em regime permanente.	41
Figura 17 – Evaporador durante o processo do quarto degelo em regime permanente.	42
Figura 18 – Metodologia utilizada nos testes de aberturas de porta.	42
Figura 19 – Teste com aberturas de porta.	43
Figura 20 – Teste com aberturas de porta (<i>zoom</i>).	44
Figura 21 – Evaporador durante o processo do segundo degelo no teste de abertura de porta.	44
Figura 22 – Teste de 16 horas de tempo acumulado de compressor ativo.	47
Figura 23 – Teste com aberturas de porta para obtenção do coeficiente ζ a 20 °C	48
Figura 24 – Comparação visual entre os processos de degelo.	49
Figura 25 – Teste com aberturas de porta para validação do coeficiente ζ	50
Figura 26 – Evaporador durante o degelo no teste de validação do coeficiente ζ	50
Figura 27 – Teste com aberturas de porta para obtenção do coeficiente ζ a 16 °C.	51
Figura 28 – Fluxograma do funcionamento do algoritmo com a lógica de degelo adaptativa.	53
Figura 29 – Teste em regime permanente	56
Figura 30 – Evaporador antes dos processos de degelo no teste em regime permanente.	56
Figura 31 – Teste com aberturas de porta	57
Figura 32 – Teste com mudança na temperatura ambiente	58

Figura 33 – Evaporador antes dos processos de degelo no teste com mudança na temperatura ambiente	59
Figura 34 – Teste em regime permanente	60
Figura 35 – Comparação entre lógica de degelo original e adaptativa em regime permanente.	61
Figura 36 – Testes com aberturas de porta, comparando o sistema original com a lógica de degelo adaptativa	62
Figura 37 – Comparação entre lógica de degelo original e adaptativa com aberturas de porta.	62

Lista de tabelas

Tabela 1 – Temperaturas a serem utilizadas nos testes de UA	37
Tabela 2 – Valores obtidos nos testes de UA	37
Tabela 3 – Processos de degelo no teste em regime permanente	42
Tabela 4 – Testes de identificação da influência do compressor na formação de gelo	46
Tabela 5 – Processos de degelo no teste em regime permanente	56
Tabela 6 – Processos de degelo no teste em regime permanente	58
Tabela 7 – Processos de degelo no teste com mudança na temperatura ambiente .	59

Lista de símbolos

COP	Coeficiente de performance
Q_E	Calor absorvido pelo evaporador
W	Trabalho líquido realizado
T_E	Temperatura de evaporação
T_C	Temperatura de condensação
Q	Quantidade de calor transferida em um processo
UA	Coeficiente global de transferência de calor por unidade de área
t_{ECA}	Tempo equivalente de compressor ativo
t_{CA}	Tempo de compressor ativo
t_{AP}	Tempo de porta aberta
ζ	Coeficiente que correlaciona o tempo de compressor ligado e o tempo de abertura de porta
λ	Fator que correlaciona o impacto de mudanças no ambiente externo com as variações no tempo de duração entre os degelos
t_D	Tempo de duração do processo de degelo
T_{SE}	Temperatura na saída do evaporador

Sumário

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Objetivos	19
1.2	Organização do documento	19
1.3	Informações adicionais	20
2	REFRIGERAÇÃO	21
2.1	Contexto histórico	21
2.2	Ciclo de refrigeração	22
2.3	Componentes auxiliares do sistema de refrigeração	25
2.4	Geada	26
2.4.1	Formação de geada	26
2.4.2	Deteção de geada	27
2.4.3	Processo de degelo	28
2.5	Aparato experimental	30
2.6	Determinação do coeficiente de UA do sistema	35
3	DESENVOLVIMENTO DA LÓGICA DE DEGELO ADAPTATIVA	39
3.1	Estudo do comportamento original do sistema	39
3.1.1	Teste de <i>pull-down</i>	39
3.1.2	Teste em regime permanente	40
3.1.3	Teste com aberturas de porta	42
3.2	Elaboração do algoritmo para decisão de acionamento de degelo	45
3.2.1	Identificação do tempo máximo de compressor ativo na formação de gelo	46
3.2.2	Relação entre abertura de porta e compressor na formação de gelo	47
3.2.2.1	Validação do coeficiente ζ	48
3.2.3	Atualização do coeficiente ζ	49
3.3	Algoritmo com lógica de degelo adaptativa	52
4	RESULTADOS	55
4.1	Análise do sistema com a lógica de degelo adaptativa	55
4.1.1	Teste em regime permanente	55
4.1.2	Teste com aberturas de porta	57
4.1.3	Teste com mudança na temperatura ambiente	57
4.2	Comparação entre a lógica de degelo adaptativa e a lógica de degelo original	59
4.2.1	Teste em regime permanente	60

4.2.2	Teste com aberturas de porta	61
5	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	65
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	66
	REFERÊNCIAS	67

1 Introdução

As exigências de programas governamentais de eficiência energética tem se tornado cada vez maiores quanto a utilização racional e eficiente das fontes energéticas, obrigando os fabricantes a desenvolverem produtos com um melhor desempenho.

No Brasil, o órgão responsável por estabelecer os índices mínimos de eficiência para os novos equipamentos, é denominado PROCEL (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica). Infelizmente, sistemas comerciais de refrigeração, ainda não são regulamentados pelo PROCEL. Sendo assim, os fabricantes geralmente produzem produtos com uma qualidade muito inferior, quando comparados ao segmento de refrigeração doméstica. Isso torná-se preocupante, já que aproximadamente, um terço do consumo total em hipermercados, por exemplo, está associado aos equipamentos de refrigeração (Figura 1) [1]. Logo, soluções inteligentes que visam reduzir o consumo de energia, são necessárias.

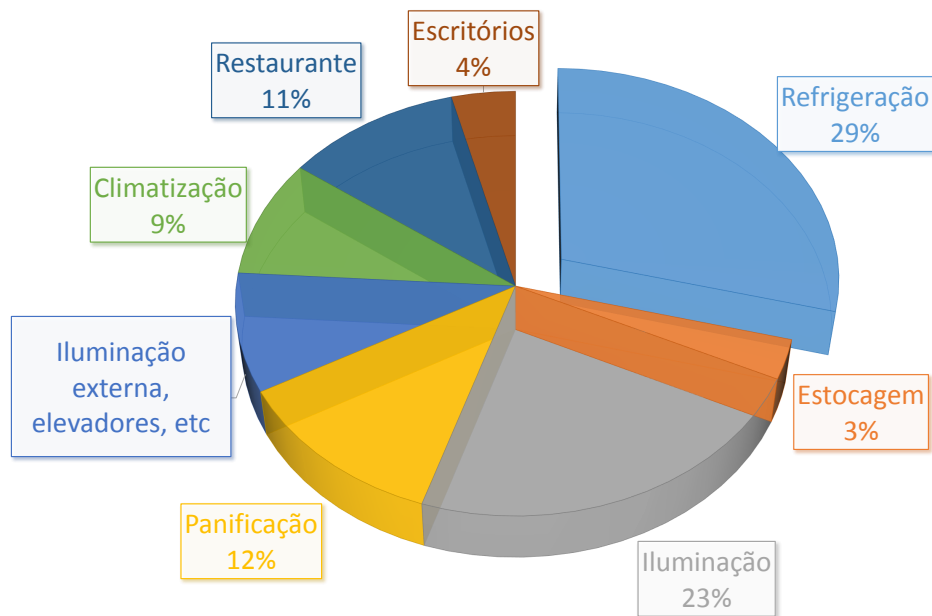


Figura 1 – Consumo percentual de energia elétrica em hipermercados.

Fonte – [1]

O seguimento de refrigeração comercial, opera normalmente com temperaturas de evaporação próximas a -10°C , favorecendo o acúmulo de geada sobre a superfície do evaporador, que ocorre devido à condensação e posterior congelamento da umidade presente no ar que passa pelo evaporador. Logo, a formação de geada no evaporador é inevitável. E o aumento dessa camada resulta em um efeito isolante, bloqueando a passagem do ar que troca calor com o evaporador. Como consequência, tem-se uma redução no desempenho

do sistema, causado pela diminuição da capacidade de refrigeração. Por essa razão, o gelo deve ser removido periodicamente do evaporador, através da ação de uma resistência elétrica, que eleva o consumo de energia do refrigerador.

Normalmente as resistências elétricas utilizadas para remoção do gelo no evaporador baseiam-se em previsões, ocorrendo na maioria dos casos em intervalos fixos predeterminados. Sabe-se que esse tipo de controle de degelo, geralmente causa ciclos de degelo desnecessários, prejudicando o desempenho do sistema, já que o momento ideal para início do processo de degelo, muda constantemente, dado que as condições de carga do sistema variam [2] [3].

Logo, para que o sistema mantenha sempre um bom desempenho, é importante realizar os processos de degelo nos momentos que são realmente necessários. A partir disso, várias técnicas foram desenvolvidas para tentar detectar a quantidade de gelo nos evaporadores. Porém, todas essas técnicas envolvem a inserção de um novo dispositivo no refrigerador, aumentando o custo do produto, agregado através do custo do novo elemento, e também, na montagem e manutenção. Dessa forma, o custo para inserção em toda linha de produção de refrigeradores em uma fábrica, torna-se muito elevado.

Baseado nesses aspectos, nesse trabalho foi desenvolvido e analisado um algoritmo com uma lógica de degelo adaptativa para o controle do processo de degelo de um sistema de refrigeração comercial leve, disponível no mercado. Para melhorar as análises, foram realizadas filmagens do evaporador através de uma câmera instalada dentro do sistema, sem a necessidade de modificar nenhum aspecto construtivo do refrigerador, como realizado em outros trabalhos, que afetam a configuração original do produto.

A lógica adaptativa busca otimizar o processo de degelo, sem a adição de nenhum novo dispositivo ao sistema, utilizando apenas os sensores já disponíveis no produto, para detecção e atuação. Para tornar a lógica de degelo verdadeiramente adaptativa, criou-se uma equação que atualiza as relações que decidem o acionamento do processo de degelo, diferente da maior parte dos trabalhos encontrados na literatura e em patentes. Além disso, buscando avaliar o desempenho do algoritmo desenvolvido, realizaram-se testes comparativos com a lógica de controle do processo de degelo original, onde a lógica de degelo adaptativa mostrou-se mais econômica, em termos de consumo de energia, tanto em testes em regime permanente, quanto em testes com aberturas de porta, além de ser mais eficiente na detecção dos momentos onde é necessário a realização do processo de degelo.

1.1 Objetivos

Esse trabalho tem como principais objetivos:

- Analisar a formação de gelo no evaporador de um refrigerador comercial leve.
- Propor uma lógica de degelo adaptativa para o controle do processo de degelo.
- Avaliar a viabilidade do uso da da lógica adaptativa desenvolvida comparando-a com a lógica original.

1.2 Organização do documento

Este trabalho está organizado da seguinte forma:

O segundo capítulo apresenta o contexto histórico da refrigeração, aspectos conceituais relacionados a refrigeração, como ciclo de refrigeração, componentes auxiliares, formação de geada, maneiras para detectar a presença de geada no evaporador, bem como diferentes métodos de eliminação da geada do evaporador. Por fim, é apresentado o aparato experimental, onde são detalhados aspectos da estrutura física do produto utilizado nos testes, a instrumentação do sistema, além dos sistemas de medição utilizados para o monitoramento e controle do refrigerador. Além disso, também é detalhado o teste para determinação do coeficiente de UA (Coeficiente global de transferência de calor por unidade de área) do sistema.

O terceiro capítulo apresenta todo o desenvolvimento do algoritmo da lógica de degelo adaptativa. Primeiramente são realizadas análises no sistema original, para entender o comportamento do sistema durante a formação de gelo no evaporador, através de testes em regime permanente e testes com aberturas de porta. Após analisar o sistema original, realizaram-se testes para elaboração do algoritmo para decisão de acionamento de degelo. Também é apresentado o algoritmo completo com a lógica de degelo adaptativa.

No quarto capítulo são apresentados os resultados obtidos no trabalho. Primeiramente é realizada uma análise do sistema utilizando a lógica de degelo adaptativa, avaliando o consumo de energia do sistema em regime permanente e com aberturas de porta. Além disso, é realizado um teste com mudança na temperatura ambiente, para avaliar a capacidade do sistema em adaptar-se. Logo após, é realizada uma comparação entre os resultados obtidos com a lógica de degelo adaptativa e a lógica original do sistema.

Por fim, no quinto capítulo são apresentadas as conclusões do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

1.3 Informações adicionais

O trabalho experimental desenvolvido foi realizado no POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, pertencente ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

2 Refrigeração

Nesta seção será apresentado o contexto histórico da refrigeração, aspectos conceituais relacionados a refrigeração, como ciclo de refrigeração, componentes auxiliares, formação de geada, maneiras para detectar a presença de geada no evaporador, bem como diferentes métodos de eliminação da geada do evaporador. Por fim, será apresentado todo o aparato experimental, onde serão detalhados aspectos da estrutura física do produto utilizado nos testes, a instrumentação do sistema, além dos sistemas de medição utilizados para o monitoramento e controle do refrigerador. Além disso, também será detalhado o teste para determinação do coeficiente de UA do sistema.

2.1 Contexto histórico

Refrigeração é um processo onde mantém-se a temperatura de uma determinada substância abaixo da temperatura ambiente [4]. Essa ciência como é conhecida hoje, vem sendo aperfeiçoada desde o trabalho pioneiro de William Cullen, em 1755 na Universidade de Edimburgo, que conseguiu produzir gelo artificialmente a partir da evaporação de éter etílico em vácuo parcial [5]. Entretanto, a história da refrigeração data da Antiguidade, onde utilizava-se gelo e neve extraídos da natureza para a conservação de alimentos e o resfriamento de bebidas.

No início do século XIX o gelo natural começou a ser comercializado por Frederic Tudor, que atingiu o auge da exploração de gelo natural ao empregar um método rápido e barato para remoção de blocos uniformes de gelo proveniente das reservas naturais disponíveis na América do Norte, facilitando o transporte e o armazenamento, o que permitiu a comercialização em larga escala, tanto nos Estados Unidos quanto na Europa e Índia [6].

No final do século XIX a refrigeração natural entrou em declínio, pois não era possível a produção de grandes quantidades de frio, além da dependência das condições climáticas. Adicionalmente, começou-se a questionar a qualidade da água dos rios e lagos que eram as fontes do gelo natural, devido a poluição e despejo de esgoto nos rios. Essas limitações deram espaço para que o gelo artificial entrasse no mercado [7].

William Cullen foi o pioneiro na obtenção do gelo artificial, porém seu estudo não foi utilizado para nenhum propósito prático. Já Jacob Perkins, em 1834, patenteou o sistema de refrigeração de ciclo fechado proposto por Oliver Evans em 1805 no seu livro, intitulado "*The abortion of the young steam engineer's guide*", no qual o fluido refrigerante seria evaporado e condensado continuamente [8]. O aparato de Perkins é considerado o primeiro sistema

de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Porém, foi James Harrison o principal responsável por transformar o princípio da compressão a vapor em máquinas operantes, utilizadas inicialmente em cervejarias e frigoríficos [9]

O equipamento de Harrison era capaz de produzir blocos de gelo, eles serviam para abastecer as “geladeiras” da época, que eram caixas de madeira revestidas de estanho ou zinco e isoladas com inúmeros materiais, divididos em compartimentos. No compartimento superior eram alocados os blocos de gelo, e a parte inferior era formada por uma bandeja de captação de água.

Contudo, o primeiro refrigerador doméstico capaz de produzir frio artificialmente foi concebido por Karl Von Linden. O conceito proposto por Linden evoluiu e os refrigeradores passaram a ser produzidos em larga escala. O sistema de refrigeração passou a ser hermético, os dispositivos de expansão passaram a usar tubos capilares, evaporadores do tipo *roll-bond* (tubo placa) com movimentação de ar por convecção natural e degelo manual, passaram a ser utilizados [10].

Os refrigeradores *frost-free*, que são amplamente difundidos atualmente, surgiram na década de 1960, sendo caracterizados pela presença de evaporadores tubo aletados com movimentação forçada de ar através do uso de ventiladores e com processo de degelo automático [11].

Os sistemas de refrigeração evoluíram consideravelmente desde o equipamento proposto por Perkins até os refrigerados *frost-free*. Entretanto, a formação de geada no evaporador é inevitável, e sem uma eliminação adequada, o desempenho tanto do evaporador, quanto do sistema de refrigeração como um todo, é afetado negativamente.

2.2 Ciclo de refrigeração

O engenheiro Sadi Carnot mostrou em 1824 em sua obra, intitulada “*Reflections on the Motive Power of Heat*” (Reflexões sobre Potência Motriz e Máquinas Próprias para Aumentar essa Potência), que a eficiência máxima de uma máquina térmica, que trabalha entre duas temperaturas, depende somente dessas duas temperaturas. Isso quer dizer que, a eficiência de Carnot é independente da maneira como o refrigerador opera, do fluido refrigerante usado, e do princípio de refrigeração aplicado [12].

A Figura 2 mostra os quatro componentes fundamentais do ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor, o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. Através desses quatro componentes circula o fluido refrigerante.

O compressor é o dispositivo responsável por elevar a pressão do fluido refrigerante, oriundo do evaporador, para a pressão do condensador, através da realização de trabalho. No condensador, o fluido refrigerante em elevada temperatura e pressão (estado de vapor)

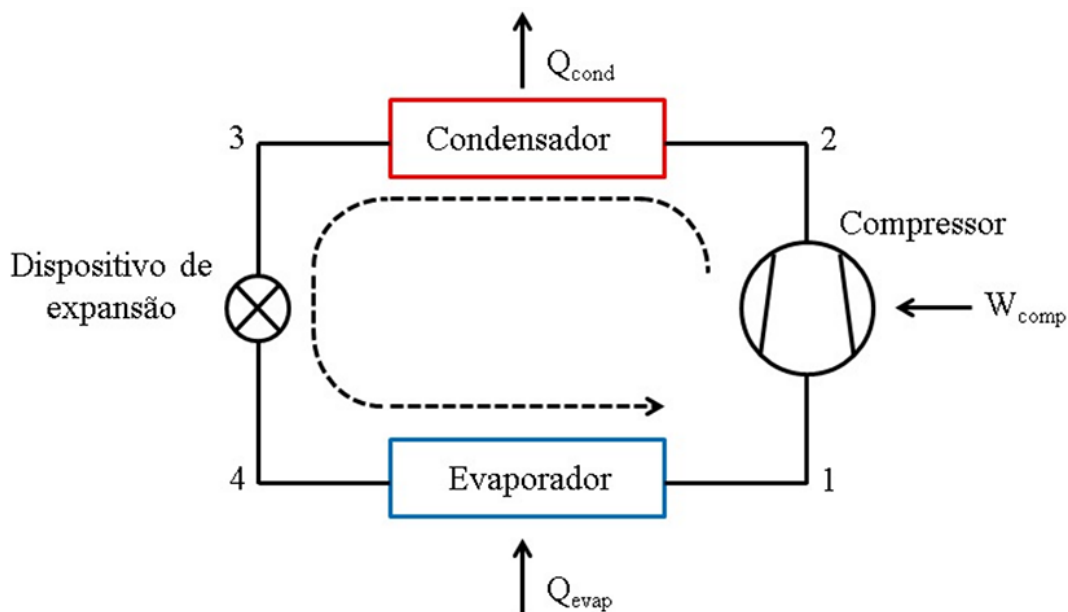


Figura 2 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor.

Fonte – [13]

é condensado, liberando calor para o meio não refrigerado (ambiente externo). O dispositivo de expansão diminui a pressão do fluido refrigerante proveniente do condensador, e consequentemente a temperatura, levando o fluido à pressão e temperatura de operação do evaporador. No evaporador, o fluido refrigerante, em baixa pressão e temperatura (estado líquido), absorve calor do meio refrigerado para evaporar [13].

Um ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor ideal (Ciclo de Carnot Ideal), pode ser representado pelo diagrama de temperatura pela entropia ($T \times S$) (Figura 3). A enumeração está na mesma ordem do ciclo presente na Figura 2.

