

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE AUTOMAÇÃO E SISTEMAS
CURSO ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

Matheus Luiz Kuhnen Scharf

**ALGORITMO DE DEGELO ADAPTATIVO PARA SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO COM *HOT GAS BY-PASS* EM AMBIENTES COM INJEÇÃO DE
UMIDADE**

Florianópolis

2024

Matheus Luiz Kuhnen Scharf

**ALGORITMO DE DEGELO ADAPTATIVO PARA SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO COM *HOT GAS BY-PASS* EM AMBIENTES COM INJEÇÃO DE
UMIDADE**

Relatório final da disciplina DAS5511 (Projeto de Fim de Curso) como Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia de Controle e Automação da Universidade Federal de Santa Catarina em Florianópolis.

Orientador: Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr.
Supervisor: Aleksandro do Santos Silveira, Dr.

Florianópolis

2024

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Scharf, Matheus Luiz Kuhnen

Algoritmo de degelo adaptativo para sistemas de refrigeração com hot gas by-pass em ambientes com injeção de umidade / Matheus Luiz Kuhnen Scharf ; orientador, Christian Johann Losso Hermes, 2024.

58 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Graduação em Engenharia de Controle e Automação, Florianópolis, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia de Controle e Automação. 2. Refrigeração. 3. Degelo. 4. Adaptativo. 5. Consumo. I. Hermes, Christian Johann Losso. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia de Controle e Automação. III. Título.

Matheus Luiz Kuhnen Scharf

Algoritmo de degelo adaptativo para sistemas de refrigeração com *hot gas by-pass* em ambientes com injeção de umidade

Esta monografia foi julgada no contexto da disciplina DAS5511 (Projeto de Fim de Curso) e aprovada em sua forma final pelo Curso de Graduação em Engenharia de Controle e Automação

Florianópolis, 21 de Dezembro de 2024.

Prof. Marcelo de Lellis Costa de Oliveira, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr.
Orientador
UFSC/CTC/EMC

Alexsandro dos Santos Silveira, Dr.
Supervisor
UFSC/CTC/EMC

Arnaldo Pinheiro de Azevedo Junior, Doutorando
Avaliador
UFSC/CTC/EAS

Prof. Eduardo Camponogara, Dr.
Presidente da Banca
UFSC/CTC/EAS

Este trabalho é dedicado à minha família, que sempre me apoiou incondicionalmente.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço à minha família, por todo o apoio e amor que me deram durante a minha vida. Agradeço principalmente à minha mãe **Maria Eliza Kuhnen**, por ter me criado para ser quem sou hoje.

Agradeço ao professor Christian Hermes pela orientação, pela confiança depositada e por todas as oportunidades que me foram proporcionadas, tanto neste trabalho, em diversos outros, quanto na minha carreira profissional, guiando sempre para a solução de diversos tipos de problemas. Agradeço também ao doutor Alexsandro dos Santos Silveira, por toda a ajuda, ensinamentos e conselhos, tanto na carreira profissional quanto pessoal, além de tudo que aprendi com suas histórias, agradeço pela amizade.

Agradeço ao Guilherme de Aguiar Senger por toda a ajuda, orientação e paciência em toda a minha estadia no POLO. Foi quem me ensinou praticamente tudo o que sei sobre refrigeração, e sei que não estaria onde estou se não fosse por sua orientação, por isso, obrigado.

Agradeço aos meus amigos do lab. Controles, Yuri Paz da Rosa, Luiz Raitz, Erick Lopes, Murilo Ferreira Vitor e Jairo Souza Vieira, por todas as discussões enriquecedoras e momentos de descontração. Agradeço principalmente ao Arthur Carlos Delfino da Silva, quem me ajudou do início ao fim na execução deste e de outros projetos, obrigado.

Agradeço aos meus colegas da ROBOTA, uma equipe de competição que certamente fez parte da minha jornada acadêmica, foi a primeira entidade da universidade da qual fiz parte, a primeira em que tive uma posição de liderança, onde aprendi sobre a responsabilidade de ter um projeto. Foi onde fiz a maior parte dos meus amigos na faculdade, muitos deles que vou levar para a vida toda, por isso, obrigado.

Aos amigos da faculdade, Ana Laura Soethe Chagas e Renato Yssamu Sonohara, agradeço por todo o companheirismo, amizade e apoio durante os últimos 5 anos.

Aos amigos do ensino médio, Thomas Machri Ferreira, Yuri Melo Nunes e Gabriel Bendo que, apesar de seguirmos caminhos separados, ainda mantivemos contato.

Por fim, aos amigos da infância e colegas de apartamento durante boa parte do período da faculdade, Lucas Valença e João Pedro Ramos, obrigado por todo o apoio e momentos descontraídos durante os últimos anos.

*“Uma pessoa que nunca cometeu um erro,
nunca tentou nada novo.”*

Albert Einstein

DECLARAÇÃO DE PUBLICIDADE

Florianópolis, 21 de dezembro de 2024.

Na condição de representante do POLO/EMC no qual o presente trabalho foi realizado, declaro não haver ressalvas quanto ao aspecto de sigilo ou propriedade intelectual sobre as informações contidas neste documento, que impeçam a sua publicação por parte da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) para acesso pelo público em geral, incluindo a sua disponibilização online no Repositório Institucional da Biblioteca Universitária da UFSC. Além disso, declaro ciência de que o autor, na condição de estudante da UFSC, é obrigado a depositar este documento, por se tratar de um Trabalho de Conclusão de Curso, no referido Repositório Institucional, em atendimento à Resolução Normativa nº 126/2019/CUn.

Por estar de acordo com esses termos, subscrevo-me abaixo.

Alexsandro dos Santos Silveira
UFSC/CTC/EMC

RESUMO

Este trabalho aborda a aplicação de um algoritmo de degelo adaptativo para sistemas de refrigeração comercial, com foco na redução do consumo de energia. A motivação principal surge do amplo uso de refrigeradores e freezers, que representam 14% do consumo energético residencial global, e das dificuldades associadas à formação de gelo nos evaporadores devido à solidificação do vapor d'água presente no ar úmido. Tradicionalmente, o degelo é realizado em intervalos fixos, o que pode resultar em desperdício de energia ou degradação do desempenho quando o momento não é adequado. Para superar essas limitações, o presente estudo propõe o uso de um algoritmo que ajusta dinamicamente o momento do degelo com base nas condições operacionais do sistema, usando medições do próprio produto e propondo adaptações para o caso de sistemas de refrigeração de maior porte, usados para a refrigeração de câmaras de armazenamento. O algoritmo proposto neste trabalho sugere o uso da diferença de umidade absoluta entre o gabinete e o evaporador, através da medição de umidade relativa na câmara. A estratégia proposta foi implementada em LabView, e testes experimentais foram conduzidos em diferentes condições para ajustar os parâmetros do modelo, visando evitar a degradação do Coeficiente de Performance (COP) e a minimização do consumo de energia total durante o período de operação do produto. O uso do *hot gas by-pass* como método de degelo permite uma recuperação rápida da temperatura do evaporador, enquanto a injeção de umidade simula condições operacionais variadas para avaliar a adaptabilidade do algoritmo. Os resultados obtidos demonstram a capacidade do algoritmo de reduzir ou aumentar a frequência de degelos com base nas condições de operação, reduzindo a quantidade de degelos em condições mais leves e aumentando em condições mais severas, melhorando a eficiência global do sistema em até 8% na condição mais severa de operação.

Palavras-chave: Refrigeração. Degelo. Adaptativo. Umidade. Consumo.