O coeficiente de desempenho (COP) de um ciclo de refrigeração ideal pode ser definido como a relação entre a quantidade de calor absorvido pelo evaporador (Q_E) e o trabalho líquido realizado (W) (Equação 2.1).

$$COP = \frac{Q_E}{W} = \frac{T_E \Delta S}{T_C \Delta S - T_E \Delta S} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (2.1)$$

Pela Equação 2.1 pode-se perceber que o desempenho do ciclo pode ser melhorado elevando-se a temperatura de evaporação (T_E) e reduzindo a temperatura de condensação (T_C). Entretanto, vale ressaltar que o calor flui de uma fonte quente para uma fonte fria. Dessa forma, a temperatura do evaporador deve ser inferior à temperatura do ambiente refrigerado, e a temperatura do condensador deve ser superior à temperatura do ambiente não refrigerado. Logo, o desempenho do ciclo depende do quão menor forem as diferenças de temperatura entre os trocadores de calor e os respectivos ambientes em que estão operando (Figura 4).

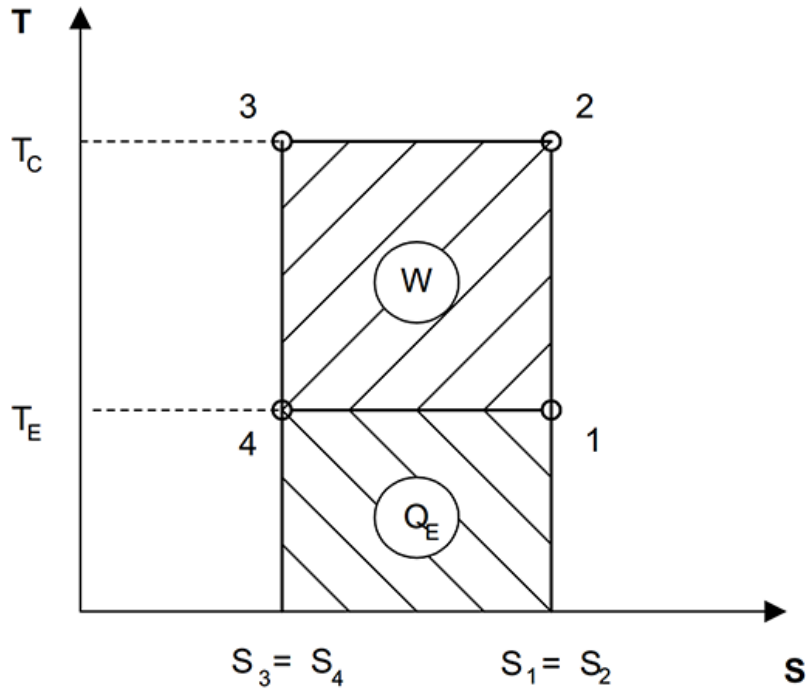


Figura 3 – Diagrama T x S para um Ciclo de Carnot Ideal.

Fonte – [12]

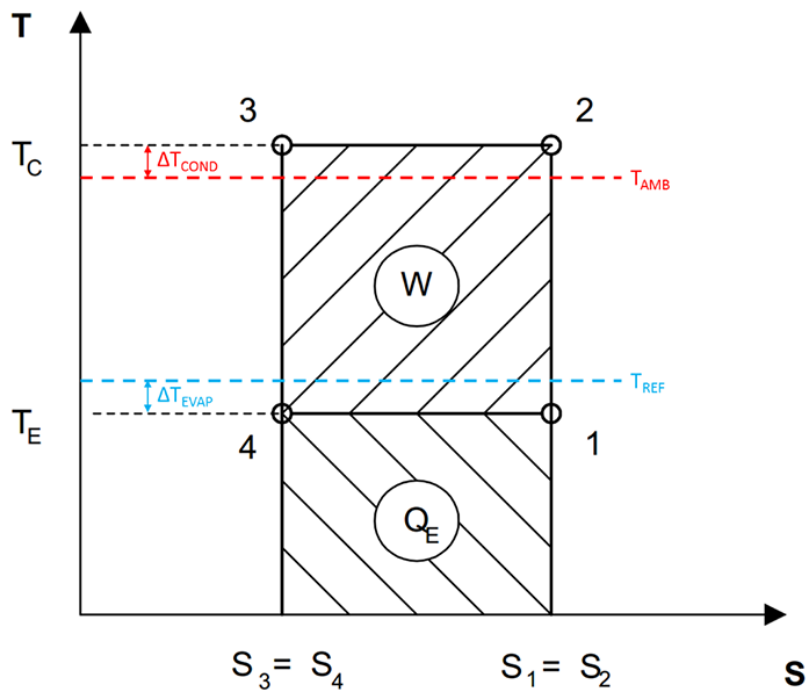


Figura 4 – Diagrama T x S – Diferença de temperatura entre os trocadores de calor e os respectivos ambientes de operação.

Até agora foram discutidas as características de um ciclo ideal de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Em um sistema de refrigeração real existem peculiaridades que reduzem a sua eficiência. Segundo [14], a quantidade de calor transferida em um processo, pode ser descrita como na Equação 2.2.

$$Q = UA\Delta T_{med} \quad (2.2)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência de calor e ΔT_{med} é a diferença média de temperatura entre as partes envolvidas na transferência.

Os processos de condensação e evaporação ideais ocorrem totalmente na região de mudança de fase do fluido refrigerante. Porém, caso a troca de calor continue após a mudança de fase, tem-se líquido sub-resfriado no condensador, e vapor superaquecido no evaporador. A diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do fluido na saída do condensador é denominada grau de sub-resfriamento. E a diferença entre a temperatura do fluido na saída do evaporador e a temperatura de evaporação é denominada grau de superaquecimento. Analisando a operação do sistema, pode-se perceber que o sub-resfriamento é benéfico na medida em que reduz a temperatura do fluido refrigerante na entrada do dispositivo de expansão, aumentando a capacidade do sistema. Já o superaquecimento, diminui a eficiência do evaporador, reduzindo o COP.

Compressores reais devem operar com o fluido refrigerante no estado de vapor para evitar o fenômeno de “golpe de líquido” [14]. Sendo assim, deve-se evitar operar o evaporador com um grau de superaquecimento nulo. Alguns dispositivos de expansão variável podem não operar corretamente com vapor, por essa razão, geralmente mantém-se um grau de sub-resfriamento superior a zero.

Os compressores comumente utilizados são os de velocidade fixa. Esses compressores modulam a capacidade através do ciclo de funcionamento, ou seja, operam com uma capacidade constante e elevada durante um ciclo de tempo variável necessário para atender a demanda.

2.3 Componentes auxiliares do sistema de refrigeração

Os componentes apresentados até o momento são considerados os principais dispositivos de um sistema de refrigeração. Porém, em operações reais são fundamentais alguns dispositivos auxiliares, dando destaque para os ventiladores e resistores elétricos. Ventiladores podem ser utilizados junto aos trocadores de calor para aumentar a convecção de ar (convecção forçada), e assim, aumentar o coeficiente global de transferência de calor (U). Resistores elétricos são utilizados junto ao evaporador e são normalmente ativados segundo uma lógica temporal fixa, tendo como objetivo, fundir o gelo que se forma em torno do evaporador. A formação de gelo ocorre devido à condensação e posterior congelamento da umidade presente no ar que passa pelo evaporador. O gelo acaba por formar uma camada isolante em torno do evaporador, diminuindo a eficiência do mesmo, sendo assim, deve ser eliminado [13].

2.4 Geada

Como um dos objetivos desse trabalho é a eliminação da geada, que se acumula no evaporador, de forma correta e apenas quando necessária, a seguir serão elucidados aspectos referentes a formação da geada, maneiras de detectar a presença de geada e formas de eliminá-la.

2.4.1 Formação de geada

A primeira etapa do processo de formação de geada é a nucleação, e ela pode ser classificada como homogênea ou heterogênea [15]. No primeiro caso, a mudança de fase ocorre no seio da substância saturada. Já na nucleação heterogênea, existe a interação das moléculas da substância saturada com superfícies sólidas, podendo ser encontradas na forma de partículas em suspensão ou como superfícies de maior dimensão.

O mecanismo predominante de nucleação e formação de geada está diretamente associado ao tipo de aplicação e às condições de operação do sistema. Sendo assim, pode-se apresentar diferentes características em aplicações de refrigeração comercial e doméstica no processo de formação de geada, empregando-se temperaturas de evaporação próximas a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente [8].

Em [16] os pesquisadores propuseram uma sequência de etapas para explicar o processo de formação de geada sobre uma superfície plana e fria. A Figura 5 mostra que o processo inicia com a nucleação (1), onde um embrião aderido à superfície atinge o grau de super-resfriamento¹ necessário para condensar e transformar-se em uma partícula sólida. O embrião cresce (2), através da adesão de novas moléculas, até o instante em que a quantidade de energia necessária para manter o seu crescimento supere aquela necessária para uma nova nucleação sobre o próprio embrião (3). O novo embrião também cresce até o seu limite (4) e novas nucleações passam a ocorrer em toda a superfície disponível (5 e 6). Essas novas nucleações provocam o adensamento do sólido resultante que passa a apresentar as características de um meio poroso. Quando a temperatura da superfície da geada passa a ser baixa o suficiente para promover novas nucleações, o processo se interrompe (7).

Em [17] os autores avaliaram experimentalmente o desempenho de três modelos de trocadores de calor do tipo tubo aletado, submetidos a diferentes condições operacionais, que incluíam ciclos de formação e eliminação de geada. Os resultados mostraram que a vazão de ar, a geometria e a orientação do evaporador influenciam a capacidade de drenagem da água, que se acumula durante a condensação ou após cada operação de degelo. Os testes realizados com formação de geada mostraram que a perda de carga

¹ O grau de super-resfriamento é definido como a diferença entre as temperaturas de orvalho do ar e da superfície fria

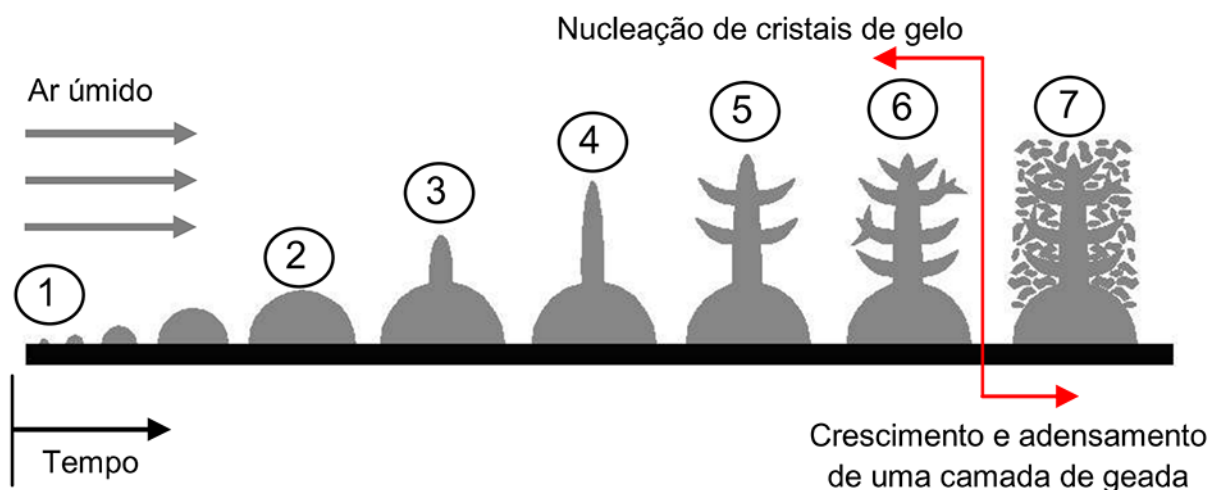


Figura 5 – Estágios da formação de geada sobre uma superfície plana.

Fonte – [16]

inicial do ar tende a aumentar a cada ciclo de degelo, em razão da água que fica acumulada na superfície do evaporador.

Em [18] estudou-se a formação de geada em um evaporador do tipo tubo aletado, instalado em um refrigerador doméstico. Equipou-se o refrigerador com uma placa transparente na parede traseira para permitir a visualização da formação de geada na superfície do evaporador. O estudo de visualização indicou a formação de uma camada de geada com distribuição parabólica sobre o evaporador, sendo que a maior concentração de geada ocorreu na região central.

2.4.2 Detecção de geada

Detectar a geada é a base de um degelo correto [19]. Segundo [20] é um grande desafio detectar a geada, devido à complexidade do fenômeno de formação, as variadas causas e diversos produtos resultantes do processo.

Em [20] os autores realizaram um estudo de revisão de 29 métodos existentes e com potencial de aplicação para detecção de gelo em geradores, mostrando que a maioria dos métodos não são confiáveis. A conclusão do trabalho mostrou que os conceitos baseados em variação de propriedades elétricas são os de maior potencial para aplicação.

O degelo adaptativo proposto em [21], baseia-se na medição da quantidade de geada depositada no evaporador, através de um sensor de campo elétrico. Os resultados iniciais mostraram que há alteração na tensão de saída do sensor quando há presença de geada. Sendo assim, a solução mostra-se propícia, porém maiores pesquisas relacionadas ao sensor devem ser realizadas.

A aplicação de uma técnica fotoelétrica para detecção de gelo e controle do processo de degelo é apresentada em [22] e [23]. No primeiro estudo [22], os autores realizaram experimentos laboratoriais em escala reduzida. Porém, os resultados mostraram que os sensores fotoelétricos podem detectar a altura do gelo de forma direta e com baixa incerteza. No segundo estudo [23], os pesquisadores buscaram generalizar o que foi proposto anteriormente. Logo, investigaram uma correlação entre o sinal de saída (tensão) do sensor fotoelétrico e a espessura do gelo formado, e partir dos diversos experimentos realizados, foi possível estabelecer uma correlação linear. Os resultados indicam que o sensor fotoelétrico pode estimar a espessura do gelo diretamente e de forma exata.

Em [24] os pesquisadores investigaram um método que emprega microcâmera e processamento de imagens para medir a espessura de gelo depositada em uma placa. O método possui vantagens relacionadas a boa exatidão de medição, além de não prejudicar o gelo na superfície. Entretanto, o sistema não é viável comercialmente.

Um transdutor de detecção de gelo utilizando fibra óptica com um sistema de degelo inteligente, para aplicações em refrigeradores, foi apresentado em [19]. O transdutor tem vantagens como baixo custo, boa consistência e facilidade de instalação.

Mesmo existindo técnicas capazes de obter uma boa detecção da quantidade de gelo nos evaporadores, todas essas técnicas envolvem a inserção de um novo elemento no refrigerador, agregando custo associado ao produto de forma direta (custo do sistema de detecção) e indireta (montagem e manutenção). Sendo assim, é relativamente alto o custo para inserção em toda linha de produção de refrigeradores em uma fábrica.

2.4.3 Processo de degelo

Sendo a formação de gelo em evaporadores um fenômeno inevitável, evitar o bloqueio do evaporador torna-se necessário devido as consequências prejudiciais causadas por tal situação. Portanto, o gelo deve ser removido sempre que necessário, buscando manter a melhor eficiência possível para o sistema projetado, através da realização de degelos. A realização de degelo penaliza o sistema térmico, pois, geralmente, ao se iniciar o processo de degelo, o ventilador e o compressor são desligados, e dessa forma, há um aumento da temperatura interna do refrigerador. Além disso, parte da carga térmica gerada pelo processo de degelo é liberada no ambiente refrigerado, visto que somente uma parte do calor dissipado derrete o gelo. A partir disso, e com o encerramento do processo de degelo, para compensar o aumento de temperatura dentro do refrigerador, será necessário que o compressor permaneça mais tempo ligado. Adicionalmente, o sistema de degelo é comumente instalado junto ao evaporador, gerando perda de carga do lado do ar. O somatório de todos esses fatores contribui para um aumento no consumo de energia global do refrigerador [10].

Existem diversas técnicas de degelo, sendo que as que se destacam são as de derretimento da geada via escoamento de vapor superaquecido oriundo da descarga do compressor (*hot gas by-pass*), e derretimento da geada através de resistências elétricas. O derretimento por gás quente consome menos energia elétrica, porém o aparato necessário para sua implementação, inviabiliza sua aplicação em refrigeradores domésticos. Sendo assim, as resistências elétricas são mais difundidas e amplamente utilizadas em refrigeradores domésticos e em sistemas de refrigeração de pequeno porte [25].

Um estudo experimental para avaliar o desempenho de sistemas de degelo em refrigeradores domésticos foi realizado em [26], utilizando três tipos diferentes de resistências elétricas (serpentina tubular de alumínio, tubulares revestidas em metal (*calrod*), e tubo de vidro) com diferentes modos de acionamento (integral, degrau e pulsante). Os resultados mostraram que a resistência tubular revestida em metal é mais apropriada não apenas pela sua eficiência, que é compatível com as outras opções, mas também pelo seu baixo custo e facilidade de instalação.

A maioria dos métodos de degelo baseiam-se em previsões, ocorrendo normalmente em intervalos fixos predeterminados. Todavia, o momento ideal para início e fim de degelo acabam por mudar continuamente, dado que as condições de carga do sistema variam [2].

Uma maneira comumente adotada para o controle do processo de degelo baseia-se no acionamento inicial por tempo (*timer*) e encerramento do processo através da temperatura na saída do tubo do evaporador. Sabe-se que esse tipo de controle de degelo, baseado em tempo, por vezes, causa ciclos de degelo desnecessários, prejudicando assim, o desempenho do sistema [3].

De acordo com os fabricantes, estando o sensor de término de degelo posicionado na saída do tubo do evaporador, há a garantia da completa eliminação do gelo no evaporador, no instante em que a temperatura no sensor excede 10°C [26].

Idealmente, um sistema automático de degelo deve variar os instantes de início de processo de degelo de acordo com a real necessidade do sistema, no caso, somente quando existir uma quantidade crítica de gelo acumulado, que prejudique o desempenho do sistema. Esse tipo de controle do sistema de degelo é normalmente denominado sistema de degelo por demanda (em inglês: *demand defrost system*). Uma implementação bem-sucedida economiza energia sem reduzir o desempenho do refrigerador [27].

A busca de um sistema de degelo mais eficiente, baseada no conceito *demand defrost system*, é bastante antiga [28]. Em 1968, os autores de [29], definiram um sistema de controle de degelo eletrônico. O princípio de identificação era baseado na diferença do fluxo de ar que ocorre devido à impedância imposta pela presença de geada no evaporador. O estudo relata resultados positivos nos experimentos com essa técnica.

O sistema de controle de degelo proposto em [30], como parte do sistema de controle integrado desenvolvido para refrigerador, adapta-se às condições de uso e do ambiente. Para isso, o intervalo entre os ciclos é determinado através de parâmetros como a quantidade e duração da abertura de porta, duração do degelo anterior e temperatura do congelador.

Embora existam muitos trabalhos na literatura, não se encontram em produtos finais, implementações dos sistemas de controle de degelo desenvolvidos [28]. Muitas companhias têm desenvolvido seus próprios sistemas para controle do degelo de forma adaptativa, existindo assim, várias patentes nessa área [21].

Um controle de degelo adaptativo, com um microcontrolador para controlar o início e o término do processo de degelo, é apresentado na patente proposta por [31]. O controle de degelo adaptativo monitora o tempo de compressor ligado, o tempo de abertura de porta, tanto do refrigerador, quanto do congelador, e a partir desses parâmetros, decide em que instante deve-se iniciar o processo de degelo. Esse controle de degelo adaptativo está presente em refrigeradores da *General Electric*.

2.5 Aparato experimental

Para o desenvolvimento desse trabalho foi utilizado um refrigerador comercial leve da fabricante *Metalfrío*, modelo WR50R (Figura 6), com capacidade de aproximadamente 500 litros, utilizando como base um sistema de refrigeração convencional (Figura 2), com a diferença da adição de um ventilador junto ao evaporador e um ao condensador, para auxiliar os trocadores de calor, e assim, aumentar a eficácia da troca de calor.

O sistema compõe-se de um compressor hermético recíproco de rotação fixa da empresa *Embraco*, modelo F FU130UAX. O dispositivo de expansão utilizado possui restrição e comprimento fixos, conhecido como tubo capilar. O evaporador é do tipo tubo aletado (Figura 9), sendo auxiliado por um ventilador de aproximadamente 36,2 W, e logo abaixo do evaporador há uma resistência elétrica do tipo *calrod* de 100 W, utilizada no processo de degelo. O condensador localiza-se na parte inferior do refrigerador, também sendo auxiliado por um ventilador, de aproximadamente 40,3 W. Na parte inferior localiza-se também o controlador do refrigerador, da empresa *Coel*, e um recipiente para armazenar a água resultante do degelo. A Figura 7 mostra a parte inferior do refrigerador, com os dispositivos já mencionados.

O refrigerador utiliza um sensor para medir e controlar a temperatura do compartimento, ele está localizado em uma posição que representa de forma satisfatória a média da temperatura do compartimento. O refrigerador também possui um sensor para medir a temperatura na saída do tubo do evaporador, utilizado para definir o fim do processo de degelo. Por fim, o sistema conta com um sensor para identificar a abertura de porta.



Figura 6 – Refrigerador Comercial Leve (WR50R) da Metalfrío.

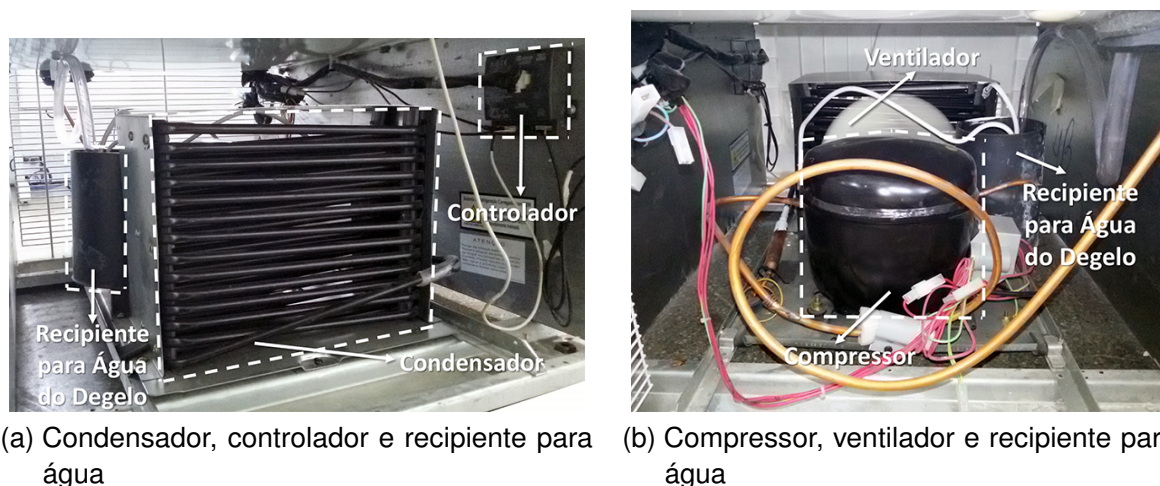


Figura 7 – Parte inferior do refrigerador.

Com o intuito de analisar o comportamento original do sistema e posteriormente controlá-lo externamente, sem o controlador original, é necessária uma instrumentação adequada. Sendo assim, termopares foram instalados nas mesmas posições dos sensores do compartimento e da saída do tubo do evaporador. A leitura do sinal do sensor de abertura de porta é realizada de forma paralela, através do sistema de aquisição de dados.

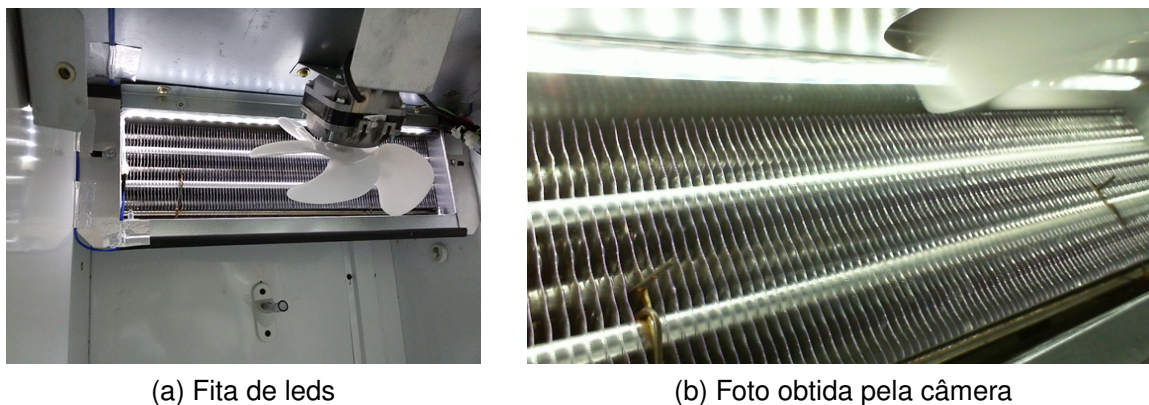
Foram instalados de forma distribuída, termopares em todas as prateleiras do refrigerador, com o intuito de verificar o grau de estratificação de temperatura no interior do produto. Além disso, foram instalados termopares na entrada e saída, do evaporador e do condensador, com o propósito de avaliar o superaquecimento e sub-resfriamento, respectivamente. Foram monitoradas também as temperaturas de sucção, descarga e carcaça do compressor. Todos os termopares utilizados são do tipo T com uma incerteza de medição de $0,2^{\circ}\text{C}$.

O refrigerador foi alocado dentro de uma sala com a temperatura controlada através de um ar-condicionado. Foram realizadas algumas modificações na estrutura física do ar-condicionado, melhorando a estratificação da temperatura dentro da sala, através da mudança da posição do termostato e a utilização de uma estrutura de alumínio na saída de ar. Para medir a temperatura ambiente dentro da sala, foram distribuídos 4 termopares em torno do refrigerador. Para medir a umidade dentro da sala, utilizou-se um transdutor de umidade relativa, localizado acima do refrigerador, o transdutor é fabricado pela *Testo*, compreendendo um transmissor modelo 6681 e uma sonda modelo 6614, com precisão de $\pm 1,0\%$. Além disso, o refrigerador inclui também um mecanismo para abertura automática da porta. A Figura 8, mostra os termopares em torno do refrigerador, a sonda para medição da umidade relativa, além do mecanismo de abertura de porta automática.



Figura 8 – Termopares para medição da temperatura ambiente, sonda para medição da umidade da sala, e mecanismo de abertura de porta automático.

Com o intuito de melhorar as análises do processo de degelo, foi instalado uma câmera da fabricante *Microsoft*, modelo *LifeCam Cinema*, com resolução de até 1280x720 pixels, e a iluminação realizada através de uma fita de leds, como mostra a Figura 9.



(a) Fita de leds

(b) Foto obtida pela câmera

Figura 9 – Visualização do evaporador.

Para realização dos testes de UA (detalhado na Seção 2.6), foram distribuídas resistências elétricas para simulação de carga térmica, totalizando treze resistências de 15 W cada, obtendo um somatório de 195 W. Após os testes de UA as resistências foram removidas e substituídas por garrafas de cerveja de 600 ml cada, totalizando 168 garrafas, distribuídas igualmente em quatro prateleiras.

Um transdutor de potência com fundo de escala em 1000 W e incerteza de medição igual a 0,5% do valor medido, da fabricante *Yokogawa*, foi utilizado para medição da potência do compressor. Para a medição da potência das resistências elétricas utilizadas nos testes de UA, foi utilizado um transdutor de potência da fabricante *Yokogawa*, com fundo de escala em 200 W e incerteza de medição igual a 0,5% do valor medido. Após os testes de UA, esse transdutor, foi realocado para medição da potência da resistência de degelo. Um transdutor de potência igual ao utilizado para medição das resistências elétricas, foi utilizado para medição do ventilador do evaporador, e posteriormente aos testes de UA, o transdutor foi realocado para medição dos ventiladores e do controlador.

A Figura 10 mostra o diagrama unifilar do esquema elétrico utilizado para construção da bancada utilizada para supervisão das variáveis medidas, acionamento e controle das variáveis de atuação.

A Figura 11 mostra a bancada construída para execução desse projeto. A bancada contém um sistema de supervisão de dados *National Instruments*, composto por um chassi SCXI-1001, onde são acoplados os módulos SCXI-1112 para leitura dos termopares, SCXI-1303, para leitura de sinais de tensão de 0 V–10 V, que é utilizado para adquirir o sinal dos transdutores de potência e do sinal de abertura de porta, SCXI-1324, para acionamento via relé da fita de led, SCXI-1325, para envio de sinais de tensão de 0 V–10 V, que é utilizado para acionar os dois relés de estado sólido, da fabricante *Eurotherm*,

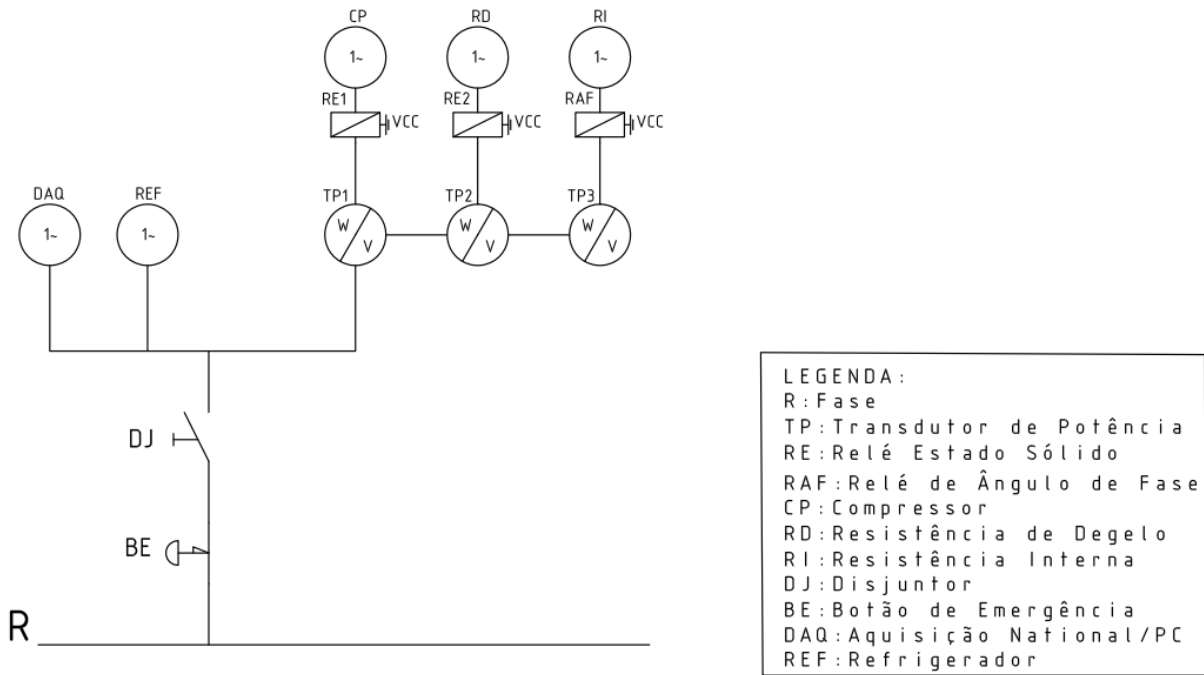


Figura 10 – Diagrama unifilar da bancada de supervisão e atuação.

modelo SVDA/3V25/A02, que acionam o compressor e o ventilador do evaporador. Esse módulo também aciona o relé de ângulo de fase, da fabricante *Contemp*, modelo AFC-1, usado primeiramente para acionar as resistências elétricas utilizadas nos testes de UA e posteriormente para acionar a resistência de degelo. O sistema de supervisão de dados possui comunicação com um computador onde é executado um programa de supervisão de dados.

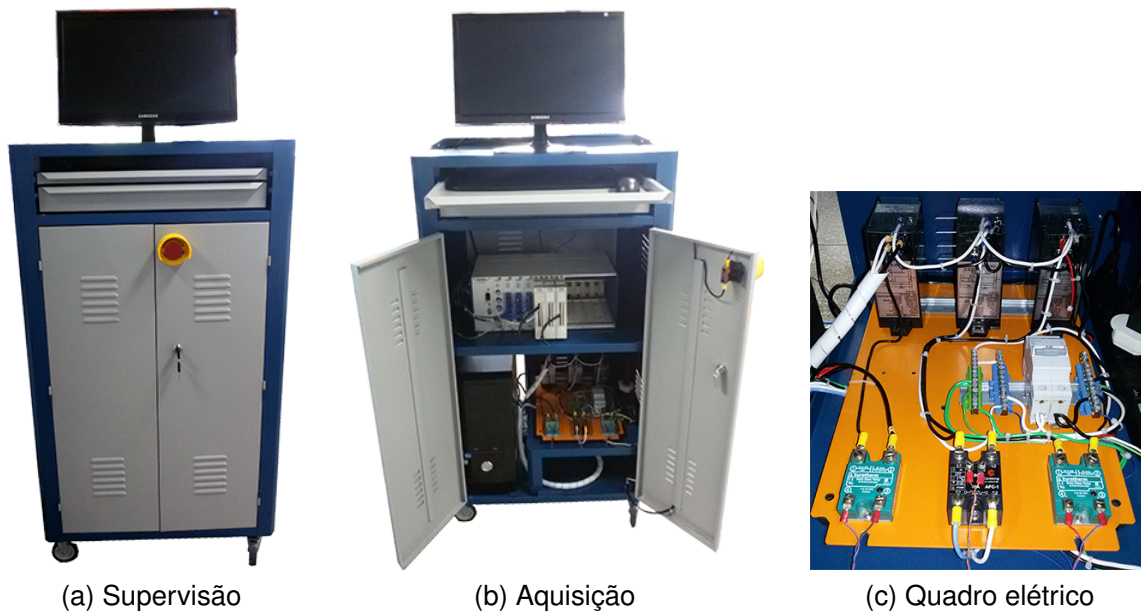


Figura 11 – Bancada para supervisão e controle de dados.

Para observar todo o comportamento do refrigerador em tempo real e armazenar os

dados, foi desenvolvida uma interface em software *LabVIEW* (Figura 12). Após os testes com o produto original terem sido encerrados, foram desenvolvidos os mecanismos para o controle do sistema através do mesmo software.

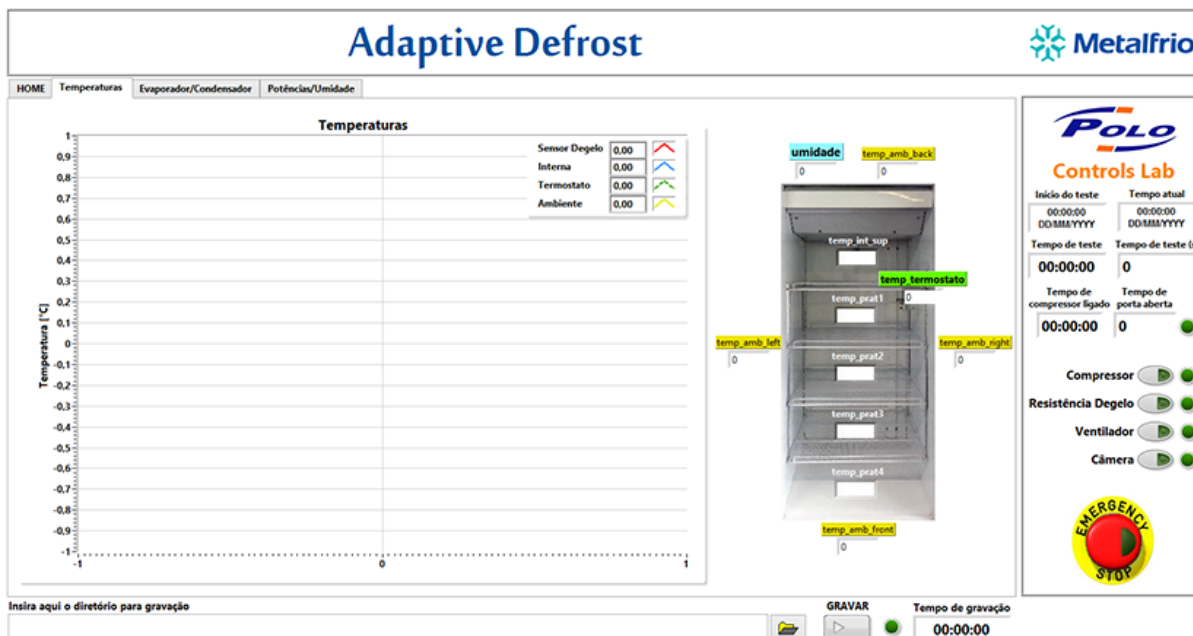


Figura 12 – Interface do programa de supervisão de dados.

2.6 Determinação do coeficiente de UA do sistema

Com o intuito de calcular a carga térmica que é imposta ao refrigerador, testes foram realizados para encontrar o coeficiente de UA (Coeficiente Global de Transferência de Calor por Unidade de Área) do produto. Conhecendo esse coeficiente e a temperatura do compartimento refrigerado e a temperatura ambiente, pode-se calcular a carga térmica imposta ao sistema através da Equação 2.2 [14].

Em condições de regime permanente, onde o sistema encontra-se em equilíbrio, tem-se uma equivalência nos valores da capacidade de refrigeração e da carga térmica. Sendo assim, o valor calculado através da Equação 2.2 pode ser utilizado para determinar a capacidade de refrigeração em condições de regime permanente.

O método utilizado para encontrar o coeficiente de UA é denominado teste de UA por fluxo de calor reverso, onde é dissipada uma potência no interior do compartimento previamente conhecida, através de resistores elétricos, estando o refrigerador desligado, para desta forma, criar um diferencial de temperatura entre o compartimento do produto e o ambiente externo. A intenção é que essa diferença de temperatura entre o interior do sistema e o ambiente externo simule a mesma diferença de temperaturas para as condições nas quais o refrigerador operará. A partir desse diferencial de temperaturas (ΔT_{med}) é possível

isolar o termo UA na Equação 2.2, onde assume-se o valor de Q sendo o somatório da potência dissipada pelos resistores elétricos e a potência dissipada pelo motor do ventilador do evaporador, que é mantido ligado durante todo o teste. Essa metodologia é melhor detalhada em [32].

Um esquemático do refrigerador com todas as variáveis necessárias para o cálculo do coeficiente de UA é mostrado na Figura 13. Pode-se observar todas as entradas de potência e fluxo de calor pelas paredes, os quais são utilizados para realizar o balanço de energia do sistema.

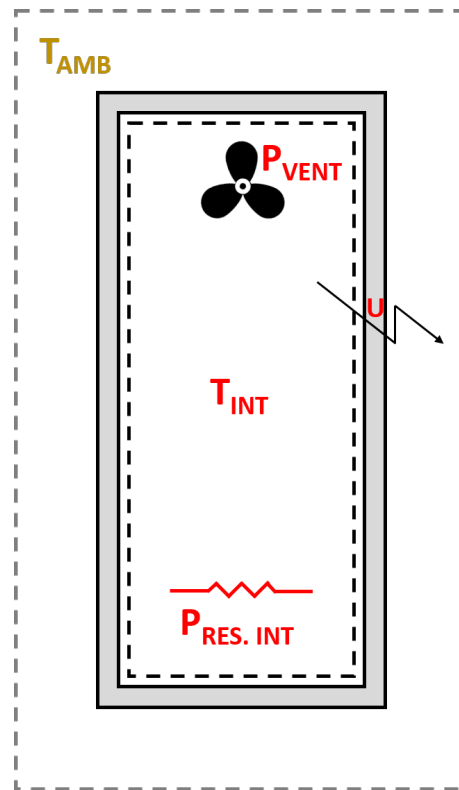


Figura 13 – Esquemático do sistema para o cálculo do coeficiente de UA .

A Equação 2.3 é obtida através do balanço de energia no compartimento.

$$P_{VENT} + P_{RES.INT} = UA(T_{INT} - T_{AMB}) \quad (2.3)$$

onde P_{VENT} é a potência do ventilador do evaporador, $P_{RES.INT}$ é a potência das resistências usadas para aquecer o compartimento interno, UA é o coeficiente global de transferência de calor por unidade de área do refrigerador, T_{INT} é a temperatura média dentro do compartimento interno do refrigerador, e T_{AMB} é a temperatura ambiente.

Foram realizados 3 testes para determinação do coeficiente de UA , a Tabela 1 mostra as temperaturas a serem atingidas no ambiente externo e dentro do sistema.

A Tabela 2 mostra os valores obtidos no compartimento interno, no ambiente externo, as potências dos resistores elétricos, e a potência do ventilador.

Tabela 1 – Temperaturas a serem utilizadas nos testes de UA

Teste	T_{AMB} [°C]	T_{INT} [°C]
1	20	39
2	20	43
3	20	55

Tabela 2 – Valores obtidos nos testes de UA

Teste	T_{AMB} [°C]	T_{INT} [°C]	P_{RES. INT} [W]	P_{VENT} [W]
1	20,2	39,1	43	36,3
2	19,7	43	64	36,4
3	20	55	124	36,4

O coeficiente foi encontrado ajustando-o de forma iterativa, através do método dos mínimos quadrados aplicados a Equação 2.3, tendo como resultado um *UA* igual à 4,44 W/K.