ABSTRACT

This work addresses the application of an adaptive defrost algorithm for commercial refrigeration systems, focusing on reducing energy consumption. The main motivation arises from the widespread use of refrigerators and freezers, which represent 14% of global residential energy consumption, and the difficulties associated with ice formation on evaporators due to solidification of water vapor present in humid air. Traditionally, defrosting is performed at fixed intervals, which can result in energy waste or performance degradation when the timing is not appropriate. To overcome these limitations, this study proposes the use of an algorithm that dynamically adjusts the defrost timing based on the system's operating conditions, using measurements from the product itself, also proposing adaptations for the case of larger refrigeration systems, used for cooling storage chambers. The algorithm proposed in this work suggests using the absolute humidity difference between the cabinet and the evaporator, through the measurement of relative humidity in the chamber. The proposed strategy was implemented in LabView, and experimental tests were conducted under different conditions to adjust the model parameters, aiming to avoid degradation of the Coefficient of Performance (COP) and minimize total energy consumption during the product operation period. The use of *hot gas bypass* as a defrost method allows a fast recovery of the evaporator temperature, while the moisture injection simulates varied operating conditions to evaluate the adaptability of the algorithm. The results obtained demonstrate the ability of the algorithm to reduce or increase the frequency of defrosts based on the operating conditions, reducing the number of defrosts in milder conditions and increasing them in more severe conditions, improving the overall efficiency of the system in up to 8% at the severe operation condition.

Keywords: Refrigeration. Defrost. Adaptive. Humidity. Consumption.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama T x s do ciclo ideal de Carnot	22
Figura 2 - Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica à vapor genérico	24
Figura 3 - Representação da temperatura de orvalho no diagrama T x s	27
Figura 4 - Processo de formação de geada	29
Figura 5 - Ciclo genérico de <i>hot gas by-pass</i>	32
Figura 6 – Imagens da instalação do transdutor de pressão diferencial no evaporador	34
Figura 7 – Transdutores de pressão diferencial	35
Figura 8 - Relação entre perda de carga e decaimento do COP	36
Figura 9 – Sistema de refrigeração e câmara refrigerada	37
Figura 10 - Circuito de refrigeração do sistema	38
Figura 11 - Sistema instalado no laboratório	39
Figura 12 - Métodos de validação do calorímetro	39
Figura 13 - Validação da câmara de testes	41
Figura 14 - Imagens do evaporador	42
Figura 15 - Resistência do ventilador	44
Figura 16 - Fluxograma para condução dos testes finais	46
Figura 17 – Comportamento durante a desumidificação	47
Figura 18 - Resultados na condição W20oC TL1000W RH97%	49
Figura 19 - Comparação decaimento do COP com aumento da perda de carga na condição W20oC TL1000W RH97%	49
Figura 20 - Comparação da rotação do compressor no teste W20oC TL1000W RH97% durante um período de degelo	50
Figura 21 - Comparação do consumo mensal na condição W20oC TL1000W RH97%	51
Figura 22 - Resultados na condição W20oC TL500W RH70%	53
Figura 23 - Comparação do consumo mensal na condição W20oC TL500W RH70%	54

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Composição do ar úmido	26
---	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

POLO	Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica
PI	Proporcional-Integral
VCC	<i>Variable Capacity Compressor</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Romanos

COP	Coeficiente de performance	[-]
\dot{Q}	Calor trocado em um processo	[W]
h_d	Coeficiente convectivo de transferência de massa	[kg _a /s·m ²]
x	Fração molar	[-]
m	Massa	[kg]
N	Número de mols	[mols]
\dot{W}	Potência consumida	[W]
P	Pressão	[Pa]
RTR	Razão de tempo de execução	[-]
T	Temperatura	[°C]
t_{CA}	Tempo de compressor ativo	[h]
t_d	Tempo de degelo	[min]
t	Tempo do ciclo	[h]
TTD	Tempo entre degelos	[h]
t_{ECA}	Tempo equivalente de compressor ativo	[h]
W	Trabalho realizado	[J]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]

Gregos

α	Coeficiente que pondera a velocidade do compressor com sua velocidade média	[-]
ξ	Coeficiente que pondera o termo de umidade com o termo de compressor ativo	[kg _a /kg _s]
λ	Coeficiente que relaciona as mudanças nas condições ambiente e de operação com a velocidade de adaptação do algoritmo	[-]
$\xi_{inicial}$	Condição inicial de ξ	[kg _a /kg _s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
ϵ	Efetividade	[-]

ω	Umidade absoluta	[kg _s /kg _a]
ϕ	Umidade relativa	[%]
Δ	Varição	[-]

Subscritos

a	Ar seco
s	Ar úmido
atm	Atmosférico
c	Condensador
i	Entrada
e	Evaporador
orvalho	Ponto de orvalho
o	Saída
sat	Saturado
sup	Superfície

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	OBJETIVOS	19
1.1.1	Objetivo Geral.....	19
1.1.2	Objetivos Específicos	19
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	21
2.1	INTRODUÇÃO À REFRIGERAÇÃO	21
2.2	PSICROMETRIA	25
2.3	FORMAÇÃO DE GEADA	28
2.4	MÉTODOS DE APLICAÇÃO DE DEGELO	30
2.4.1	Degelo por <i>hot gas by-pass</i>.....	31
2.4.2	Métodos de detecção de formação de gelo	33
3	APARATO EXPERIMENTAL.....	37
3.1	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	37
3.1.1	Validação da câmara de testes.....	39
3.2	EVAPORADOR	41
3.3	CONTROLE DA CARGA TÉRMICA E UMIDADE.....	43
4	SOLUÇÃO PROPOSTA.....	45
5	RESULTADOS	46
5.1	CONDIÇÃO DE ALTA TAXA DE FORMAÇÃO DE GELO	48
5.2	CONDIÇÃO DE BAIXA TAXA DE FORMAÇÃO DE GELO	51
6	CONCLUSÕES.....	55
	REFERÊNCIAS.....	57

1 INTRODUÇÃO

Em sistemas de refrigeração domésticos e comerciais, a formação de gelo nos evaporadores é uma consequência comum, considerando que a temperatura de evaporação é mantida próxima a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Isso ocorre devido à presença de umidade no interior do gabinete, que solidifica e se acumula no evaporador. Com o tempo, forma-se uma camada de gelo que reduz a eficiência da troca térmica e impede a circulação adequada do ar, afetando a capacidade de refrigeração. A aplicação periódica de um processo de degelo é, portanto, necessária para remover o acúmulo de gelo, mas inevitavelmente aumenta o consumo médio de energia do sistema (AMEEN, CONEY e SHEPPARD, 1993).

Estudos sobre o processo de degelo são essenciais para melhorar a eficiência energética dos sistemas de refrigeração, uma vez que o ajuste inadequado dos intervalos entre os degelos pode comprometer o COP (LONG-HAO, 2013). Intervalos muito curtos resultam em degelos frequentes, exigindo que o sistema recupere constantemente a temperatura interna após cada degelo, enquanto intervalos muito longos permitem o acúmulo excessivo de gelo, o que reduz a capacidade de refrigeração e força o compressor a operar por mais tempo ou maior velocidade para compensar a perda de desempenho. Estratégias tradicionais, como o degelo em intervalos de tempo fixos, são limitadas pela incapacidade de se adaptarem às condições variáveis do sistema, o que pode resultar em desperdício de energia ou desempenho insatisfatório.

O desenvolvimento de algoritmos de degelo adaptativo é uma resposta a essa limitação, pois permite ajustar dinamicamente o momento do degelo com base nas condições operacionais do sistema. Existem diversas estratégias particularmente vantajosas para determinar a quantidade de geada formada no evaporador, mas a grande maioria exige a inserção de outros equipamentos ao produto, como novos sensores ou câmeras, o que inevitavelmente irá aumentar o custo do refrigerador, tanto em questão de produção quanto manutenção. Dessa forma, é preferível que o algoritmo calcule o momento certo de aplicar o degelo utilizando sinais já disponíveis no sistema. No presente trabalho, será utilizada uma abordagem baseada na lógica proposta por (VITOR, SILVEIRA e FLESCH, 2019), mas aplicada em um sistema de refrigeração comercial de médio porte com degelo por *hot gas bypass* e injeção direta de umidade no gabinete. Nesta aplicação, é difícil utilizar o algoritmo de (VITOR, SILVEIRA e FLESCH, 2019), o qual se baseia em eventos de abertura de porta,

portanto a injeção de umidade visa substituir estes eventos, podendo simular condições de operação em ambientes com diferentes cargas de umidade, verificando a adaptabilidade do algoritmo em ambientes secos e úmidos. A utilização do *hot gas by-pass* para o degelo permite uma recuperação mais rápida da temperatura do evaporador, minimizando o impacto sobre o ciclo de refrigeração e melhorando a eficiência global do sistema.

1.1 OBJETIVOS

Nas seções abaixo estão descritos o objetivo geral e os objetivos específicos deste trabalho.

1.1.1 Objetivo Geral

Elaborar uma lógica de degelo adaptativo com injeção de umidade para um sistema de refrigeração comercial com degelo por *hot gas by-pass*.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Planejar os testes experimentais em diferentes condições psicrométricas;
- Propor uma metodologia para ajuste dos parâmetros do algoritmo;
- Identificar parâmetros do algoritmo experimentalmente;
- Comparar duas estratégias de controle de degelo sob diferentes condições psicrométricas e determinar qual fornece o melhor resultado em questão de eficiência de degelo.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O conteúdo deste documento foi estruturado em quatro seções. Na seção 2 serão apresentados alguns conceitos relacionados aos processos termodinâmicos de refrigeração. Na seção 3, será apresentado o sistema em questão, onde foi realizada a parte experimental do projeto. Na seção 4, é mostrado como foi feita a implementação da solução proposta, como foram conduzidos os testes de calibração dos parâmetros do algoritmo e quais foram as

adaptações necessárias para condução dos testes dadas limitações do próprio sistema enquanto testado em laboratório. Na seção 5 serão mostrados os resultados e comparações, tanto da solução proposta quanto dos testes *baseline* do produto. Por fim, na seção 6, serão apresentadas as conclusões do projeto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção serão apresentados alguns conceitos básicos de refrigeração, mais especificamente sobre o sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor e processos psicrométricos.

2.1 INTRODUÇÃO À REFRIGERAÇÃO

O funcionamento básico do ciclo envolve a remoção de calor de uma fonte fria (o ambiente refrigerado) e a rejeição de calor para uma fonte quente (o ambiente externo), utilizando um fluido de trabalho conhecido como fluido refrigerante. Esse processo é impulsionado pela introdução de trabalho externo por meio do compressor. No ciclo ideal de Carnot são usados quatro componentes para realizar esta aplicação: Compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, onde cada um possui uma função específica no funcionamento do ciclo, sendo estes processos, 4 processos totalmente reversíveis (interna e externamente). Além disso, os processos de compressão e expansão são também adiabáticos, ou seja, não trocam calor com o ambiente externo, dessa forma, pela segunda lei da termodinâmica, tem-se a equação,

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_g, \quad (1)$$

onde dS representa a variação de entropia do processo, podendo assumir valores positivos ou negativos, $\frac{\delta Q}{T}$ a troca de calor no sistema e δS_g a geração de entropia, sendo essa sempre maior ou igual a 0.

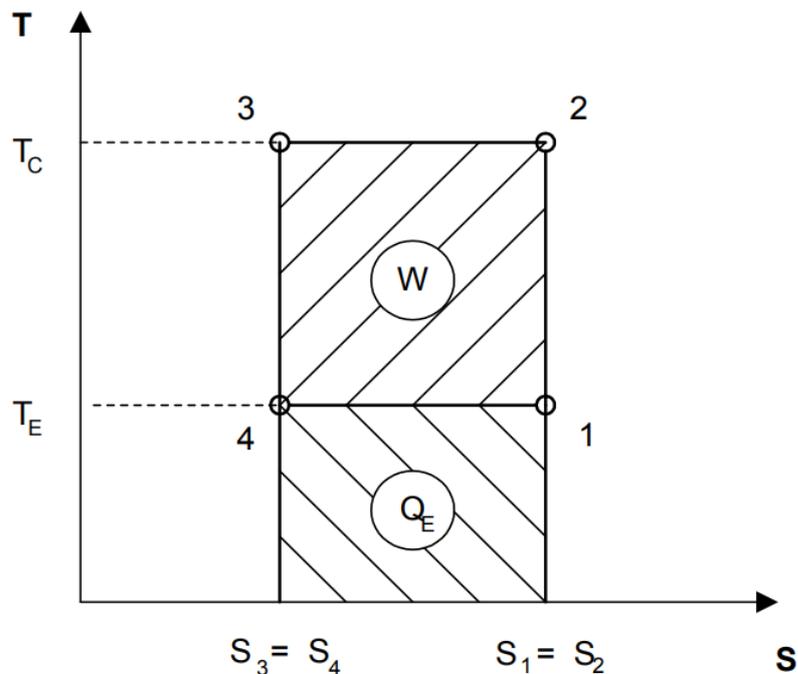
Da proposta de Carnot, a característica reversível dos processos de compressão e expansão indica que os mesmos não geram entropia, ou seja $\delta S_g = 0$. Da mesma forma, a característica adiabática desses processos indica que não há troca de calor com o ambiente, ou seja $\delta Q = 0$. Portanto, pode-se afirmar que os processos de compressão e expansão são processos isentrópicos no ciclo de Carnot, ou seja $dS = 0$.

No ciclo de Carnot é proposto o uso de uma turbina ligada ao eixo do compressor, pois além de ser um processo isentrópico, a mesma auxilia o processo de compressão com a expansão do fluido, diminuindo o consumo geral necessário. Em um ciclo real, é inviável o uso

de uma turbina, pois o fluido evapora em parte durante o processo (sai da condição de líquido saturado e passa a ser bifásico), o que é impraticável (STOECKER e JONES, 1985). Por isso, opta-se pelo uso do processo de expansão por restrição, utilizando tubos capilares (tubos com diâmetro reduzido) ou válvulas para reduzir a pressão pela fricção do próprio fluido com a parede do orifício. Este processo é adiabático, mas irreversível ($\delta S_g \neq 0$).

A Figura 1 mostra um diagrama temperatura por entropia ($T \times s$) de um ciclo internamente reversível (endoreversível) que, diferentemente do ciclo de Carnot que considera apenas as temperaturas externa e interna ao gabinete para determinar sua eficiência, este depende também das temperaturas de evaporação T_E e condensação T_C , representadas na mesma figura. Do ponto 1 ao ponto 2 tem-se o processo de compressão isentrópica, ou seja, a entropia constante, que aumenta a pressão e a temperatura do fluido de trabalho. Do ponto 2 ao ponto 3 tem-se o processo isotérmico de rejeição de calor para o ambiente externo. Do ponto 3 ao ponto 4 tem-se o processo de expansão isentrópica, aplicado através de uma turbina. Por fim, do ponto 4 ao ponto 1 tem-se o processo isotérmico de absorção de calor do ambiente refrigerado.

Figura 1 - Diagrama $T \times s$ do ciclo ideal de Carnot



Fonte: (POSSAMAI e TODESCAT, 2004).

Agora, assumindo que os processos são totalmente reversíveis (sem geração de entropia $\delta S_g = 0$), é possível manipular a segunda lei da termodinâmica para determinar o calor rejeitado ou absorvido em um diagrama T x s, que resulta na área do mesmo,

$$\int_a^b \delta Q = \int_a^b T dS, \quad (2)$$

ou seja, o calor absorvido pelo evaporador e o calor cedido pelo condensador são, respectivamente, dados por,

$$Q_e = T_e \cdot (s_1 - s_4) \text{ e} \quad (3)$$

$$Q_c = T_c \cdot (s_2 - s_3). \quad (4)$$

Pela primeira lei da termodinâmica, tem-se que $Q_c = Q_e + W$, sendo W o trabalho entregue pelo compressor, portanto W representa a área do quadrado formado pelos pontos do sistema no diagrama da Figura 1.