3 Desenvolvimento da lógica de degelo adaptativa

Nesta seção será apresentado todo o desenvolvimento do algoritmo da lógica de degelo adaptativa. Primeiramente são realizadas análises no sistema original, para entender o comportamento do sistema durante a formação de gelo no evaporador, através de testes em regime permanente e testes com aberturas de porta. Após analisar o sistema original, realizaram-se testes para elaboração do algoritmo para decisão de acionamento de degelo. Por fim, é apresentado o algoritmo completo com a lógica de degelo adaptativa.

3.1 Estudo do comportamento original do sistema

Para tornar possível a elaboração de um novo algoritmo que controle todo o processo de degelo do refrigerador, é necessário estudar primeiramente o comportamento original do produto. Baseado nisso, testes preliminares foram realizados com o refrigerador sob atuação da lógica original.

Para realização dos testes manteve-se a temperatura da sala controlada em 20 °C. Buscando manter a condição de uso do consumidor, todos os testes foram realizados com o sistema carregado com garrafas de cerveja, de 600 ml cada, totalizando 168 garrafas, distribuídas igualmente em quatro prateleiras.

Como um dos objetivos do trabalho é desenvolver um algoritmo que controle o processo de degelo sem a adição de novos dispositivos, todas os dados provenientes de outros sensores e transdutores, que não estejam ligados diretamente aos já presentes no produto, como o sensor de temperatura na saída do tubo do evaporador, sensor de temperatura do compartimento interno (termostato), sensor de abertura de porta, e o tempo de compressor ligado, servirão para auxiliar no melhor entendimento do funcionamento do refrigerador.

Foram realizados testes de partida do sistema para abaixamento da temperatura do compartimento interno (*pulldown*), testes em regime permanente e testes com aberturas de porta.

3.1.1 Teste de *pulldown*

A Figura 14 apresenta o comportamento do sistema para o teste de *pulldown*. Pode-se perceber, que devido à alta carga térmica existente no refrigerador (garrafas de cerveja), a inércia do sistema torná-se bastante alta, necessitando assim, de aproximadamente

8 horas para atingir a temperatura mínima (aproximadamente $-2,6^{\circ}\text{C}$) do termostato do compartimento interno. Durante o processo de degelo o compressor e o ventilador do evaporador mantiveram-se desligados, enquanto que a resistência de degelo, o ventilador do condensador e o controlador do sistema permaneceram ligados.

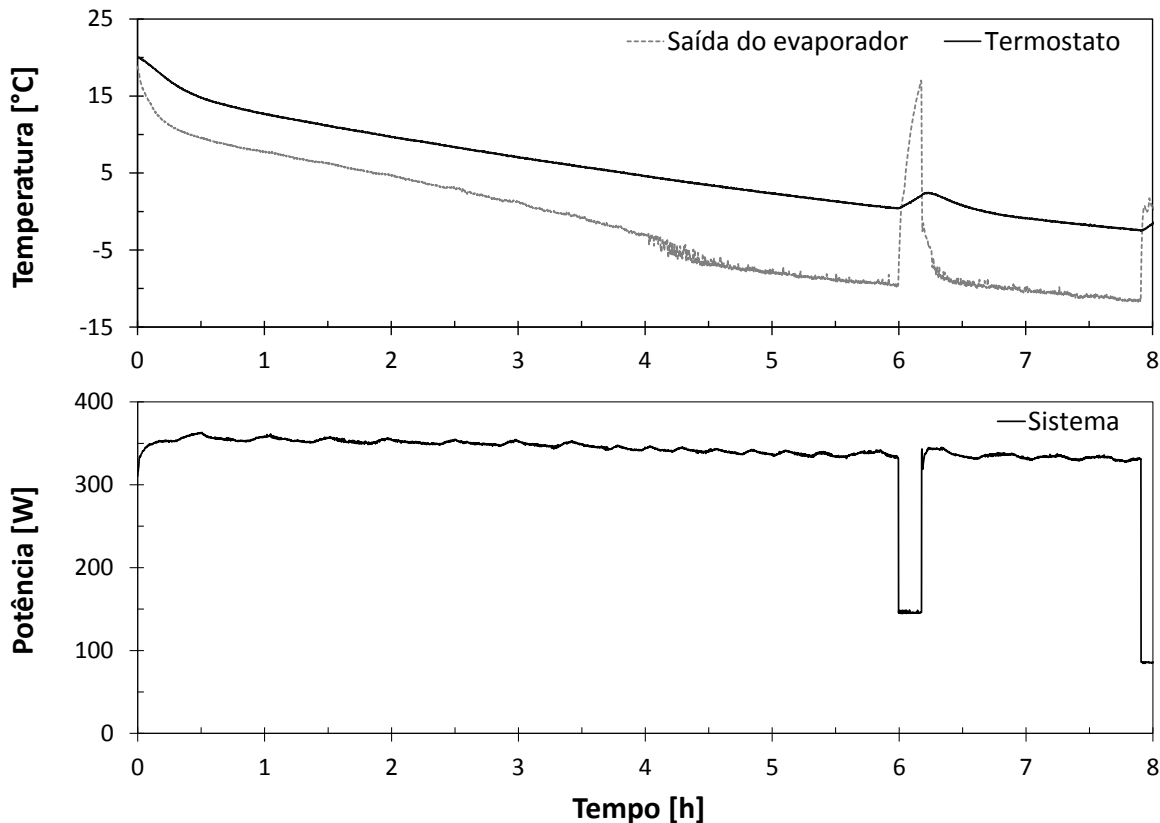


Figura 14 – Teste de *pull-down*.

Deve-se evidenciar nesse teste, a ocorrência de um degelo durante o transiente de partida do produto. A Figura 15, obtida a partir das filmagens do evaporador, mostra que ainda não há presença de gelo no evaporador. Conseqüentemente, a ocorrência desse degelo no transiente de partida do sistema foi desnecessária, acarretando em um atraso no processo de *pull-down*, além de adicionar carga térmica no compartimento interno do sistema. A resistência elétrica, presente no evaporador, permaneceu ligada durante 11 minutos até atingir aproximadamente 17°C no sensor de temperatura na saída do tubo do evaporador.

3.1.2 Teste em regime permanente

A Figura 16 apresenta o comportamento do sistema para o teste em regime permanente, na seqüência do teste de *pull-down*. Analisando o resultado do teste, pode-se perceber que o processo de degelo ocorre a cada 6 horas, a partir do início do processo de degelo anterior. O termostato opera dentro da faixa de aproximadamente $-2,6^{\circ}\text{C}$ a $-1,1^{\circ}\text{C}$.

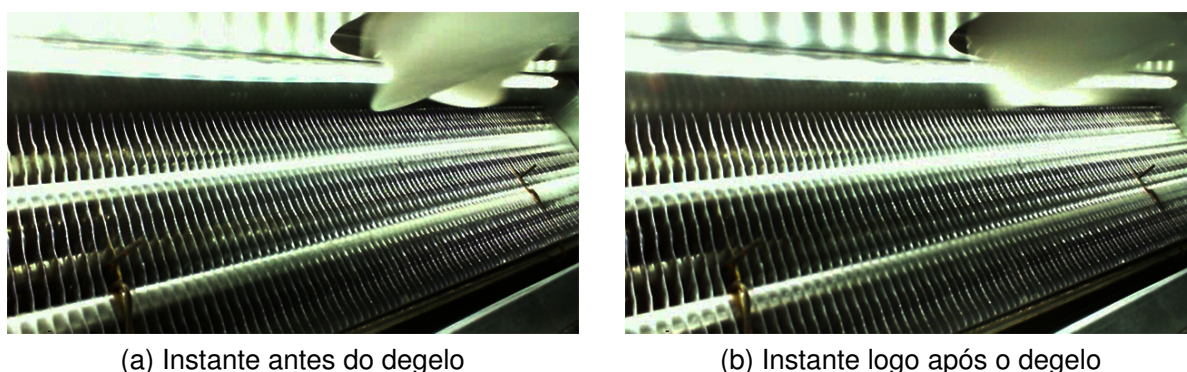


Figura 15 – Evaporador durante o processo de degelo no teste de *pull-down*.

Já o sensor na saída do tubo do evaporador, opera dentro da faixa de aproximadamente -13°C a 0°C , quando não há praticamente nenhuma presença de gelo no evaporador. Para a condição de temperatura ambiente utilizada no teste, o somatório de tempo de compressor ligado é de aproximadamente 2 horas entre os processos de degelo.

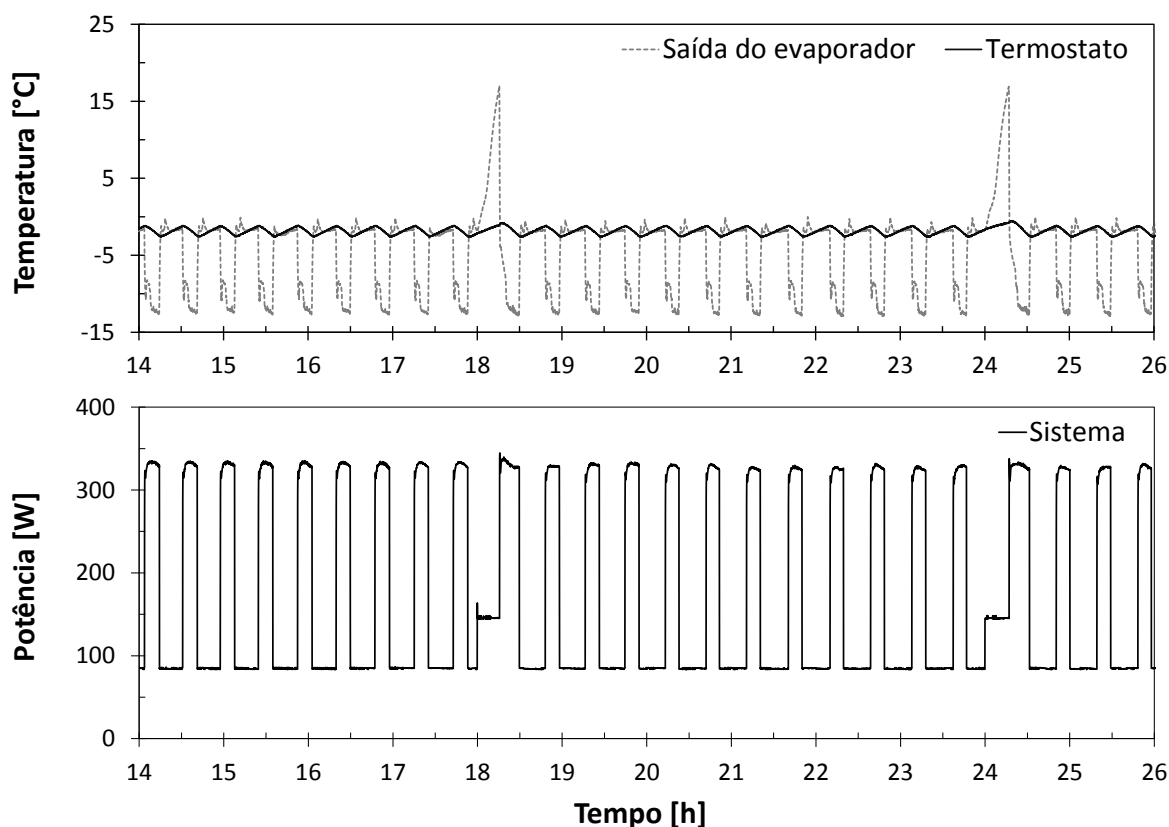


Figura 16 – Teste em regime permanente.

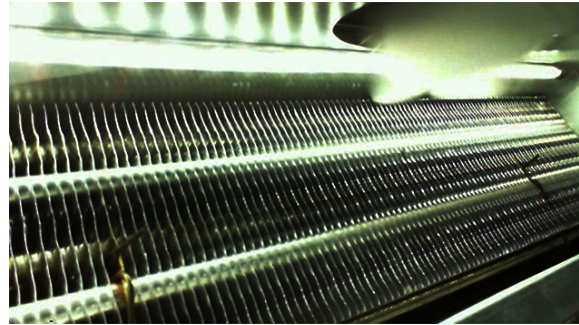
A Tabela 3 mostra o tempo dos processos de degelo, que são encerrados quando a temperatura na saída do tubo do evaporador atinge aproximadamente 17°C , e a Figura 17 mostra o início e o fim do quarto processo de degelo. Pode-se observar que mesmo após 30 horas de teste, ainda não há praticamente nenhuma presença de gelo no evaporador.

Tabela 3 – Processos de degelo no teste em regime permanente

Degelo	Início do degelo [h]	Tempo de degelo [min]
1	12	14,25
2	18	15,83
3	24	17,17
4	30	18,25



(a) Instante antes do degelo



(b) Instante logo após o degelo

Figura 17 – Evaporador durante o processo do quarto degelo em regime permanente.

3.1.3 Teste com aberturas de porta

Para realização do teste com aberturas de porta, primeiramente manteve-se o sistema desligado com a porta aberta durante 24 horas, mantendo a temperatura ambiente controlada em 20 °C. Após esse período de equalização entre a temperatura no interior do refrigerador e a temperatura ambiente, o sistema foi ligado seguindo a metodologia de teste de aberturas de porta, utilizada pela empresa Metalfrio, apresentada na Figura 18.

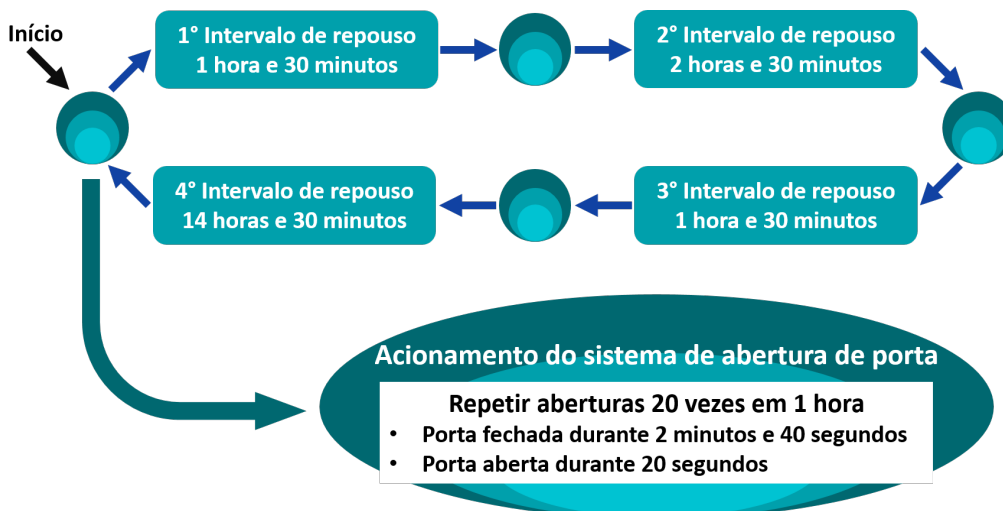


Figura 18 – Metodologia utilizada nos testes de aberturas de porta.

Nessa metodologia, o sistema é primeiramente colocado em operação, até atingir as condições de regime permanente (mínimo: 24 horas). Atingido o regime, o sistema de abertura de porta é acionado, realizando uma abertura de 20 segundos. Na sequência, mantém a porta fechada durante 2 minutos e 40 segundos, totalizando 3 minutos por ciclo. Esse ciclo é repetido 20 vezes, totalizando 1 hora. Terminado o 1º ciclo de abertura de porta, o sistema inicia o 1º intervalo de repouso, permanecendo em operação por 1 hora e 30 minutos com as porta fechadas. Após esse intervalo, o 2º ciclo de abertura de porta se inicia, com 1 hora de duração. Na sequência, o sistema começa o 2º intervalo de repouso, desta vez, com 2 horas e 30 minutos. Outros 2 ciclos de abertura de porta são realizados, o 1º sucedido por um repouso de 1 hora e 30 minutos, e o 2º, por um repouso de 14 horas e 30 minutos, totalizando uma rotina de abertura de porta com duração de 24 horas.

A Figura 19 apresenta o resultado do teste realizado utilizando a metodologia de aberturas de porta, já mencionada, executando apenas uma rotina com duração de 24 horas. O teste iniciou após o término do terceiro processo de degelo pós-*pulldown* (primeiro degelo na Figura 19).

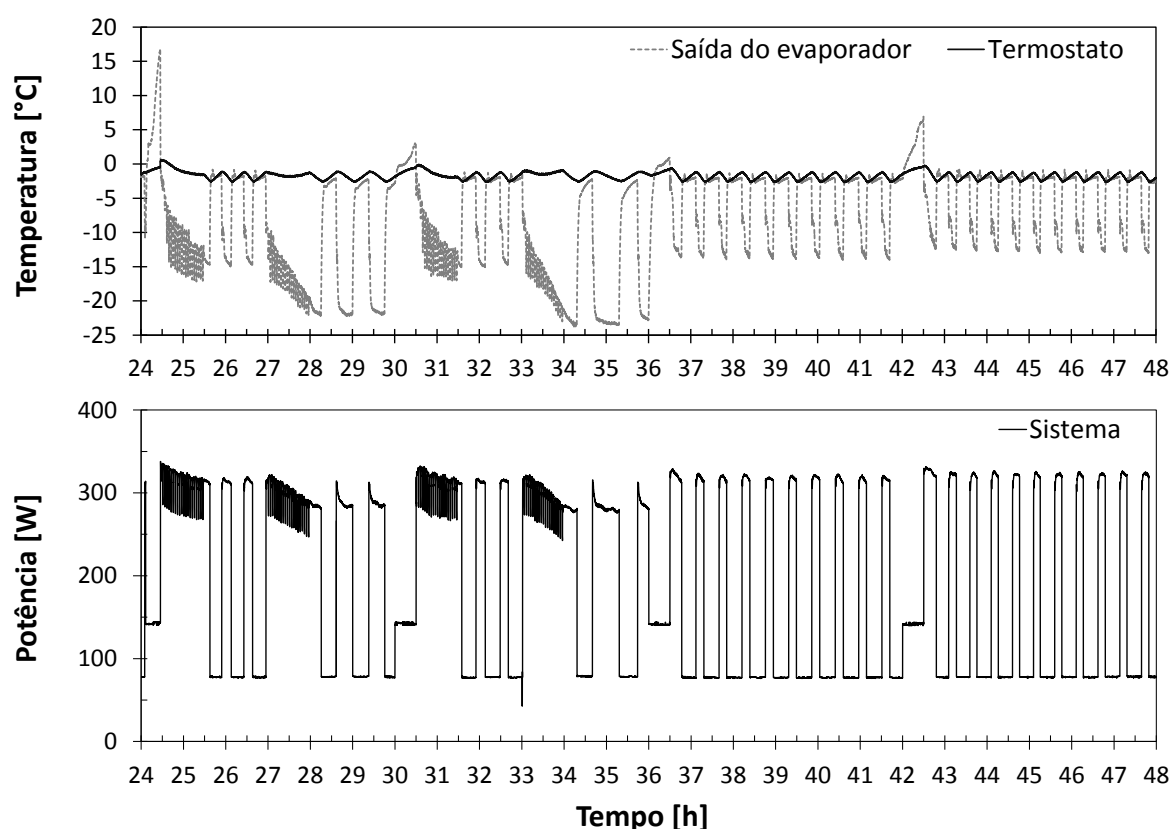


Figura 19 – Teste com aberturas de porta.

Observa-se no teste, que o processo de degelo, ou é encerrado ao atingir 17°C, ou ao atingir 30 minutos de resistência ligada. O ventilador do condensador permanece sempre ligado, sendo que o ventilador do evaporador é desligado durante o processo de degelo, e quando há abertura de porta, evitando assim, aumentar a troca de calor entre o

compartimento interno e o ambiente externo. A Figura 20 mostra com mais clareza o que foi mencionado.

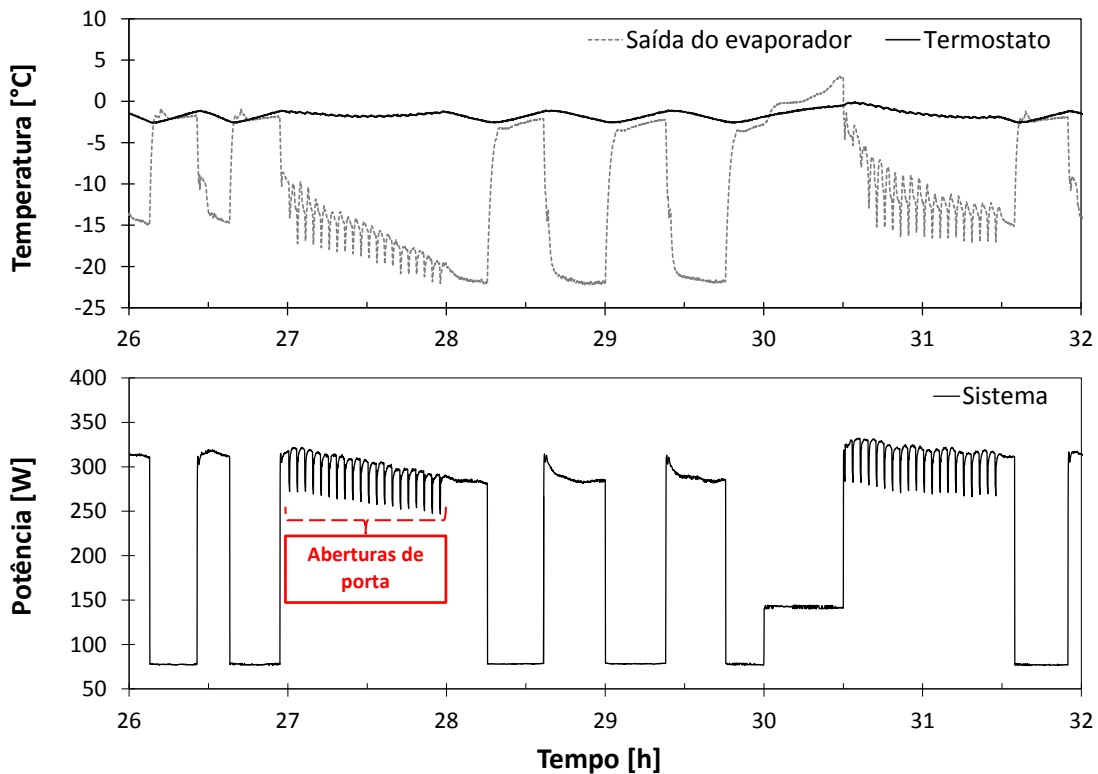
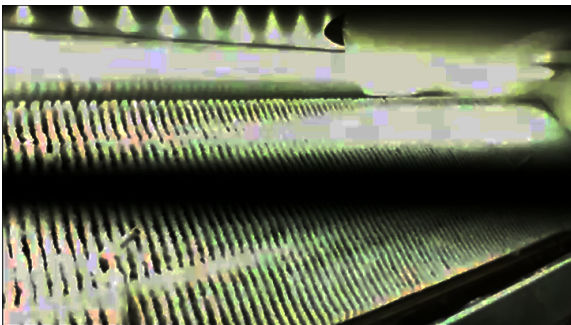
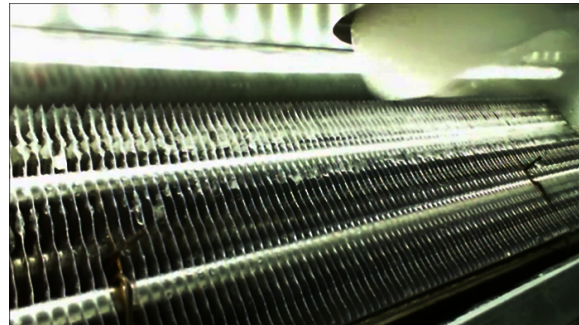


Figura 20 – Teste com aberturas de porta (*zoom*).

Deve-se destacar nesse teste, os momentos de início dos processos de degelo, que são em sua maioria inadequados. Percebe-se que após os dois primeiros ciclos de aberturas de porta, o sistema diminui o seu desempenho, que é observado pela mudança no funcionamento do compressor. Além disso, o segundo, o terceiro e o quarto processo de degelo, são encerrados no instante que a resistência de degelo atinge 30 minutos de operação, não garantindo assim, a completa eliminação do gelo presente no evaporador.



(a) Instante antes do degelo



(b) Instante logo após o degelo

Figura 21 – Evaporador durante o processo do segundo degelo no teste de abertura de porta.

A Figura 21 mostra o segundo processo de degelo do teste, iniciado em 30 horas. Pode-se perceber que mesmo com o processo de degelo encerrando-se, ainda há presença de gelo na parte superior do evaporador, que permanece para o próximo ciclo, prejudicando os processos de degelo seguintes.

3.2 Elaboração do algoritmo para decisão de acionamento de degelo

Baseado nos resultados dos testes preliminares, e no estudo bibliográfico, foi possível desenvolver o algoritmo para decisão do acionamento do processo de degelo. Para isso, primeiramente definiu-se a equação base do algoritmo de decisão, apresentada na Equação 3.1.

$$t_{ECA} = t_{CA} + \zeta t_{AP} \quad (3.1)$$

onde t_{ECA} é o tempo equivalente de compressor ativo, t_{CA} é o tempo de compressor ativo, t_{AP} é o tempo de abertura de porta (todos os tempos são calculados entre os processos de degelo) e ζ é o coeficiente que correlaciona o tempo de compressor ligado e o tempo de abertura de porta.

Para formulação da Equação 3.1, partiu-se do pressuposto, que em condições de regime permanente, o compressor modula o seu acionamento de acordo com a condição ambiente onde o sistema está inserido. Logo, independente do ambiente onde o refrigerador está alocado, existe um somatório máximo de tempo de compressor ativo, que gera uma quantidade de gelo, no qual, o sistema começa a reduzir o seu desempenho. Esse instante, é o momento ideal para a realização do processo de degelo. Entretanto, esse somatório máximo de tempo de compressor ativo, é alterado nas situações onde o refrigerador está sob atuação de aberturas de porta. Desta forma, faz-se necessário, correlacionar as aberturas de porta com o tempo de compressor ativo, para tornar possível a utilização do somatório máximo de tempo de compressor ativo na formação de gelo. Por essa razão, utiliza-se o coeficiente ζ , que pondera as aberturas de porta no cálculo do t_{ECA} . Porém, o coeficiente ζ é função da condição do ambiente externo (temperatura ambiente e umidade) e da frequência de aberturas de porta. Sendo assim, para tornar a Equação 3.1 efetivamente adaptativa, é necessário atualizar ζ perante mudanças nas condições da qual ele é função.

Baseado no que foi discutido, nas Seções 3.2.1, 3.2.2 e 3.2.3, serão apresentados os testes executados para obtenção de t_{ECA} , ζ , e a equação que atualiza ζ , respectivamente.

Buscando obter uma melhor repetibilidade das condições iniciais entre os testes, para tornar válidas as comparações, antes de iniciar cada teste, mantinha-se o refrigerador com a porta aberta durante 24 horas à 20 °C. Além disso, nas primeiras 24 horas de todos

os testes, executou-se a lógica original, sendo assim, os testes só iniciavam a contabilizar os tempos de compressor ativo, após o terceiro processo de degelo da lógica original, pós-*pull-down*. Para garantir a eliminação do gelo por completo, todos os processos de degelo foram encerrados no instante que a temperatura na saída do tubo do evaporador atingisse 10 °C [26].

3.2.1 Identificação do tempo máximo de compressor ativo na formação de gelo

Uma bateria de testes foi planejada e executada, para identificar o somatório de tempo máximo de compressor ativo antes de executar-se um processo de degelo. Fixou-se a temperatura ambiente em 20 °C para todos os testes.

Dois parâmetros devem ser considerados para escolha adequada de t_{ECA} . O primeiro é o tempo de duração do degelo, que não pode ser demasiadamente longo, pois prejudica a recuperação do sistema no pós-degelo [10]. E o segundo, é a diminuição da temperatura na saída do tubo do evaporador, que de acordo com os resultados encontrados em [33], existe uma relação linear entre a perda de capacidade de refrigeração e a diminuição da temperatura na saída do tubo do evaporador.

Com base no que foi discutido, foram realizados quatro testes, onde após alcançar 2 horas, 4 horas, 8 horas e 16 horas, de tempo acumulado de compressor ativo, executava-se o processo de degelo. A Tabela 4 sintetiza os resultados obtidos nos testes de identificação da influência do tempo de compressor ativo na formação de gelo no evaporador. Durante os testes, a umidade relativa variou aproximadamente entre 60% e 70%.

Tabela 4 – Testes de identificação da influência do compressor na formação de gelo

t_{CA} [h]	Duração total do teste [h]	Nº de degelos	Duração do maior degelo [min]	Temperatura na saída do evaporador [°C]
2	36	6	14,75	-13
4	72	6	20	-13
8	72	3	22	-13,2
16	48	1	31,75	-13,5

Analisando a Tabela 4 pode-se perceber que a partir de 8 horas de tempo acumulado de compressor ativo, o sistema começa a reduzir o seu desempenho. Isso fica evidente no teste de 16 horas, onde a temperatura na saída do tubo do evaporador diminui 0,5 °C em relação aos testes onde o sistema está com uma maior capacidade de refrigeração. Observa-se também, que o tempo de duração do processo de degelo ultrapassa 30 minutos no teste de 16 horas, tornando-se relativamente grande, podendo assim, prejudicar ainda mais o desempenho do sistema.

Portanto, baseado nos resultados obtidos, o valor escolhido para t_{ECA} foi de 12 horas de tempo acumulado de compressor ativo. Dessa forma, mantém-se o compromisso entre tempo de duração de degelo e início da perda de capacidade de refrigeração do sistema, antes de iniciar o processo de degelo. A Figura 22 mostra as últimas 28 horas do teste de 16 horas de tempo acumulado de compressor ativo.

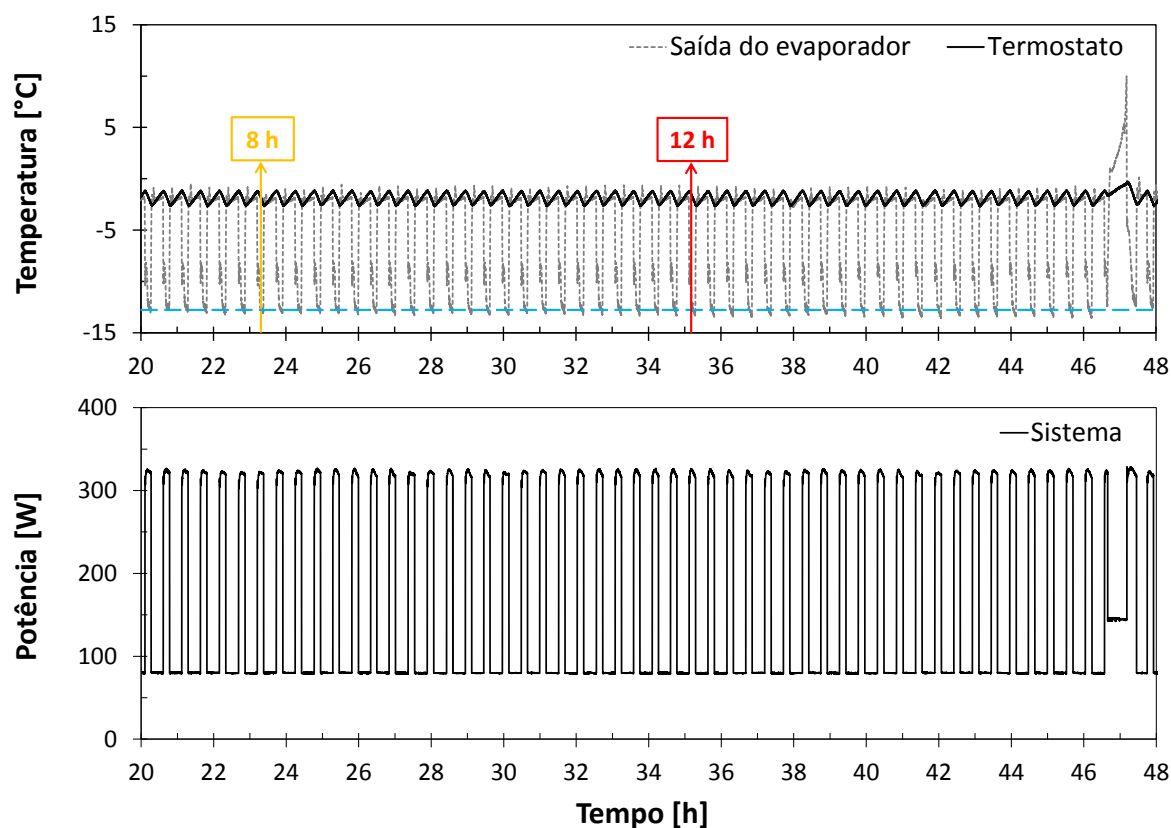


Figura 22 – Teste de 16 horas de tempo acumulado de compressor ativo.

3.2.2 Relação entre abertura de porta e compressor na formação de gelo

Para obter o coeficiente que correlaciona o tempo de compressor ligado e o tempo de abertura de porta (ζ), comparou-se o tempo de duração de degelo obtido no teste com aberturas de porta (Figura 23), com a duração dos degelos, obtidos nos testes de identificação da influência do compressor na formação de gelo (Tabela 4). Dessa forma, é possível através da Equação 3.1 encontrar ζ .

Para isso, realizou-se o teste com aberturas de porta (Figura 23), mantendo a temperatura ambiente em torno de 20°C , fixando-se t_{CA} em 2 horas de tempo acumulado de compressor ativo, efetuando aberturas de porta de 30 segundos cada, intervaladas a cada 9 minutos e 30 segundos, obtendo um somatório final de 10 minutos de aberturas de porta. A umidade relativa obtida foi de aproximadamente 65%, tornando possível comparar os testes de identificação da influência do compressor na formação de gelo.

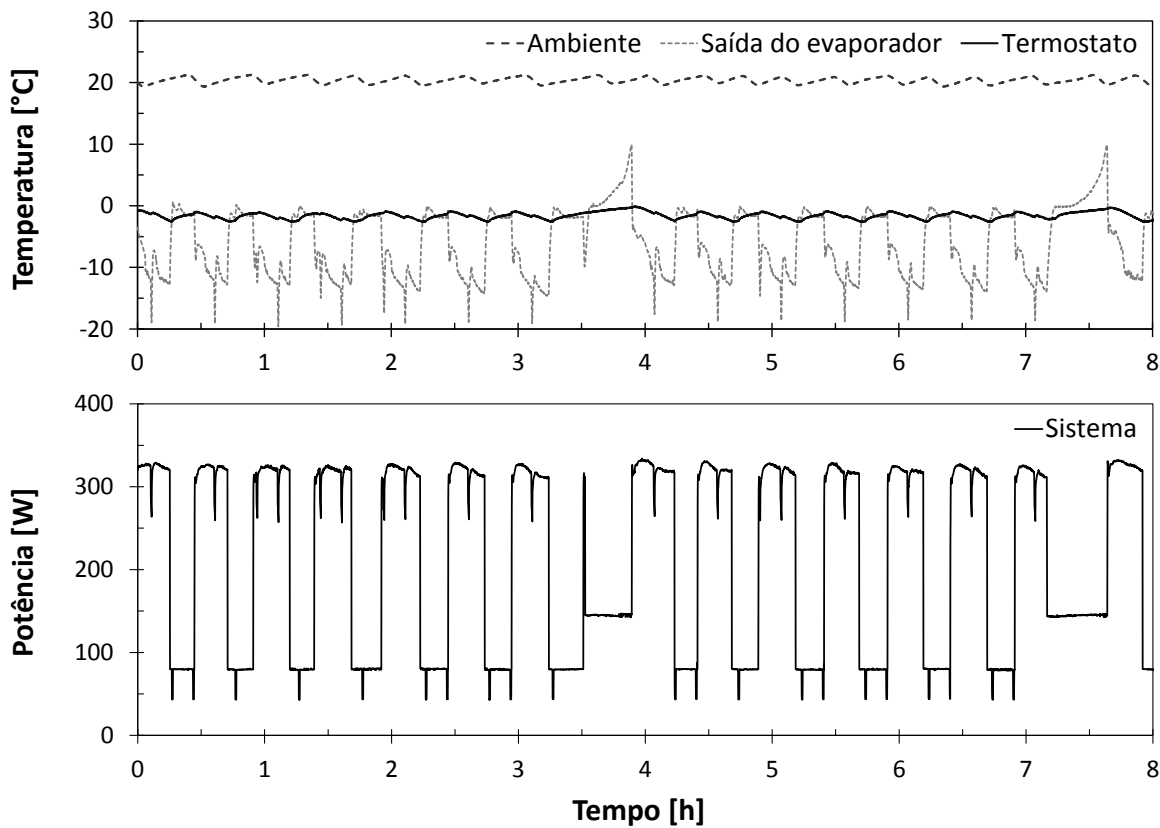


Figura 23 – Teste com aberturas de porta para obtenção do coeficiente ζ a 20°C

O tempo de duração do maior processo de degelo obtido no teste com aberturas de porta foi de aproximadamente 28 minutos. Esse valor não está presente na Tabela 4. Porém, ele é muito próximo do tempo médio entre o teste de 8 horas e 16 horas. Isso pode ser observado também, através da análise visual do evaporador antes do processo de degelo nos três testes, apresentado na Figura 24.

Observa-se que o gelo presente na Figura 24c está distribuído de forma mais homogênea que nos outros testes. Porém, é evidente que ele possui mais gelo do que a Figura 24a, e menos gelo que na Figura 24b, onde o gelo está distribuído de forma heterogênea, porém mais densa.

Sendo assim, pode-se encontrar ζ assumindo-se t_{ECA} como 12 horas, e substituindo-se t_{CA} por 2 horas e t_{AP} por 1/6 horas (10 minutos). Resolvendo a Equação 3.1, obtém-se 60 como o valor de ζ .

3.2.2.1 Validação do coeficiente ζ

Para validar a escolha do valor do coeficiente ζ , realizou-se um teste com aberturas de porta utilizando a Equação 3.1 para a tomada de decisão do acionamento de degelo, com t_{ECA} igual à 12 horas e ζ igual à 60. Durante o teste, manteve-se a temperatura ambiente controlada em torno de 20°C . Efetuaram-se aberturas de porta de 20 segundos cada,

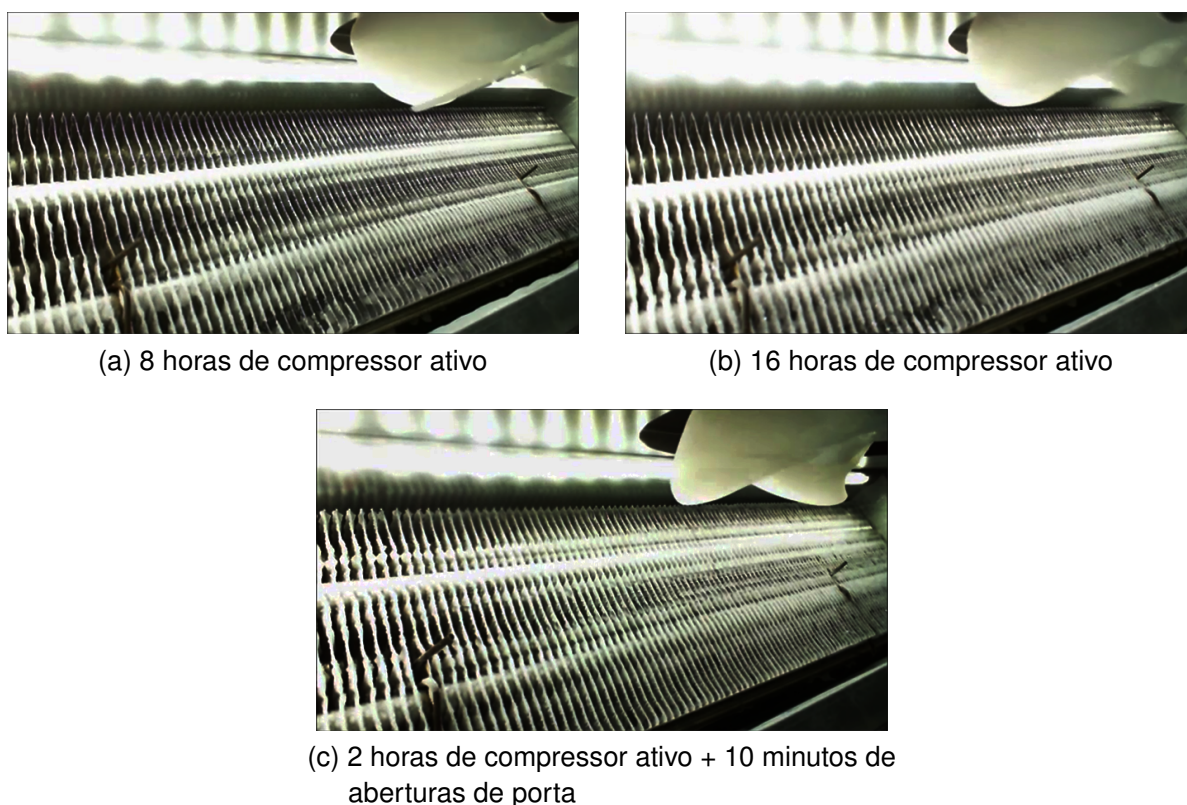


Figura 24 – Comparação visual entre os processos de degelo.

intervaladas a cada 2 minutos e 40 segundos, obtendo um somatório final de 8 minutos de aberturas de porta. A umidade relativa obtida foi de aproximadamente 63%.