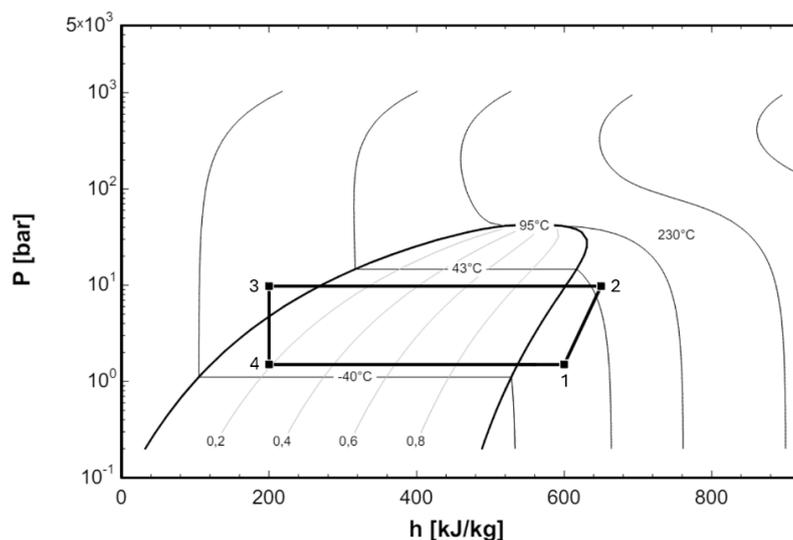
Define-se, então, o COP do sistema como sendo a razão entre a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_e) e a potência do compressor \dot{W} ,

$$COP_{Carnot} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} = \frac{T_e \cdot (s_1 - s_4)}{T_c \cdot (s_2 - s_3) - T_e \cdot (s_1 - s_4)} = \frac{T_e}{T_c - T_e}. \quad (5)$$

Assim, percebe-se que a eficiência em um ciclo ideal depende somente das temperaturas de operação do sistema (evaporação e condensação) e não de como o mesmo é projetado.

Agora, para comparar o ciclo endoreversível a um sistema real, nota-se que na Figura 2 tem-se o diagrama P-h de um sistema de refrigeração genérico. Geralmente utiliza-se esses diagramas para descrever o comportamento do sistema, pois neles são representadas as variáveis de interesse (pressão, entalpia, temperatura...) ao longo do ciclo. O diagrama apresentado possui a mesma nomenclatura dos pontos do diagrama da Figura 1.

Figura 2 - Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica à vapor genérico



Fonte: Do autor

Inicialmente tem-se o compressor (ponto 1 ao ponto 2), cuja função é elevar a pressão do fluido refrigerante da pressão de evaporação para a pressão de condensação, através da compressão mecânica do fluido em estado de vapor superaquecido (também mantendo a vazão do sistema). O consumo de potência do compressor \dot{W} é a principal fonte de gasto de energia no sistema, onde essa mesma energia elétrica é então convertida em energia térmica ao longo do ciclo, excetuando algumas perdas, como por exemplo o calor dissipado pela carcaça do compressor para o ambiente. Por conta dessas perdas, o processo de compressão não é realizado à entropia constante.

Após o compressor tem-se o condensador (ponto 2 ao ponto 3) que deve trocar calor com o ambiente e transicionar o estado do fluido de vapor para líquido (condensação) no processo. O condensador opera na pressão de alta do ciclo, estando sempre a uma temperatura maior que a temperatura ambiente, sendo assim, o mesmo deve ceder calor (energia sai do sistema). Se a temperatura ambiente for mais alta, o compressor terá que trabalhar mais para elevar a pressão de alta, aumentando a temperatura de condensação para que a troca de calor mantenha o sentido. A taxa de calor dissipado pelo condensador é dado por \dot{Q}_c .

O dispositivo de expansão (ponto 3 ao ponto 4) possui a função de reduzir a pressão do fluido (levar a pressão do lado de alta para o lado de baixa). Geralmente utiliza-se um capilar como dispositivo de expansão (tubo longo de diâmetro reduzido), onde o diâmetro interno e o

comprimento devem ser dimensionados para garantir a pressão de operação, vazão e grau de superaquecimento (PÖTTKER, 2006). Caso seja desejado variar esses parâmetros ao longo do tempo, são usadas válvulas como dispositivos de expansão, podendo ser válvulas de expansão termostática (TXV, do inglês *Thermostatic Expansion Valve*), que variam a abertura a fim de manter constante o superaquecimento, ou válvulas de expansão eletrônica (EEV, do inglês *Electronic Valve*), que podem variar a abertura proporcionalmente ao sinal elétrico recebido a fim de, por exemplo, controlar o superaquecimento para encontrar um ponto ótimo de operação (PÖTTKER, 2006).

Por fim, o evaporador (ponto 4 ao ponto 1) é outro trocador de calor, que vai absorver calor do ambiente refrigerado. O fluido refrigerante que percorre o evaporador deve estar a uma temperatura menor que o gabinete para que o mesmo absorva calor. Nesse processo o fluido, que geralmente está em estado bifásico inicialmente, vai para o estado de vapor (evaporação) para então entrar no compressor e reiniciar o ciclo. A taxa de calor absorvido pelo evaporador é denominado capacidade de refrigeração \dot{Q}_e .

Nota-se que uma grande diferença entre um sistema real e o ideal se encontra no processo de expansão, como já mencionado, pois na Figura 2 o processo ocorre à entalpia constante, um processo adiabático e irreversível. Como o processo já não é isentrópico, tem-se um novo cálculo para o COP do sistema

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}, \quad (6)$$

sendo h_n as entalpias nos pontos do ciclo pela Figura 2. Nota-se também que $h_3 = h_4$, por se tratar de um processo de expansão adiabático, à entalpia constante.

Agora a eficiência do sistema depende não só das temperaturas de operação, mas também do ciclo como um todo, como a escolha do refrigerante, disposição dos componentes, entre outros.

2.2 PSICROMETRIA

Outra área de estudo importante para o presente trabalho é a psicrometria, que representa a termodinâmica do ar úmido, como proposto por Willis Carrier em 1910

(MCQUISTON e PARKER, 1994). O ar úmido é composto por duas partes, ar seco e vapor d'água, cujas composições são apresentadas no Quadro 1.

Quadro 1 - Composição do ar úmido

Ar seco (a)		Vapor d'água (s)	
Componente	Composição	Componente	Composição
Nitrogênio	20,95%	Água	Variável
Oxigênio	78,09%		
Argônio	0,93%		
Dióxido de carbono	0,03%		

Fonte: Adaptado de (MCQUISTON e PARKER, 1994)

Considera-se que a composição do ar seco é constante e a umidade presente no ambiente é ditada pela composição do vapor d'água no ar, dessa forma, pode-se considerar a massa de ar seco como uma referência para as grandezas do processo, técnica denominada de base de ar seco.