As últimas 12 horas do teste são apresentadas na Figura 25, onde é possível notar que após as aberturas de porta, há uma pequena diminuição da temperatura na saída do tubo do evaporador. Entretanto, o processo de degelo é executado antes que o sistema comece a perder capacidade de refrigeração, mostrando assim, que a escolha de ζ foi adequada.

A Figura 26 mostra o evaporador no instante antes do processo de degelo, e após a saída do evaporador atingir 10°C . O tempo de duração do degelo foi de aproximadamente 26,5 minutos.

3.2.3 Atualização do coeficiente ζ

Sabendo que o coeficiente ζ encontrado, é função da condição do ambiente externo (temperatura ambiente e umidade) e da frequência de aberturas de porta, para tornar o algoritmo de acionamento do processo de degelo, verdadeiramente adaptativo, é necessário que o coeficiente ζ seja atualizado perante mudanças no ambiente externo. Baseado nisso, e utilizando as variáveis disponíveis no sistema, elaborou-se a Equação 3.2.

$$\zeta = \zeta_{anterior} + \lambda(t_{D_{atual}} - t_{D_{anterior}}) \quad (3.2)$$

onde ζ é o coeficiente que correlaciona o tempo de compressor ligado e o tempo de abertura de porta, λ [min^{-1}] é o fator que correlaciona o impacto de mudanças no ambiente externo com as variações no tempo de duração entre os degelos, e t_D [min] é o tempo de duração do processo de degelo.

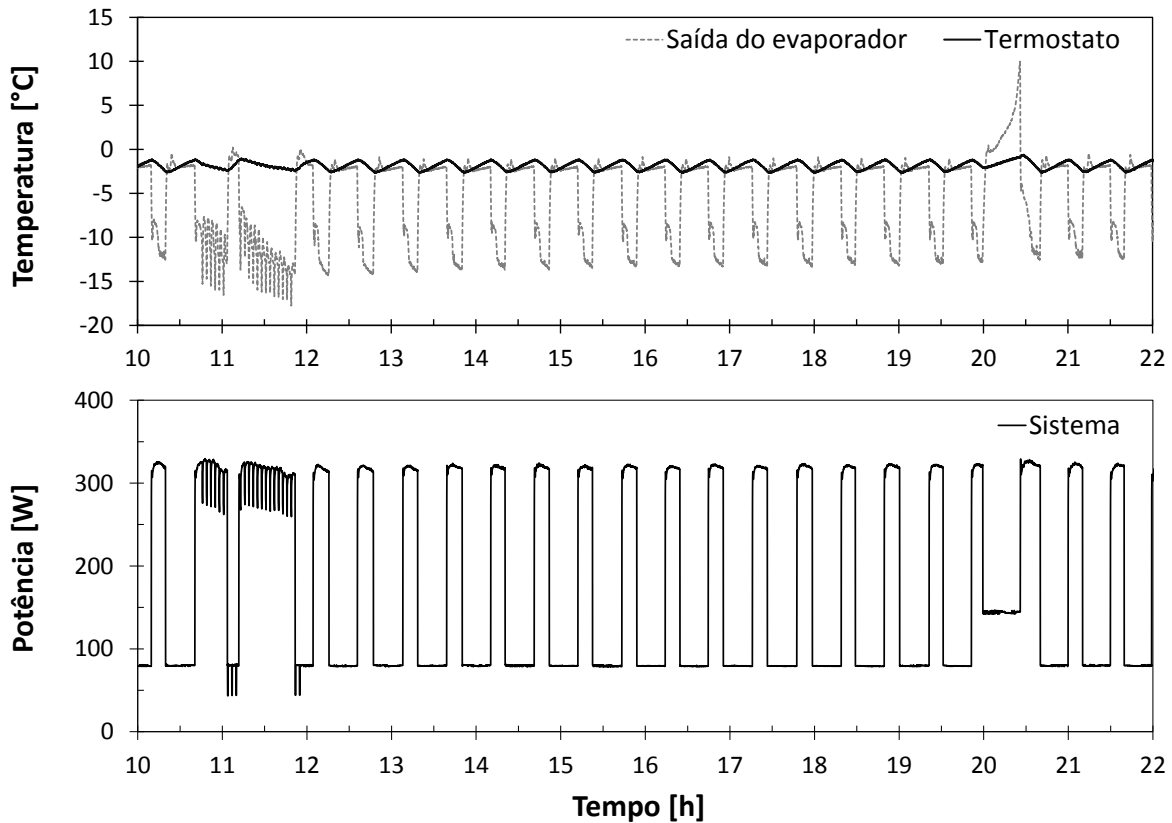
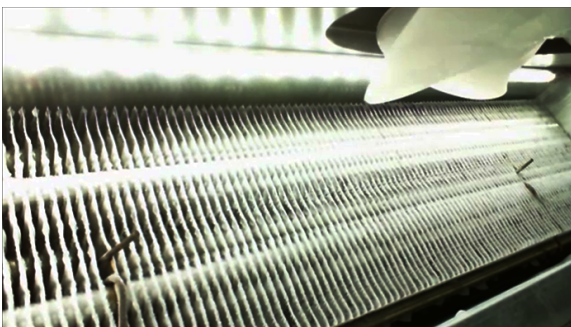
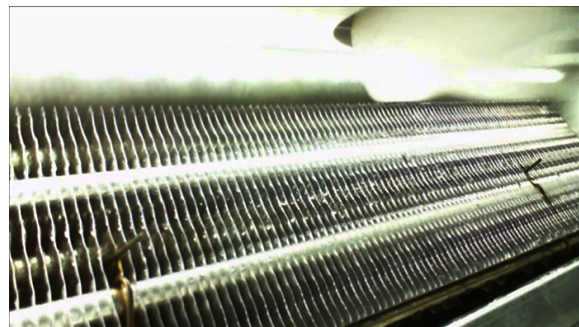


Figura 25 – Teste com aberturas de porta para validação do coeficiente ζ



(a) Instante antes do degelo



(b) Instante logo após o degelo

Figura 26 – Evaporador durante o degelo no teste de validação do coeficiente ζ .

A Equação 3.2 atualiza o coeficiente ζ através da comparação entre o tempo de duração do degelo atual e o anterior. Sendo assim, ζ aumentará ou diminuirá, de acordo com as mudanças ocorridas no ambiente externo entre o degelo atual e o degelo anterior.

Para obter o coeficiente λ , primeiramente deve-se encontrar o coeficiente ζ para uma condição de ambiente externo distinta da anterior. A partir disso, realizou-se o mesmo teste para encontrar ζ , descrito na Seção 3.2.2, alterando-se apenas a temperatura ambiente da sala para 16°C (Figura 27). A umidade relativa obtida foi de aproximadamente 60%, tornando possível a comparação com os testes de identificação da influência do compressor na formação de gelo, presentes na Tabela 4.

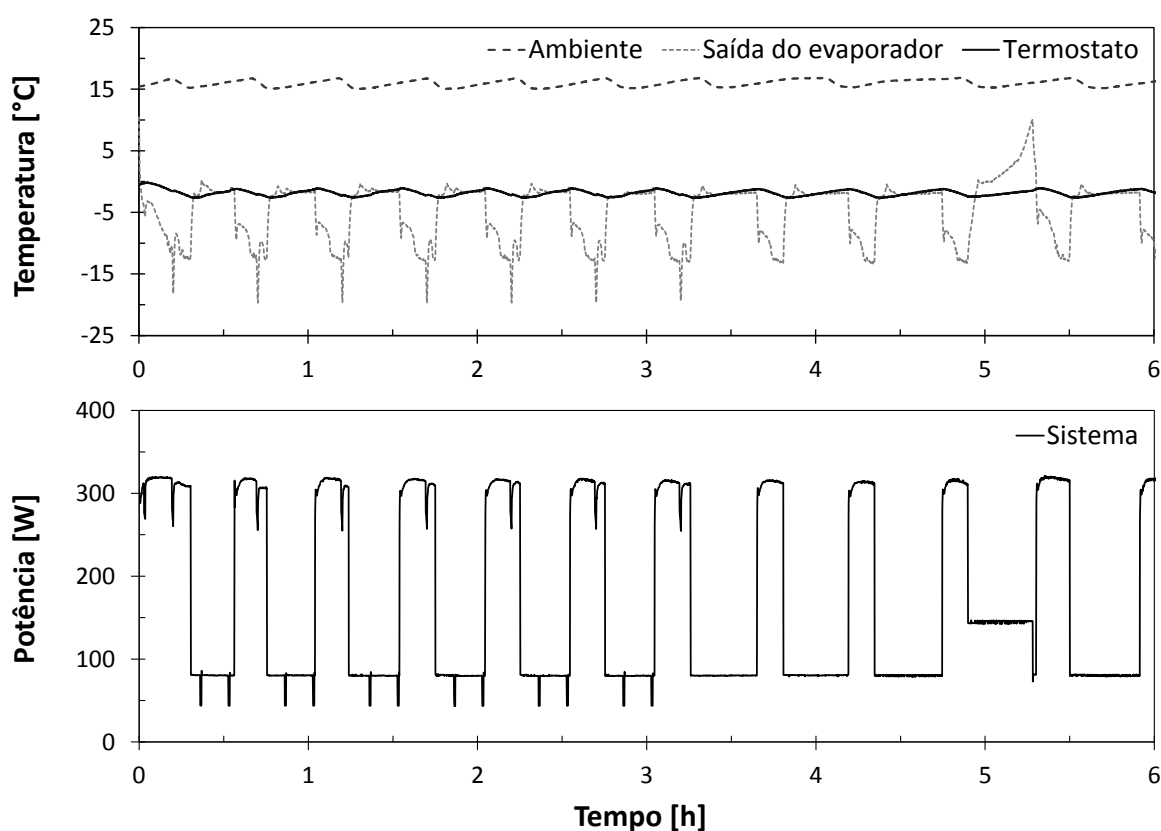


Figura 27 – Teste com aberturas de porta para obtenção do coeficiente ζ a 16°C .

O tempo de duração de degelo obtido no teste foi de aproximadamente 22 minutos. Logo, pode-se encontrar ζ assumindo-se t_{ECA} como 8 horas, e substituindo-se t_{CA} por 2 horas e t_{AP} por 1/6 horas (10 minutos). Resolvendo a Equação 3.1, obtém-se 36 como o valor de ζ , para 16°C de temperatura ambiente.

Através dos dois testes com aberturas de porta utilizados para encontrar os coeficientes ζ , a 20°C e 16°C , e da Equação 3.2, pode-se definir o valor de λ . Assumindo-se ζ como 36, $\zeta_{anterior}$ como 60, $t_{D_{atual}}$ como 22 minutos, e $t_{D_{anterior}}$ como 28 minutos, obtém-se 4 como o valor de λ .

3.3 Algoritmo com lógica de degelo adaptativa

A Figura 28 apresenta um fluxograma do funcionamento do algoritmo com a lógica de degelo adaptativa. Pode-se perceber que ao ser ligado, primeiramente o sistema confere se a temperatura interna (T_{INT}) é maior que 15°C . Sendo menor que 15°C , o sistema entra no Modo Degelo Adaptativo, pois existe um grande indício que o sistema tenha sido desligado durante o seu funcionamento normal, tendo ocorrido uma queda de luz, por exemplo. Para não correr o risco de formar muito gelo no evaporador, já que não se sabe o estado anterior do sistema ao ser ligado, é realizado o processo de degelo. Caso a T_{INT} seja maior que 15°C , o sistema considera que é a primeira vez que está sendo ligado, ou que o mesmo está desligado por tempo suficiente para não existir gelo no evaporador, sendo assim, o sistema entra no Modo *Pulldown*. No Modo *Pulldown* o sistema opera normalmente com a lógica de controle de temperatura, através do termostato, utilizando a Equação 3.1, sendo ζ igual a 60, e t_{ECA} deverá ser maior que 24 horas para ativar o Modo Degelo. Isso porque, no primeiro ciclo de degelo o sistema acumulará menos gelo que os degelos seguintes, já que os degelos seguintes tenderão a formar mais gelo, visto que não é possível drenar todo o líquido após os degelos [17]. Por essa razão, decidiu-se aumentar o valor de t_{ECA} no primeiro ciclo de funcionamento do sistema. No instante que t_{ECA} torna-se maior que 24 horas, o algoritmo muda para o Modo Degelo, ativando a resistência de degelo, e mantendo-a ligada até atingir a temperatura na saída do evaporador (T_{SE}) maior que 10°C , ou até que complete o tempo de degelo (t_D) máximo de 45 minutos (por motivos de segurança, como falha no sensor de fim de degelo por exemplo, que poderia permitir que a resistência permanecesse ligada por tempo indeterminado). Encerrando esse modo, o sistema inicia o Modo Refrigeração, onde permanece executando o controle de temperatura normalmente, através do termostato, até que t_{ECA} seja maior que 12 horas. No instante que t_{ECA} torna-se maior que 12 horas, o sistema entra no Modo Degelo Adaptativo, onde executa a ação de degelo da mesma forma que no Modo Degelo, com a diferença que ao terminar o processo de degelo, o sistema inicia o modo Atualização de ζ . Nesse modo, primeiramente o sistema confere se o tempo de degelo anterior $t_{D_{anterior}}$ é igual a zero, que ocorre na primeira vez que é executado o Modo de Degelo Adaptativo, sendo zero, o sistema faz com que $t_{D_{anterior}}$ seja igual à $t_{D_{atual}}$. Após isso, o sistema atualiza ζ , através da Equação 3.2, e na sequência, armazena o valor de $t_{D_{atual}}$ em $t_{D_{anterior}}$, finalizando assim, o Modo Degelo Adaptativo, que passa para o Modo Refrigeração, formando um ciclo, e permanecendo nele, durante o tempo restante de funcionamento do produto.

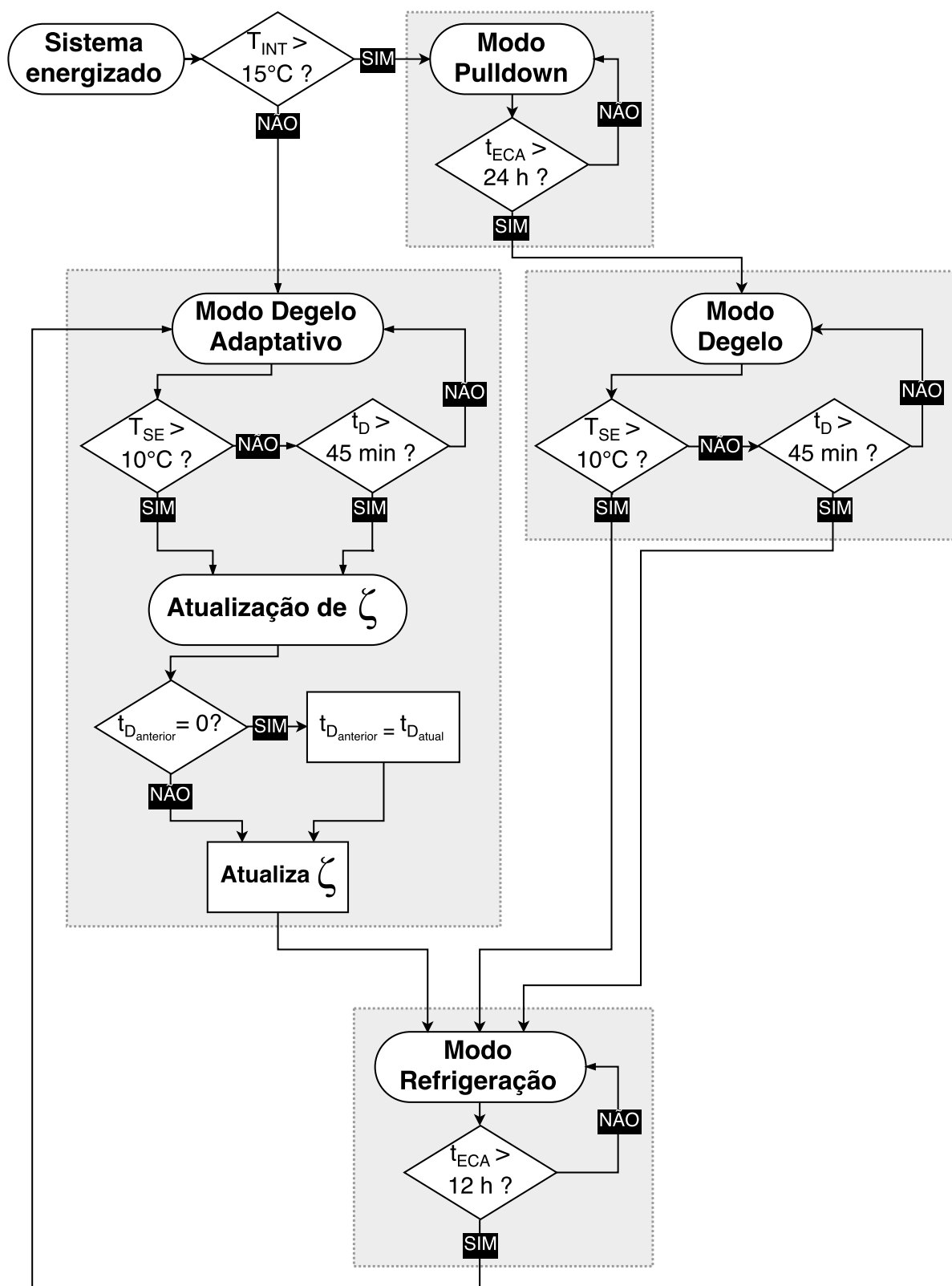


Figura 28 – Fluxograma do funcionamento do algoritmo com a lógica de degelo adaptativa.

4 Resultados

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos nesse trabalho. Primeiramente é realizada uma análise do sistema utilizando a lógica de degelo adaptativa desenvolvida, avaliando o consumo de energia do sistema, tanto para o sistema operando em regime permanente, quanto para o sistema operando sob atuação de aberturas de porta. Além disso, é realizado um teste com mudança na temperatura ambiente, para avaliar a capacidade do sistema em adaptar-se perante mudanças no ambiente externo. Logo após, é realizada uma comparação entre os resultados obtidos com a lógica de degelo adaptativa e a lógica original do sistema.

4.1 Análise do sistema com a lógica de degelo adaptativa

Com o intuito de avaliar o desempenho da lógica de degelo adaptativa desenvolvida, um conjunto de testes foi especificado. Antes do início de cada teste, manteve-se o refrigerador desligado e com as portas abertas durante 24 horas com a temperatura ambiente controlada em torno de 20 °C. Após esse período de equalização entre a temperatura no interior do refrigerador e a temperatura ambiente, o sistema foi ligado.

Para o cálculo do consumo de energia nos testes, tanto em regime permanente, quanto sob a atuação de aberturas de porta, foi realizada a integração da curva da potência total do sistema pelo método trapezoidal, obtendo a média do consumo por hora e ajustando devidamente as variáveis para obter o consumo conforme utilizado comercialmente, em kWh/mês.

4.1.1 Teste em regime permanente

A Figura 29 apresenta o resultado obtido no teste em regime permanente, com o *pull-down* seguido do sistema em regime permanente na parte superior, e os únicos dois degelos do teste, na parte inferior. A temperatura ambiente manteve-se controlada em torno de 20 °C, com uma umidade relativa próxima a 60%.

Percebe-se que a primeira etapa do algoritmo, que ocorre até o término do primeiro degelo, comportou-se como o esperado (Seção 3.3), já que a quantidade de gelo formada no evaporador, após ligar o sistema pela primeira vez, é reduzida quando comparada com os ciclos seguintes, conforme mostra a Figura 30.