Existem algumas maneiras de quantificar a umidade no ambiente, como por exemplo a umidade relativa, dada pelo símbolo ϕ , que representa a quantidade de vapor d'água m_s presente no ar se comparado à quantidade máxima que o mesmo pode suportar m_{sat} na mesma condição de temperatura e pressão, indo de 0% a 100%. A umidade relativa pode ser calculada da seguinte forma

$$\phi = \frac{m_s}{m_{sat}}, \quad (7)$$

A umidade absoluta, representada pelo símbolo ω , representa a razão de massa de vapor d'água com relação à massa de ar seco

$$\omega = \frac{m_s}{m_a}, \quad (8)$$

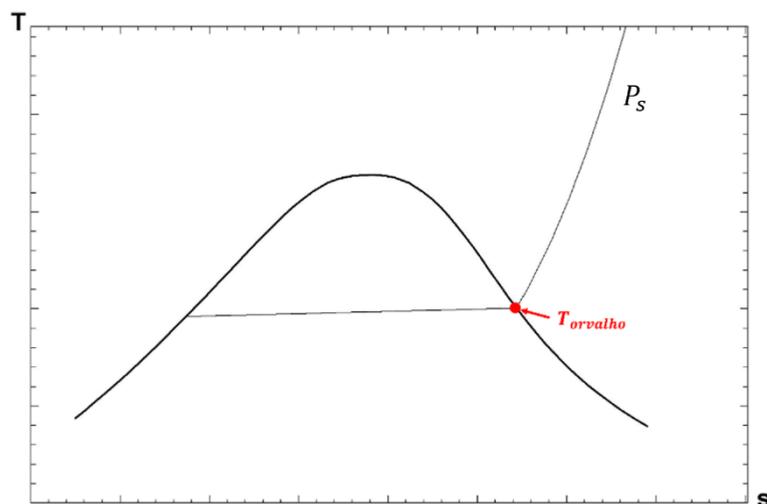
onde m_s representa a massa de vapor d'água, dada em kg_s e m_a a massa de ar seco, dada em kg_a . A umidade absoluta ω possui unidade $\frac{kg_s}{kg_a}$, utilizando a base de ar seco.

Agora, é possível relacionar a umidade absoluta ω com a umidade relativa ϕ utilizando dados de pressão P e temperatura T através da seguinte equação

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{\phi \cdot P_{sat}(T)}{P_{atm} - \phi \cdot P_{sat}(T)}. \quad (9)$$

Outro conceito importante no estudo da psicrometria é a temperatura de orvalho, que representa a temperatura do ar úmido saturado na mesma pressão parcial e umidade absoluta que a mistura original, ou seja, o ponto onde a mistura atinge o estado de vapor saturado à pressão constante, com 100% de umidade relativa. A Figura 3 mostra o que foi explicitado em um diagrama $T \times s$

Figura 3 - Representação da temperatura de orvalho no diagrama $T \times s$



Fonte: Do autor

O conceito da temperatura de orvalho é de fundamental importância para entender o processo de formação de gelo, pois esta determina a temperatura limite para que o vapor d'água permaneça no estado de vapor antes que comece a condensar.

2.3 FORMAÇÃO DE GEADA

A formação de gelo é um dos maiores problemas que decrementam a eficiência em um refrigerador (AMER e WANG, 2017). Trata-se de uma fina camada de gelo que se acumula e cobre o evaporador até um ponto que bloqueia a passagem de ar frio para o gabinete e diminui a capacidade de refrigeração. Em um sistema de refrigeração, quando em regime permanente, a capacidade de refrigeração tende a compensar a carga térmica, ajustando a velocidade do compressor para manter a temperatura desejada (no caso de refrigeradores com compressores de velocidade variável) ou controlando a razão de funcionamento (RTR, do inglês *Running Time Ratio*) para manter a temperatura dentro da faixa desejada (no caso de compressores de velocidade única, operando em modo *on/off*). Quando há formação de gelo e ocorre o bloqueio da passagem de ar entre o evaporador e o gabinete, o compressor tende a aumentar a velocidade (ou o RTR) para suprir a queda de capacidade e consequente aumento da temperatura, o que diminui o COP pela Equação (6). O aumento na velocidade do compressor tende a formar mais gelo com a redução da temperatura no evaporador, formando um sistema que se retroalimenta negativamente que, se permanecer operando nesse estado, inevitavelmente levará o refrigerador ao colapso, onde o mesmo não conseguirá mais voltar ao seu ponto de operação.

Em sistemas de refrigeração, a formação de gelo está fortemente ligada às condições de operação, como temperatura e umidade. O gelo começa a se formar no evaporador significativamente quando a temperatura no ambiente refrigerado fica abaixo de 6 °C, com uma umidade relativa acima de 60% (AMEEN, CONEY e SHEPPARD, 1993).

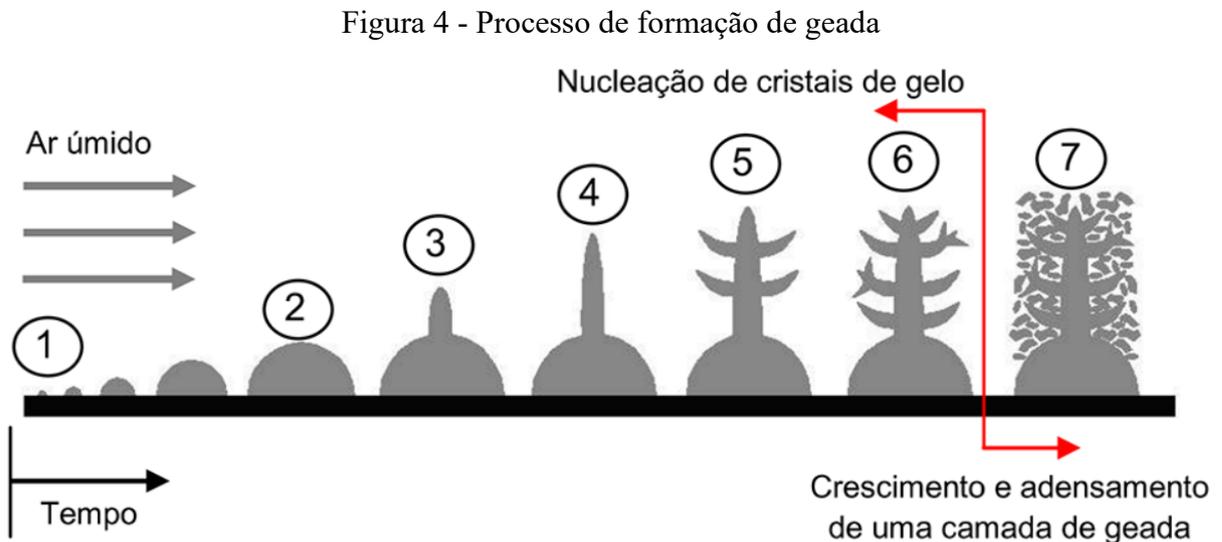
A primeira etapa no processo de formação de geada é a nucleação, em que pequenas partículas de água começam a se organizar para formar cristais de gelo. Esse processo pode ser classificado de duas formas, nucleação homogênea e heterogênea. Na nucleação homogênea, o vapor d'água na atmosfera, quando em contato com uma superfície que esteja abaixo de 0 °C, passará diretamente do estado de vapor para o estado sólido, formando flocos de neve na superfície fria. Esse processo será homogêneo quando não houver interação do vapor d'água com outras impurezas, como por exemplo partículas de poeira (PIUCCO, 2008).

No caso da nucleação heterogênea, a mais comum, o processo não ocorre diretamente como na nucleação homogênea, podendo ocorrer condensação do vapor d'água (formação de líquido), dessublimação (formação de geada) ou ambos, resultando no congelamento da água (formação de gelo) (PIUCCO, 2008), dependendo do estado do processo.

O vapor d'água presente no ar necessita de condições específicas de temperatura e umidade para sofrer mudança de fase quando em contato com uma superfície. Mesmo que a superfície esteja abaixo de 0 °C (superfície do evaporador, geralmente próxima de -10 °C para um refrigerador doméstico), o processo de solidificação do vapor ocorre somente se houver um grau de super-resfriamento suficiente, sendo este a diferença entre a temperatura de orvalho do ar no ponto de operação ($T_{orvalho}$) e a temperatura da superfície fria (T_e). O estado destas temperaturas deve alterar o comportamento desse fenômeno (PIUCCO, 2008).