A Tabela 5 mostra o tempo dos processos de degelo, que são encerrados quando a temperatura na saída do tubo do evaporador atinge 10 °C.

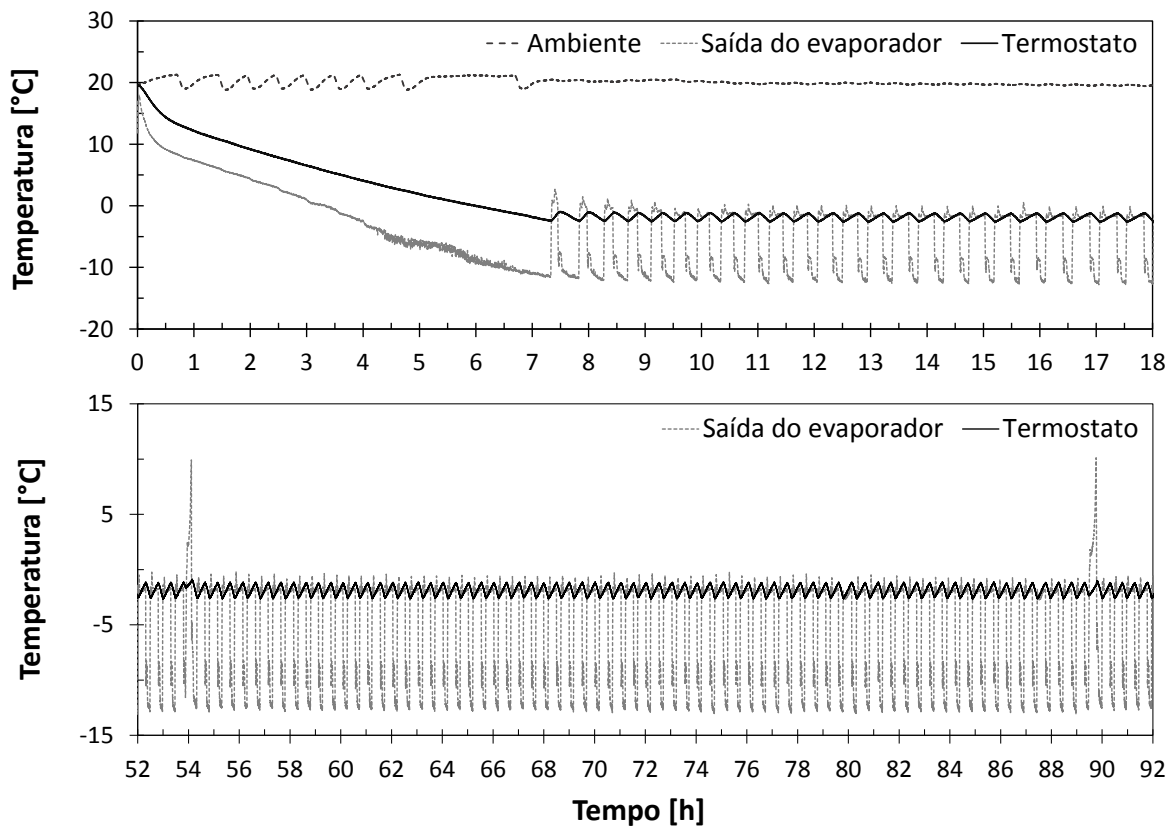
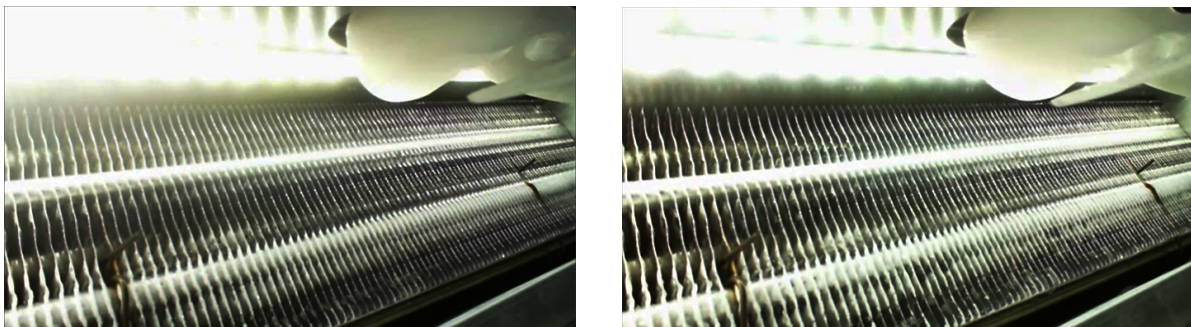


Figura 29 – Teste em regime permanente



(a) Instante antes do primeiro degelo

(b) Instante antes do segundo degelo

Figura 30 – Evaporador antes dos processos de degelo no teste em regime permanente.

Tabela 5 – Processos de degelo no teste em regime permanente

Degelo	Início do degelo [h]	Tempo de degelo [min]
1	53,88	13,83
2	89,46	18,25

O consumo de energia foi calculado a partir do *pull-down*, instante que o compressor desliga ao atingir a temperatura mínima do termostato, até o fim do último período de compressor ativo, próximo a 96 horas. O consumo de energia obtido foi de 117.8 kWh/mês.

4.1.2 Teste com aberturas de porta

Para realização do teste com aberturas de porta, seguiu-se a mesma metodologia apresentada na Seção 3.1.3. O resultado é apresentado na Figura 31. O tempo total do teste foi de 48 horas, contabilizado após o período de 24 horas em regime permanente exigido pela metodologia, totalizando duas rotinas de aberturas de porta com duração de 24 horas cada. Durante o teste, a temperatura ambiente manteve-se controlada em torno de 20 °C, com uma umidade relativa próxima a 69%.

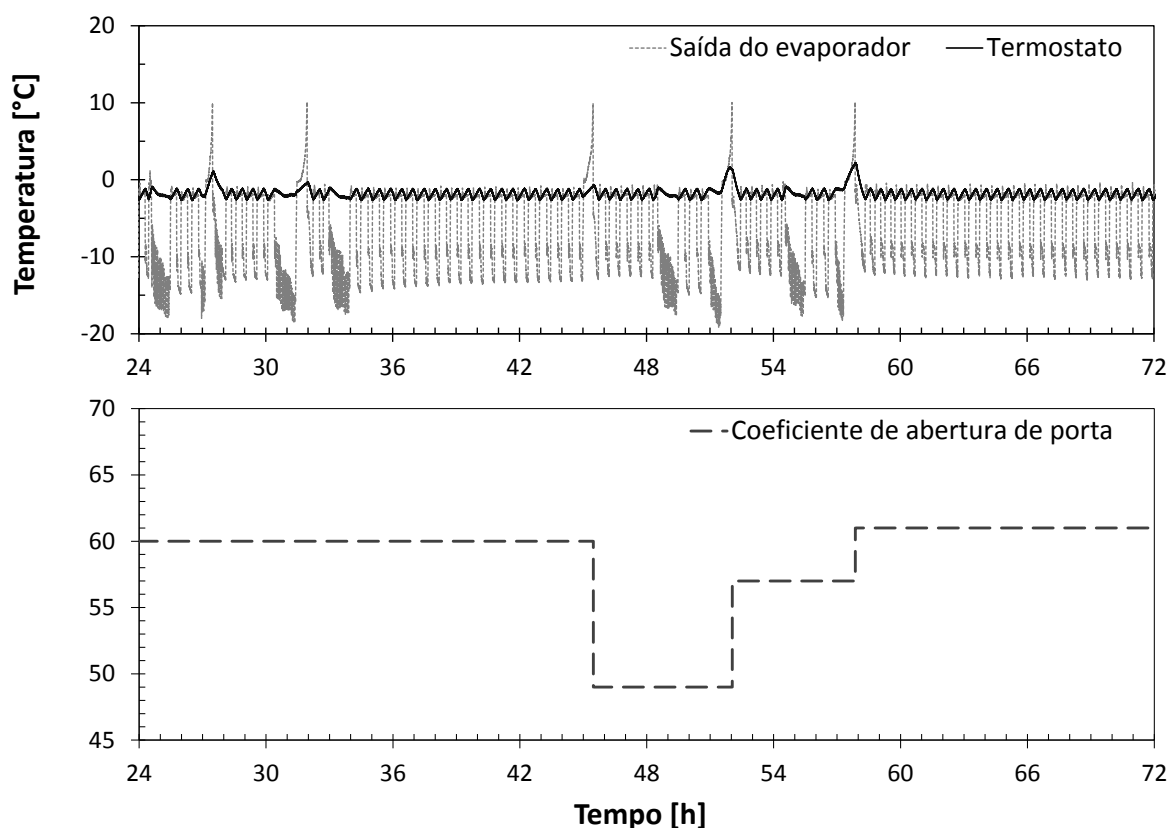


Figura 31 – Teste com aberturas de porta

Pode-se perceber que o algoritmo funcionou adequadamente. O primeiro processo de degelo faz parte da primeira etapa do algoritmo (Modo *Pulldown*), que utiliza apenas a Equação 3.1, com t_{ECA} igual a 24 horas e ζ igual a 60. Após o primeiro processo de degelo, o algoritmo inicia sua segunda etapa, que utiliza a Equação 3.2 para atualização de ζ , caso tenha ocorrido abertura de porta. A atualização de ζ inicia após o terceiro degelo, e continua ocorrendo, após cada degelo. A Tabela 6 sintetiza o teste com aberturas de porta. O consumo de energia obtido foi de 131.7 kWh/mês.

4.1.3 Teste com mudança na temperatura ambiente

Para realização do teste, primeiramente, iniciou-se o sistema no Modo *Pulldown*, e no instante que t_{ECA} atingiu 12 horas, efetuaram-se aberturas de porta de 30 segundos

Tabela 6 – Processos de degelo no teste em regime permanente

Degelo	Início do degelo [h]	Tempo de degelo [min]	ζ após o degelo
1	27,11	22,17	60
2	31,41	32,58	60
3	44,98	30	49
4	51,51	32,17	56
5	57,31	33,17	61

cada, intervaladas a cada 9 minutos e 30 segundos, obtendo um somatório final de 10 minutos de aberturas de porta. Após t_{ECA} alcançar 24 horas, executou-se um degelo de aproximadamente 27,33 minutos. Seguido do degelo, que encerra o Modo *Pulldown*, iniciou-se o teste com mudança na temperatura ambiente. Durante o Modo *Pulldown*, a temperatura ambiente foi mantida em torno de 20 °C, obtendo uma umidade relativa de 65%.

A Figura 32 apresenta o resultado obtido no teste com mudança na temperatura ambiente. Entre 2 e 3 horas após os degelos, efetuaram-se aberturas de porta de 30 segundos cada, intervaladas a cada 9 minutos e 30 segundos, obtendo um somatório final de 6 minutos de aberturas de porta entre os degelos. Após o primeiro degelo, a temperatura ambiente passou a ser controlada em torno de 18 °C até o terceiro degelo, quando volta a ser controlada em torno de 20 °C. Nesse teste, obteve-se uma umidade relativa de 60%.

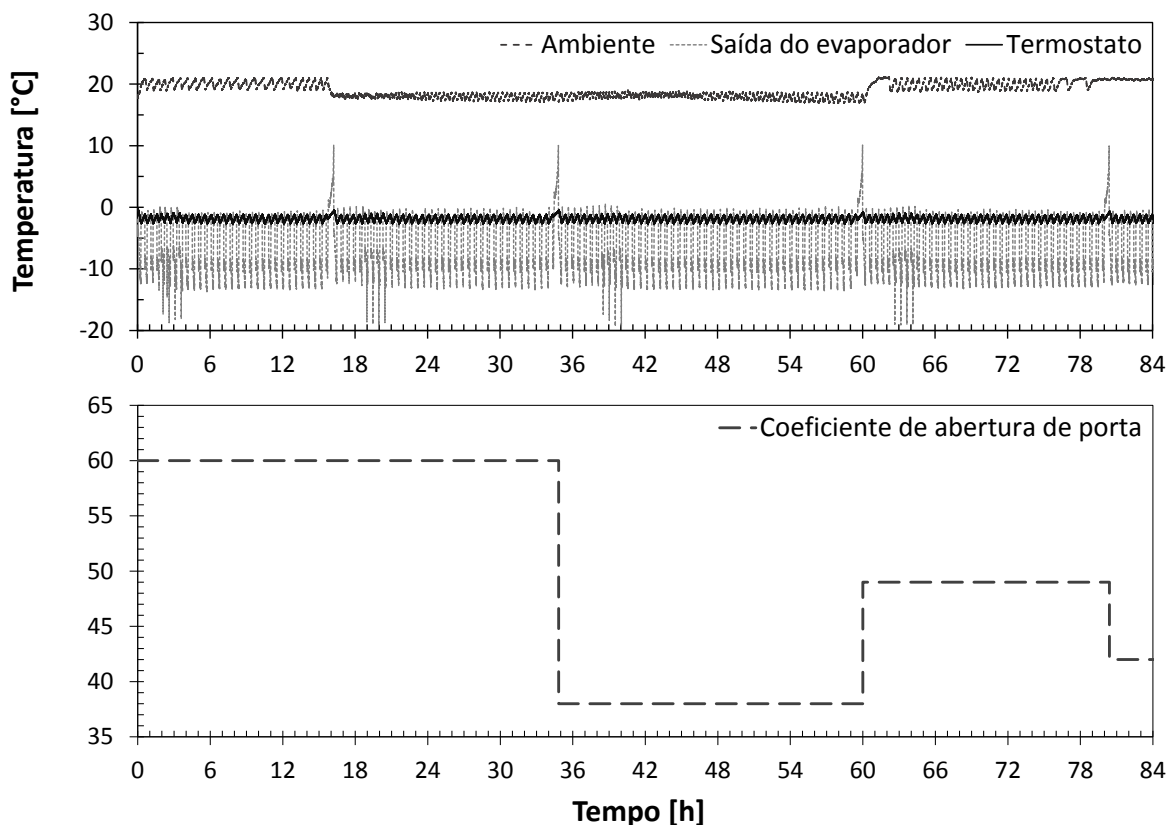


Figura 32 – Teste com mudança na temperatura ambiente

A Tabela 7 sintetiza o teste com mudança na temperatura ambiente. Observa-se que ζ atualiza-se de maneira adequada, percebendo mudanças no ambiente externo, como ocorre entre o primeiro e terceiro degelo, onde após perceber que o segundo degelo foi inferior ao primeiro, ζ ajusta-se, tendo como resultado, um aumento no intervalo entre a ocorrência do terceiro e do segundo degelo, quando comparado com o intervalo entre o segundo e o primeiro degelo. Isso também pode ser observado pela Figura 33, que mostra o instante inicial do segundo e do terceiro degelo, onde a quantidade de gelo presente na Figura 33b é maior que na Figura 33a. Além disso, ζ atualiza-se baseado em variações na frequência de aberturas de porta, como ocorre no quarto degelo, onde mesmo com a temperatura ambiente tendo aumentado, devido a frequência de aberturas de porta, que não prejudicou o desempenho do sistema, ele reduz seu valor.

Tabela 7 – Processos de degelo no teste com mudança na temperatura ambiente

Degelo	Início do degelo [h]	Tempo de degelo [min]	ζ após o degelo
1	15,73	30,5	60
2	34,41	25	38
3	59,54	27,58	49
4	79,97	25,75	42



(a) Instante antes do segundo degelo



(b) Instante antes do terceiro degelo

Figura 33 – Evaporador antes dos processos de degelo no teste com mudança na temperatura ambiente

4.2 Comparação entre a lógica de degelo adaptativa e a lógica de degelo original

Para avaliar a performance final da lógica de degelo adaptativa, realizaram-se testes comparativos com a lógica de degelo original. Para realizar a comparação, foram executados testes em regime permanente e com aberturas de porta, da mesma forma como executado na Seção 4.1.1 e 4.1.2, respectivamente.

4.2.1 Teste em regime permanente

A Figura 34 apresenta o resultado obtido no teste em regime permanente, com o *pull-down* seguido do sistema em regime permanente na parte superior, e alguns dos degelos do teste, na parte inferior. A temperatura ambiente manteve-se controlada em torno de 20 °C, com uma umidade relativa próxima a 58%.

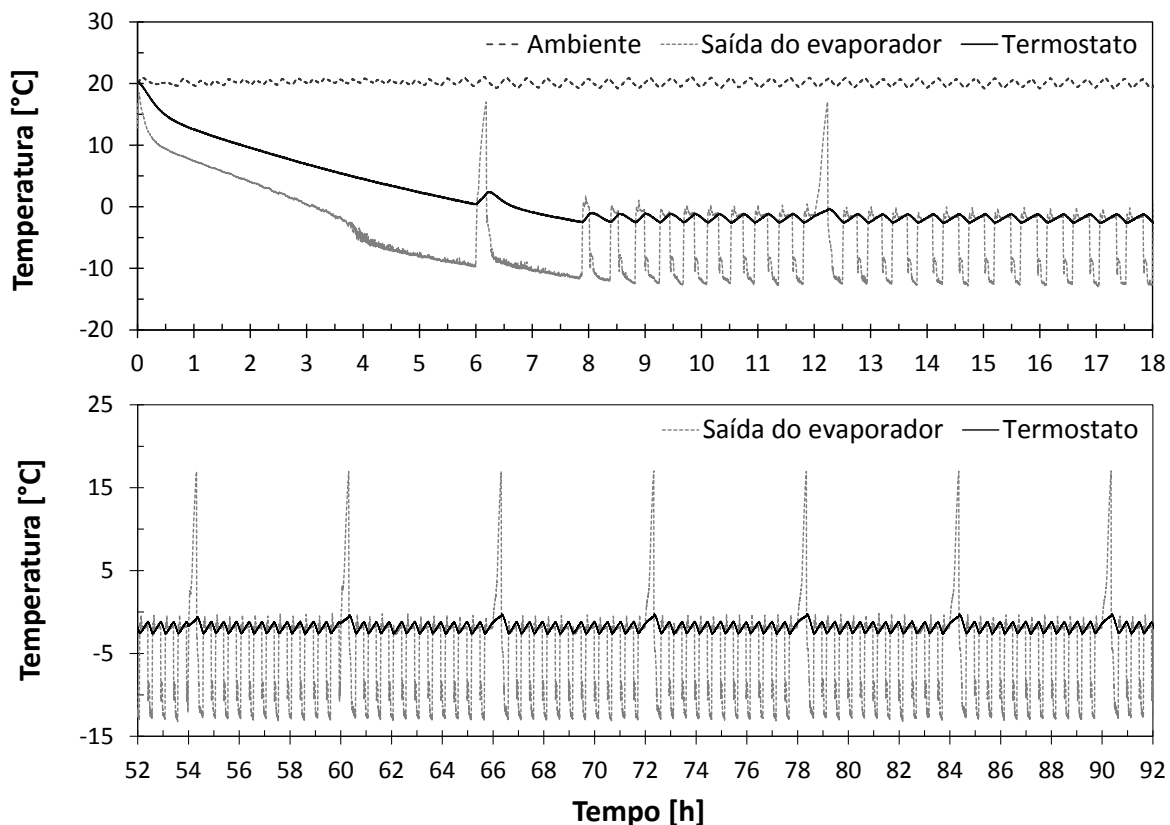


Figura 34 – Teste em regime permanente

A Figura 35 apresenta um resumo comparativo entre ambas as lógicas. Pode-se perceber o potencial de ganho com a lógica de degelo adaptativa, que reduziu drasticamente a quantidade de degelos, de 14 para 2, e o somatório de tempo dos degelos no teste em questão, de 4 horas e 30 minutos para 32 minutos.

Calculando-se apenas o consumo de energia da resistência de degelo em ambos os testes, percebe-se que o consumo obtido com a lógica de degelo adaptativa é extremamente menor que o consumo obtido com o sistema original, sendo 0,44 kWh/mês contra 3,68 kWh/mês, respectivamente. Alcançando ganhos na faixa de 88% de economia. Porém, ao comparar-se o consumo de energia global do sistema, percebe-se que esse ganho é abruptamente reduzido, devido a grande potência consumida pelo compressor e pelos ventiladores, diluindo o ganho, que torna-se 0,8%, já que o sistema original obteve um consumo de energia de 118,7 kWh/mês, contra 117,8 kWh/mês, da lógica de degelo adaptativa.