Quando a temperatura de orvalho estiver acima de 0 °C e a temperatura da superfície abaixo da temperatura de orvalho, mas também acima de 0 °C, ocorrerá a condensação do vapor d'água, formando gotículas de água e tornando a superfície molhada, ainda, se estiver abaixo de 0 °C, haverá a solidificação do vapor condensado, formando uma camada de gelo. Porém, se a temperatura de orvalho estiver abaixo de 0 °C e a temperatura da superfície abaixo da temperatura de orvalho, haverá a passagem direta do estado do vapor d'água de vapor para sólido, processo denominado de dessublimação, formando a geada.

A Figura 4 mostra os estágios da formação de geada, que ocorre em etapas bem definidas, através de interações entre a temperatura e a umidade.



Fonte: (YONG X., R. W. e K. S., 1993)

O processo começa com a nucleação heterogênea (1), na qual pequenas partículas de gelo se formam quando a superfície atinge uma temperatura abaixo de 0 °C (ponto de congelamento da água), permitindo a condensação do vapor d'água diretamente em estado sólido.

Uma vez nucleado, o embrião começa a crescer (2) à medida que mais partículas de vapor d'água se aderem à sua superfície. Nesse estágio, o crescimento ocorre através de grandes quantidades de energia, porém, a geada que se forma também atua como um isolante térmico, elevando a temperatura da camada superficial da geada em relação ao ar úmido. Esse aumento de temperatura reduz a transferência de calor, o que faz com que o crescimento se torne mais lento à medida que o embrião cresce.

Quando o embrião atinge um certo tamanho, a energia requerida para continuar seu crescimento supera a energia necessária para criar um novo embrião (nova nucleação) (3). Nesse ponto, o embrião para de crescer e uma nova nucleação ocorre sobre sua superfície. Diferentemente da nucleação inicial, essa segunda fase é uma nucleação homogênea, que requer menos energia do que o processo heterogêneo inicial.

O novo embrião também cresce (4), mas, como antes, ao aumentar sua área, mais energia é necessária para sustentar esse crescimento. Esse ciclo de nucleações sucessivas (5, 6) sobre os embriões já formados continua, fazendo com que a superfície da geada passe a ter características de um meio poroso.

Finalmente, o processo de formação de geada se interrompe (7) quando a temperatura da superfície se aproxima do limite inferior necessário para que novas nucleações ocorram. A partir deste ponto, a camada de geada se comporta como um meio poroso e prevalece a difusão de vapor para dentro da camada, aumentando tanto a espessura quanto a densidade da geada (PIUCCO, 2008).

Dessa forma, quanto mais densa for a geada formada, menor será a passagem para a circulação de ar entre o gabinete e o evaporador, portanto, maior será o trabalho do compressor para suprir a diferença de capacidade, levando o sistema ao colapso eventualmente.

2.4 MÉTODOS DE APLICAÇÃO DE DEGELO

A formação de gelo em evaporadores é um fenômeno inevitável, mas o bloqueio do evaporador deve ser evitado devido às consequências adversas que este efeito pode acarretar ao sistema (KNABBEN, 2010). Assim, o gelo precisa ser removido periodicamente para garantir que a eficiência do sistema seja mantida o máximo possível, o que é feito por meio de ciclos de degelo. No entanto, o processo de degelo penaliza o desempenho térmico do refrigerador pois, ao iniciar o ciclo, deve-se aumentar a temperatura do evaporador para que o gelo derreta,

levando a um aumento na temperatura interna, pois nem todo o calor gerado no processo é utilizado para derreter o gelo, já que uma fração desse calor acaba sendo liberada no ambiente refrigerado, contribuindo para um aquecimento indesejado (MATVIENKO, 2022). Após o término do degelo, o compressor precisa trabalhar por mais tempo para restaurar a temperatura ideal no interior do refrigerador e compensar esse aumento na temperatura, reestabelecendo-a na referência da câmara (*setpoint*).

As técnicas nessa área de estudo são divididas em dois focos, tratamento da formação de gelo (técnicas passivas) e processo de degelo (técnicas ativas) (AMER e WANG, 2017). As técnicas passivas consistem em métodos para atrasar a formação de gelo ou aperfeiçoar o processo de escoamento (processo após o degelo, em que o sistema permanece desligado esperando a água no evaporador escorrer). As técnicas ativas focam na aplicação do degelo, relacionada à ativação de determinado equipamento ou mudança no ciclo para que seja realizado o aquecimento do evaporador. Dentre essas técnicas, destacam-se os métodos de degelo por resistência elétrica, utilizada em (VITOR, SILVEIRA e FLESCH, 2019), e o método por *hot gas by-pass*. O derretimento da geada por meio de resistências elétricas (fluxo de calor prescrito), apesar de aumentar a perda de carga no ar e de poder apresentar problemas de corrosão, tem a vantagem de apresentar uma fácil montagem (KNABBEN, 2010). O método de degelo por *hot gas by-pass* é comumente utilizado em aparelhos comerciais, como máquinas de gelo, freezers comerciais, unidades seladas e em alguns equipamentos médicos, sendo este, também, o método de degelo abordado neste trabalho.

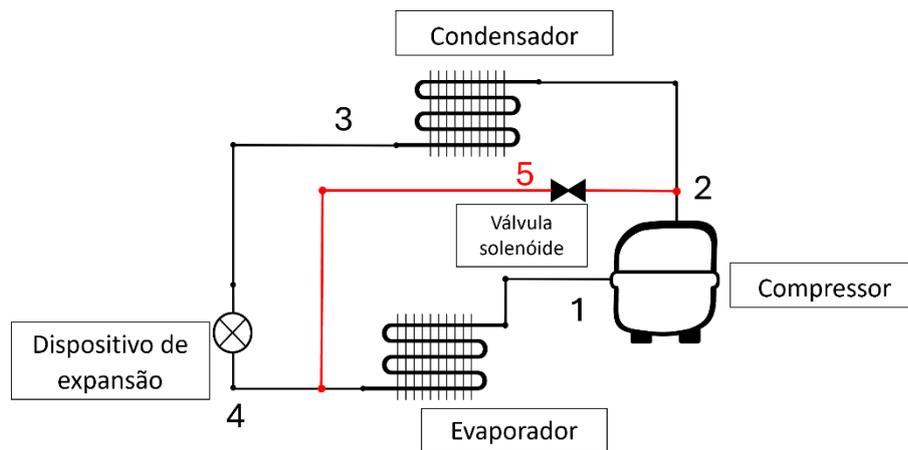
Em geral, o degelo por *hot gas* é uma técnica mais eficiente em termos de consumo de energia se comparado ao degelo por resistência elétrica, porém, sua complexidade e custo do equipamento necessário para implementação pela necessidade de alteração da arquitetura do sistema dificultam sua aplicação em refrigeradores domésticos. Dessa forma, esses refrigeradores costumam adotar o método de degelo por resistência elétrica (KIM e TIKHONOV, 2006)

2.4.1 Degelo por *hot gas by-pass*

Dentre as técnicas de degelo mais populares, o degelo por *hot gas* tende a ser o método que realiza o processo mais rapidamente e com a maior eficiência energética, desde que se tenha disponível um bom fornecimento de *hot gas* (ASHRAE, 2018). Trata-se de uma operação com temperatura dos tubos virtualmente prescrita, utilizando o gás da descarga do compressor, que

está em alta temperatura e pressão, para derreter o gelo. O principal benefício desse método está em derreter o gelo da superfície do evaporador de forma rápida, com menor irradiação de calor para o gabinete. Para possibilitar este método, um desvio que conecta a descarga do compressor e a entrada do evaporador (chamado de desvio de gás quente ou *hot gas by-pass*) é adicionado, como exemplificado na Figura 5.

Figura 5 - Ciclo genérico de *hot gas by-pass*



Fonte: Do autor

Durante o período de resfriamento (operação normal, ciclo 1-2-3-4), o *by-pass* é desenergizado (válvula fechada), fazendo com que o ciclo opere normalmente. Para realizar o degelo, o *by-pass* é energizado para que a válvula, em geral do tipo solenoide, abra (a operação pode ocorrer com o compressor funcionando ou desligado, dependendo da configuração do aparelho), depois, com a válvula aberta, a maior parte do gás da descarga do compressor, que está em alta temperatura e pressão, fluirá pelo *by-pass* para o evaporador, por conta da menor pressão do mesmo e devido à menor restrição em comparação ao escoamento pelo condensador e dispositivo de expansão (tubo capilar ou válvula de expansão, vide Seção 2.1). Ao fluir pelo evaporador, o gás rejeita calor para a tubulação do trocador, realizando o processo de degelo e, com o retorno do gás para o compressor, o mesmo é bombeado novamente para o *by-pass* à alta pressão, reiniciando o processo, mantendo o padrão compressor, *by-pass*, evaporador, compressor, formando o ciclo 1-2-5-1. Em um dado momento, o degelo por *hot gas by-pass* é encerrado por algum tipo de critério, seja por sensoriamento ou por detecção de imagem, fechando a válvula solenoide. Antes que o ciclo de resfriamento seja iniciado novamente,

geralmente aplica-se um tempo de gotejamento da água de degelo, para que a mesma não congele novamente ao retornar à operação normal.

Por fim, o ciclo de degelo por *hot gas by-pass* pode ser dividido em quatro processos. O processo 1-2 representa a compressão do fluido refrigerante de uma pressão de baixa para uma pressão de alta, da mesma forma que o ciclo padrão. No processo 2-5 o fluido, em alta pressão e temperatura, passa pela válvula de *by-pass*, reduzindo a pressão do refrigerante e levando-a para a pressão de baixa. Como o estado do fluido se encontra como vapor superaquecido, mesmo com uma queda na pressão a temperatura é apenas reduzida levemente. No processo 5-1 o refrigerante flui pelo evaporador, trocando calor com o gabinete e derretendo a camada de geada, retornando ao compressor e reiniciando o ciclo.

2.4.2 Métodos de detecção de formação de gelo

Detectar a formação de geada é a base para um degelo correto (LONG-HAO, 2013), porém isto é um desafio, por conta da complexidade em seu fenômeno de formação e as variadas causas deste processo (HOMOLA, NICKLASSON e SUNDSBO, 2006). Existem diversas propostas na literatura sobre métodos de detecção de gelo, como sensores de campo elétrico (alteração na tensão de saída na presença de geada), sensores fotoelétricos para estimar a espessura da camada de gelo de forma direta e com baixa incerteza, instalação de câmera boroscópica e processamento de imagem, indo até transdutores específicos para detecção de geada com degelo inteligente.

Todos esses métodos, apesar de possuírem precisão e bons resultados experimentais, todos exigem a adição de novos equipamentos ao sistema, elevando o custo da produção em grande escala. Dessa forma, é atraente a ideia de utilizar um algoritmo que detecte a formação de geada somente com as medições existentes no produto original, sem a adição de novos dispositivos.

O algoritmo utilizado neste trabalho, proposto inicialmente em (VITOR, SILVEIRA e FLESCH, 2019), deve ser calibrado experimentalmente e, para isto, deve-se utilizar uma medição confiável da formação de gelo para que o algoritmo seja calibrado corretamente. Neste trabalho, o método para detecção de formação de gelo será por sensoriamento utilizando um transdutor de pressão diferencial, medindo a pressão antes e depois do evaporador, para quantificar quanto da passagem de ar do ventilador está sendo obstruída pela geada.

A Figura 6 mostra como foi feita a instalação do transdutor. Este transdutor possui tomadas de pressão ao longo de toda a tubulação, algo necessário pois a formação de gelo não ocorre de maneira uniforme, fazendo com que em partes do evaporador a diferença de pressão será maior e, em outras, menor. Ao final, é feita uma média destas tomadas e um sinal de corrente é retornado, em uma faixa de -20 mA a 20 mA, proporcional ao ΔP medido. A Figura 7 apresenta uma imagem dos transdutores de pressão diferencial utilizados, um para cada evaporador.

Figura 6 – Imagens da instalação do transdutor de pressão diferencial no evaporador

(a) Lateral esquerda



(b) Lateral direita



(c) Interna



Fonte: Do autor

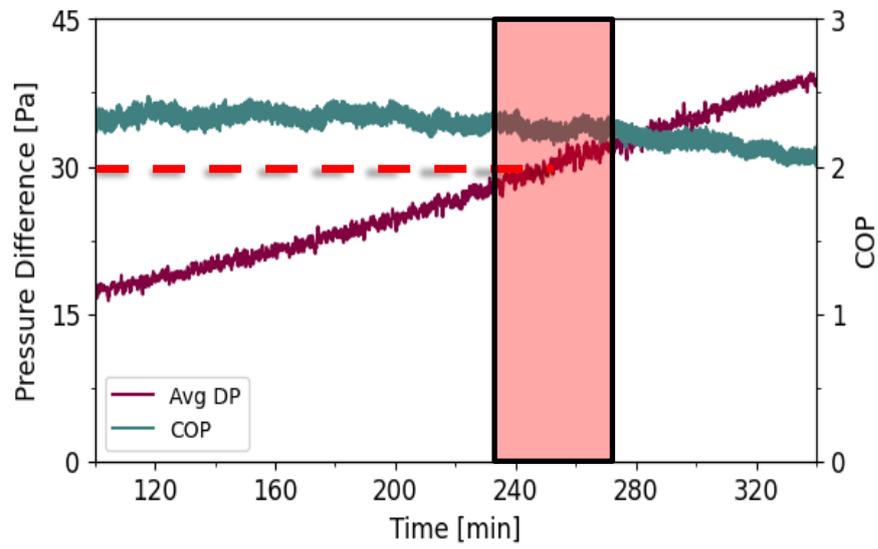
Figura 7 – Transdutores de pressão diferencial



Fonte: Do autor

O método foi validado experimentalmente, observando que o COP do sistema decai a partir de uma diferença de pressão de 30 Pa. Esse comportamento é apresentado na Figura 8, sendo este o critério ótimo de degelo utilizado para fins de comparação e calibração do algoritmo adaptativo.

Figura 8 - Relação entre perda de carga e decaimento do COP



Fonte: Do autor

Uma implementação de degelo bem-sucedida no sistema resulta em economia de energia sem degradação da performance (ALLARD e HEINZEN, 1988).

3 APARATO EXPERIMENTAL

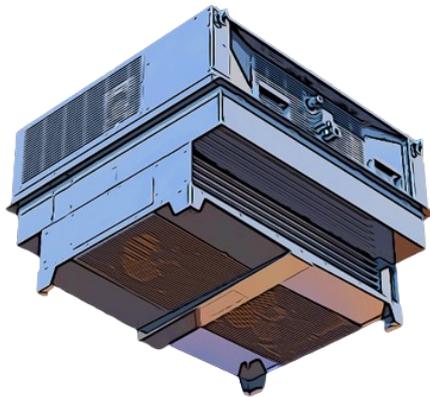
Nesta seção, será descrito o aparato experimental utilizado para os estudos e testes, uma unidade de refrigeração monobloco com capacidade de refrigeração comercial.

3.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

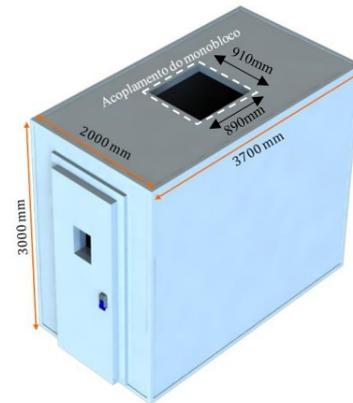
Esse sistema é geralmente empregado para resfriar grandes ambientes. Nos testes realizados, ele será usado para refrigerar uma câmara com dimensões de 3 m de altura, 2 m de largura e 3,7 m de comprimento, mantendo a temperatura ambiente em $-2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na Figura 9 está representada a unidade monobloco (Figura 9(a)), que puxa o ar quente do ambiente refrigerado, e a câmara de testes (Figura 9(b)).