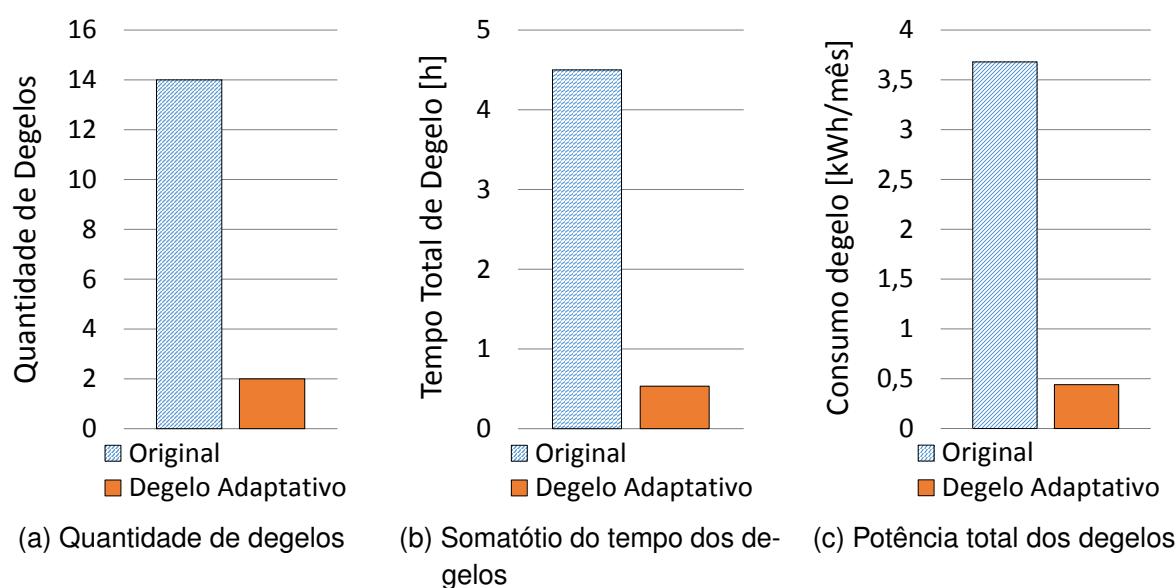


Figura 35 – Comparação entre lógica de degelo original e adaptativa em regime permanente.

Percebe-se que a baixa qualidade dos dispositivos presentes no produto, reduzem muito o potencial de ganho com a lógica de degelo adaptativa. Para exemplificar isso, considerando no cálculo do consumo de energia global do sistema, ventiladores com 10 W cada, que são muito comuns em aplicações desse porte, obtém-se 80,27 kWh/mês, para o sistema original, e 77,43 kWh/mês, para o sistema com a lógica adaptativa. Comparando os consumos de energia para essa nova configuração, obtém-se um ganho de 3,5% no consumo de energia, mostrando que a lógica de degelo adaptativa tem um potencial de ganho maior em sistemas com dispositivos de melhor qualidade.

4.2.2 Teste com aberturas de porta

Para realização do teste com aberturas de porta com a lógica de degelo original, repetiu-se o teste realizado na Seção 4.1.2. Durante o teste, a temperatura ambiente manteve-se controlada em torno de 20 °C, com uma umidade relativa próxima a 55%.

A Figura 36 apresenta a segunda rotina de aberturas de porta em ambos os testes. Percebe-se que o efeito mencionado na Seção 3.2.1, onde devido a quantidade de degelo presente no evaporador, o sistema sob controle da lógica original, reduz seu desempenho, observado através das baixíssimas temperaturas alcançadas na saída do tubo do evaporador [33]. Efeito que não ocorre no sistema sob controle da lógica de degelo adaptativa, que executa os degelos antes que o sistema reduza o seu desempenho, além de garantir sempre, a total eliminação do gelo.

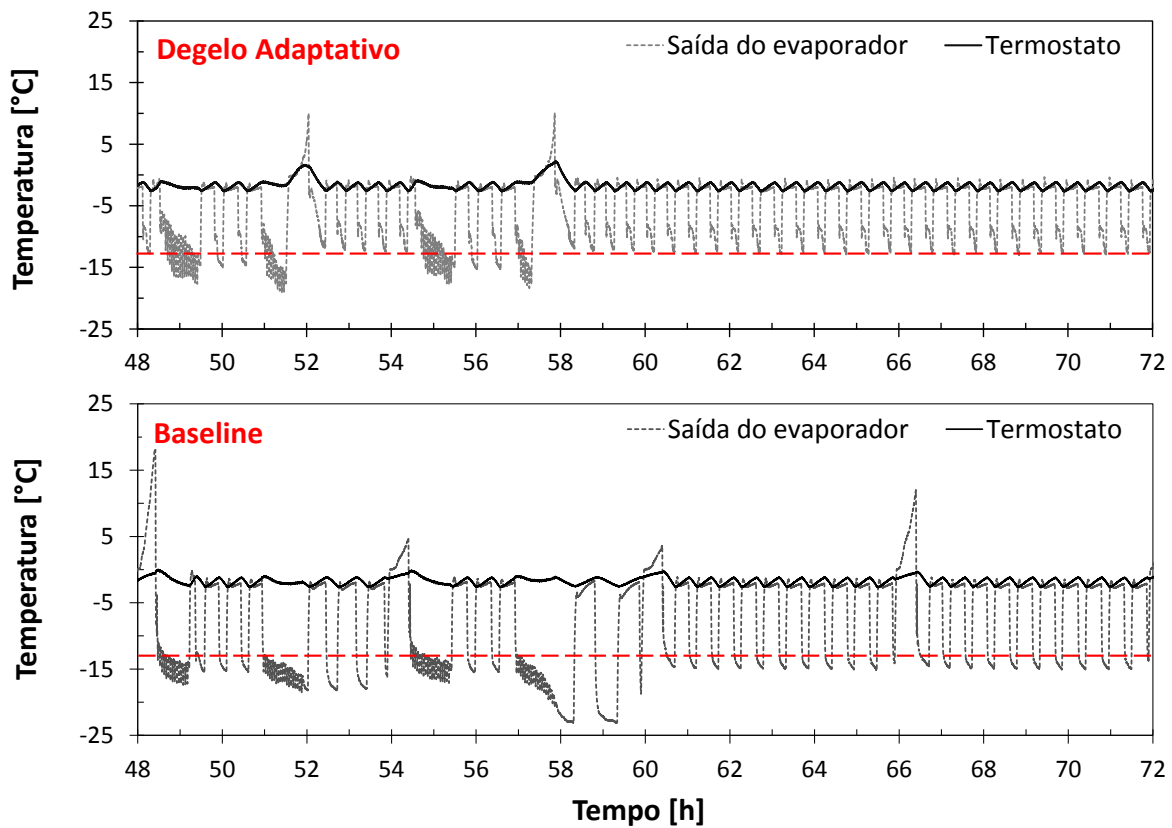


Figura 36 – Testes com aberturas de porta, comparando o sistema original com a lógica de degelo adaptativa

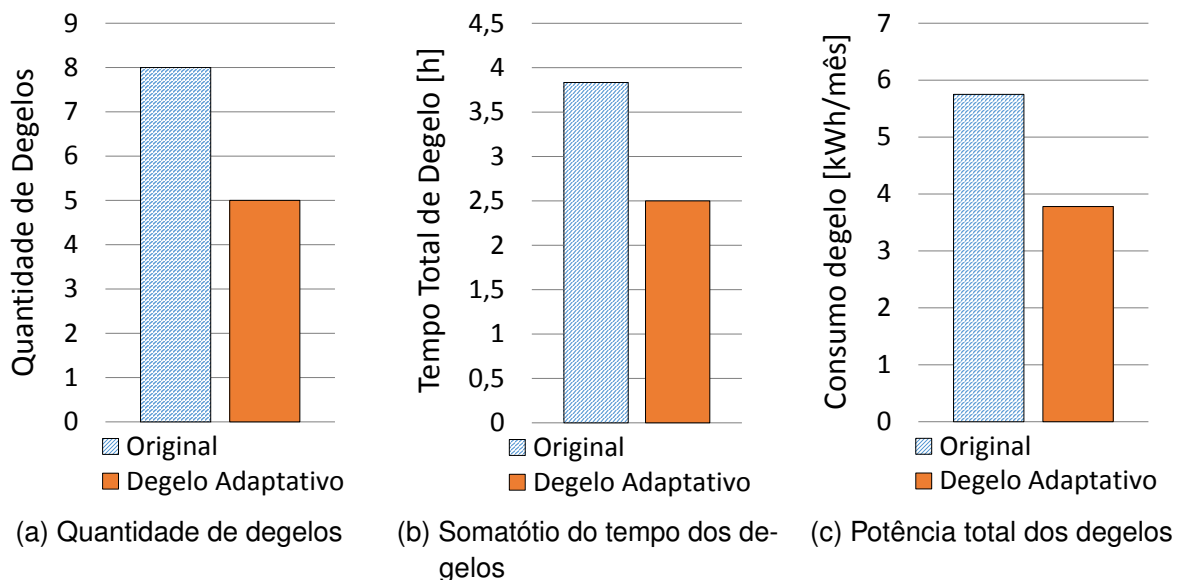


Figura 37 – Comparação entre lógica de degelo original e adaptativa com aberturas de porta.

A Figura 37 apresenta um resumo comparativo entre ambas as lógicas. Pode-se perceber o potencial de ganho com a lógica de degelo adaptativa, que reduziu a quantidade

de degelos, de 8 para 5, e o somatório de tempo dos degelos no teste em questão, de 3 horas e 50 minutos para 2 horas e 30 minutos. Calculando-se apenas o consumo de energia da resistência de degelo em ambos os testes, percebe-se que o consumo obtido com a lógica de degelo adaptativa é relativamente menor que o consumo obtido com o sistema original, sendo 3,78 kWh/mês contra 5,75 kWh/mês, respectivamente. Obtendo ganhos na faixa de 34,3% de economia. Porém, ao comparar-se o consumo de energia global do sistema, percebe-se que esse ganho é diluído, assim como mencionado anteriormente, tornando-se 2,6%, já que o sistema original obteve um consumo de energia de 135,2 kWh/mês, contra 131,7 kWh/mês, da lógica de degelo adaptativa. Vale ressaltar, que ganhos na faixa de 2% em economia no consumo de energia em sistemas de refrigeração, são muito difíceis de obter, sem que sejam envolvidos custos na melhoria dos dispositivos.

Assim como apresentado na Seção 4.2.1, considerando no cálculo do consumo de energia global do sistema, ventiladores com 10 W cada, obtém-se 97,7 kWh/mês, para o sistema original, e 92,6 kWh/mês, para o sistema com a lógica adaptativa. Comparando os consumos de energia para essa nova configuração, obtém-se um ganho de 5,2% no consumo de energia. Mostrando o grande potencial da lógica de degelo adaptativa, principalmente em sistemas de melhor qualidade construtiva.

5 Conclusões e Perspectivas

Nesse trabalho foi apresentado o desenvolvimento de um algoritmo com uma lógica de degelo adaptativa para controle do processo de degelo de um refrigerador comercial leve. Entretanto, observa-se que o algoritmo desenvolvido pode ser aplicado em diversos outros tipos e modelos de refrigeradores, tanto comerciais, quanto domésticos, visto que bastam serem executados apenas alguns testes para encontrar os valores de t_{ECA} , ζ e λ , e assim, poder utilizar o algoritmo com a lógica de degelo adaptativa.

Pode-se perceber que as análises visuais do evaporador, realizadas através da câmera, contribuíram muito para o entendimento do comportamento do sistema, permitindo assim, desenvolver com melhor qualidade a lógica de degelo adaptativa. Além disso, observa-se que para determinadas análises, como as realizadas nesse trabalho, não é necessário modificar a estrutura original do produto, cortando as paredes do refrigerador, por exemplo, para permitir a visualização do evaporador, situação comum em diversos trabalhos que utilização visualização do evaporador.

O algoritmo desenvolvido com a lógica de degelo adaptativa para o controle do processo de degelo é formado basicamente por duas equações. A primeira é a base do algoritmo, responsável por decidir o momento de início do processo de degelo. Para isso, calcula o tempo equivalente de compressor ativo, somando o tempo de compressor ativo com o tempo de abertura de porta multiplicado por um coeficiente que correlaciona o tempo de compressor ligado e o tempo de abertura de porta, ponderando as aberturas de porta de acordo com a sua frequência e com as condições do ambiente externo. A segunda equação é o grande diferencial do algoritmo desenvolvido, pois é ela que atualiza o coeficiente que correlaciona o tempo de compressor ligado e o tempo de abertura de porta perante mudanças no ambiente externo e na frequência de abertura de porta, garantindo assim, a adaptabilidade do algoritmo desenvolvido.

O algoritmo desenvolvido foi avaliado em testes em regime permanente e com aberturas de porta, além de um teste com mudança na temperatura ambiente, onde o algoritmo mostrou-se apto a adaptar-se perante mudanças no ambiente externo e mudanças na frequência de abertura de porta.

Nos testes comparativos, entre a lógica de degelo adaptativa e a lógica original, os resultados mostraram que o algoritmo desenvolvido, opera de maneira muito superior ao sistema original. Nos testes em regime permanente, a lógica de degelo adaptativa obteve apenas 2 degelos, somando 32 minutos entre eles, enquanto que a lógica original obteve 14 degelos, somando 4 horas e 30 minutos entre os degelos. Já no teste com aberturas de porta, a lógica de degelo adaptativa obteve 5 degelos, somando 2 horas e 30 minutos entre

os degelos, contra 3 horas e 50 minutos, resultante dos 8 degelos ocorridos com a lógica original. A partir dessas comparações, percebe-se o potencial de ganho com a lógica de degelo adaptativa.

Os testes de consumo de energia comprovaram a superioridade da lógica de degelo adaptativa, obtendo uma redução de 0,8% no consumo de energia nos testes em regime permanente, e 2,6% nos testes com aberturas de porta. Porém, esses ganhos poderiam ser muito maiores, se não fosse pela baixa qualidade do refrigerador utilizado nos testes. Conforme apresentado anteriormente, considerando o mesmo refrigerador, porém, com ventiladores mais eficientes, a redução no consumo passaria a apresentar 3,5% nos testes em regime permanente, e 5,2% nos testes com aberturas de porta. Isso mostra que a lógica de degelo adaptativa desenvolvida tem um potencial de ganho muito maior em sistemas de melhor qualidade.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões para trabalhos futuros recomenda-se:

- Estudar o comportamento do algoritmo desenvolvido em outras condições de teste, com diferentes temperaturas ambientes, umidade relativa mais elevada, e variadas frequências de aberturas de porta.
- Investigar a aplicabilidade do algoritmo desenvolvido em sorveteiras, que possuem uma evaporação em torno de -30°C .
- Estudar como adaptar o algoritmo para sistemas com dois compartimentos, facilitando assim, o uso em refrigeradores domésticos, que comumente possuem essa configuração.
- Investigar a possibilidade de utilizar-se Inteligência Artificial para o controle do processo de degelo.
- Desenvolver uma metodologia para obtenção dos coeficientes t_{ECA} , ζ e λ de maneira mais ágil, para potencializar o uso do algoritmo em outras aplicações.

Referências

- [1] S. A. Tassou, Y. Ge, A. Hadawey, e D. Marriott, “Energy consumption and conservation in food retailing,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, Nº 2–3, pp. 147–156, 2011.
- [2] E. A. Aviles, N. Miller, e T. Newell, “Detection of evaporator frost,” Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., Tech. Rep., 2003.
- [3] S. Tassou, D. Datta, e D. Marriott, “Frost formation and defrost control parameters for open multideck refrigerated food display cabinets,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 215, Nº 2, pp. 213–222, 2001.
- [4] R. J. Dossat e T. J. Horan, *Principles of Refrigeration*, 5ª ed. Pearson, 2001.
- [5] W. Gosney, *Principles of Refrigeration*. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1982.
- [6] C. Seaburg e S. Paterson, *The Ice King: Frederic Tudor and His Circle*, A. Seaburg, Ed. Mystic Seaport Museum, 2003.
- [7] A. Smith, “Thoughtful reflections of an ice man,” *ASHRAE Journal*, vol. 46, Nº 11, p. S4, 2004.
- [8] D. L. da Silva, “Análise da formação de gelo e geada e seu efeito no desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo aletado,” Tese (Doutorado), Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.
- [9] C. Melo e L. W. Da Silva, “A perspective on energy savings in household refrigerators,” em *Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology Conference*, vol. 1, 2010, pp. 1–14.
- [10] F. T. Knabben, “Um estudo in-situ da formação de geada em evaporadores no-frost,” Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.
- [11] J. D. W, “Household refrigerator including defrost control means,” U.S. Patent 3 309 887, 1967.
- [12] F. C. Possamai e M. L. Todescat, “A review of household compressor energy performance,” em *International Compressor Engineering Conference*, Purdue, EUA, 2004.

- [13] G. d. Senger, “Estudo e desenvolvimento de estratégias de controle para um sistema de refrigeração de duplo-evaporador,” Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, 2014.
- [14] W. F. Stoecker e J. W. Jones, *Refrigeração e Ar Condicionado*. São Paulo, Brasil: McGraw Hill, 1985.
- [15] V. P. Carey, *Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment*, 2ª ed. CRC Press, 2007.
- [16] Y. X. Tao, R. W. Besant, e K. S. Rezkallah, “A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 36, N° 2, pp. 353–363, 1993.
- [17] P. Zhang e P. S. Hrnjak, “Air-side performance evaluation of three types of heat exchangers in dry, wet and periodic frosting conditions,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, N° 5, pp. 911–921, 2009.
- [18] F. T. Knabben, C. J. L. Hermes, e C. Melo, “In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, N° 8, pp. 2031–2041, 2011.
- [19] L. h. Zhang, J. Zhang, H. w. Li, e Q. Hu, “The research of optical fiber frost sensor and intelligent refrigerator defrost system,” em *Signal Processing (ICSP), 2012 IEEE 11th International Conference on*, vol. 3, 2012, pp. 2199–2203.
- [20] M. C. Homola, P. J. Nicklasson, e P. A. Sundsbø, “Ice sensors for wind turbines,” *Cold Regions Science and Technology*, vol. 46, N° 2, pp. 125–131, 2006.
- [21] G. Sanchez, “Adaptive demand defrost using proximity sensors,” *Appliance Magazine*, 2008.
- [22] J. Xiao, W. Wang, Y. Zhao, e F. Zhang, “An analysis of the feasibility and characteristics of photoelectric technique applied in defrost-control,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, N° 6, pp. 1350–1357, 2009.
- [23] J. Xiao, W. Wang, Q. Guo, e Y. Zhao, “An experimental study of the correlation for predicting the frost height in applying the photoelectric technology,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, N° 5, pp. 1006–1014, 2010.
- [24] D. Wang, T. Tao, S. Kang, e G. Xu, “Non-contact frost thickness measurement by using a micro-camera and image processing technology,” em *International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)*. IEEE, 2010, pp. 288–293.

- [25] Y.-S. Kim, A. Tikhonov, Y. Shin, e J. Lee, "Experimental study on high performance defrosting heater for household refrigerator," em *International Conference Heat Transfer*. Begel House Inc., 2006.
- [26] C. Melo, F. T. Knabben, e P. V. Pereira, "An experimental study on defrost heaters applied to frost-free household refrigerators," *Applied thermal engineering*, vol. 51, Nº 1-2, pp. 239–245, 2013.
- [27] J. Allard e R. Heinzen, "Adaptive defrost," *IEEE transactions on industry applications*, vol. 24, Nº 1, pp. 39–42, 1988.
- [28] R. C. Sette, "Avaliação de métodos para quantificar geada em evaporadores de refrigeradores frost-free," Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.
- [29] T. W. Hahn e J. D. Broyles, "Electronic refrigeration defrost control - report of performance," *IEEE Transactions on Industry and General Applications*, vol. IGA-4, Nº 1, pp. 114–119, 1968.
- [30] D. E. Knoop, A. T. Tershak, e M. Thieneman, "An adaptive demand defrost and two-zone control and monitor system for refrigeration products," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 24, Nº 2, pp. 337–342, 1988.
- [31] M. Zentner, R. Herzog, P. Brand, G. Chastine, M. Taylor, e T. Nolan, "Defrost control," U.S. Patent 6 772 597, 2004.
- [32] J. S. Sim e J. S. Ha, "Experimental study of heat transfer characteristics for a refrigerator by using reverse heat loss method," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, Nº 5, pp. 572–576, 2011.
- [33] D. L. da Silva, S. A. Tassou, e A. Hadawey, "Experimental study of a light commercial refrigeration system operating under frosting conditions," em *23rd IIR International Congress of Refrigeration*, Nº 701, Prague, Czech Republic, 2011.