Figura 9 – Sistema de refrigeração e câmara refrigerada

(a) - Unidade de refrigeração monobloco utilizada



(b) - Câmara de teste

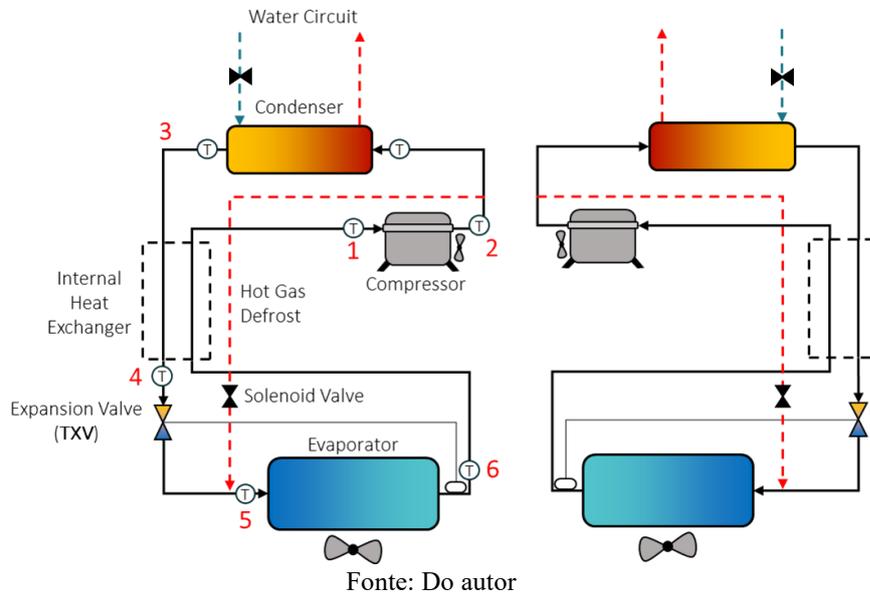


Fonte: Do autor

A Figura 10 apresenta o sistema de refrigeração de forma esquemática. Este sistema possui dois circuitos de refrigeração idênticos, para atingir a capacidade desejada e, ainda, estão representados os componentes essenciais de um sistema, como mencionado na seção 2.1, o compressor (entre os pontos 1 e 2), o condensador (entre os pontos 2 e 3), a válvula de expansão (entre os pontos 4 e 5) e o evaporador (entre os pontos 5 e 6). Além desses, o sistema também comporta um trocador de calor interno, que auxilia na operação de maior segurança, trocando calor entre a linha de líquido (saída do condensador) e a linha de sucção (saída do evaporador). Dessa forma, é possível garantir que entrará na válvula de expansão somente líquido sub-resfriado, e no compressor somente vapor superaquecido. Sem isto, é possível que ocorra um

golpe de líquido no compressor, diminuindo sua vida útil, ou bolhas de ar no dispositivo de expansão, arriscando o entupimento do tubo (STOECKER e JONES, 1985).

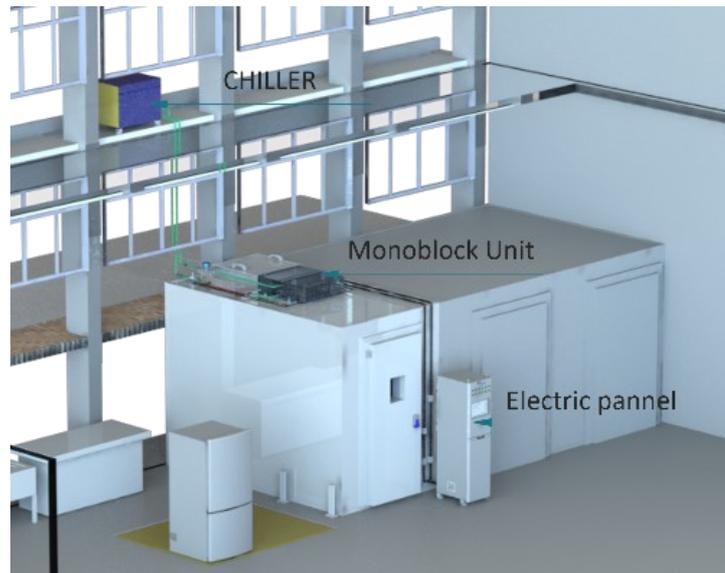
Figura 10 - Circuito de refrigeração do sistema



Ainda na mesma figura é possível observar o método de convecção dos trocadores, sendo a troca de calor do evaporador por convecção forçada (uso de ventiladores) e do condensador por condensação à água. O método de troca de calor entre o condensador e a água à temperatura controlada permite um controle mais preciso da temperatura em que o condensador está trocando calor, podendo emular melhor diferentes condições de teste. Como citado na seção 2.4, o método de degelo utilizado neste sistema é o degelo por *hot gas by-pass*, que consiste na passagem de gás quente da descarga (saída) do compressor ao evaporador, aumentando a temperatura do mesmo e derretendo rapidamente o gelo formado. A linha tracejada vermelha saindo do ponto 2 e indo ao ponto 5 representa esse caminho, com uma válvula solenoide para permitir o fluxo de *hot gas* no momento do degelo e para bloquear a passagem no tempo restante e permitir que o sistema funcione normalmente.

Na Figura 11 encontra-se um esquemático de como o sistema está instalado, indicando também o *chiller* que controla a temperatura da água que troca calor com o condensador. Nos testes realizados neste trabalho, a água estará sendo controlada à 20°C

Figura 11 - Sistema instalado no laboratório



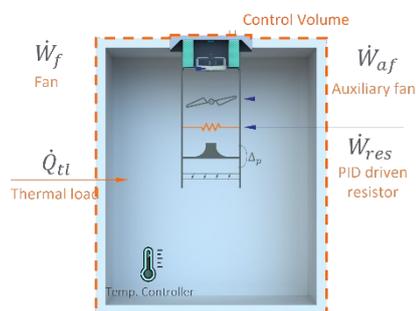
Fonte: (GEREMIAS, 2024)

3.1.1 Validação da câmara de testes

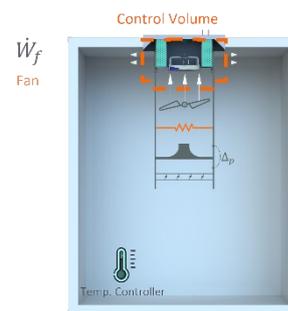
A validação da câmara de testes (calorímetro) foi feita através do cálculo da capacidade de refrigeração do sistema utilizando dois métodos, um balanço de energia global do mesmo e um balanço de energia local pelo lado do ar no sistema. A Figura 12 mostra como foram montados os volumes de controle para aplicação do método.

Figura 12 - Métodos de validação do calorímetro

(a) Balanço de energia global



(b) Balanço de energia pelo lado do ar



Fonte: (GEREMIAS, 2024)

Pela Figura 12(a) tem-se um balanço de energia global na câmara, mostrando que a capacidade de refrigeração do sistema deve suprir a carga térmica instalada, ou seja,

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{ct} + \dot{W}_{res} + \dot{W}_v + \dot{W}_{va}, \quad (10)$$

onde \dot{Q}_e representa a capacidade de refrigeração do sistema, \dot{W}_{res} representa a potência dissipada pela resistência que simula a carga térmica na câmara, \dot{W}_v representa a potência dissipada pelo ventilador do produto, que realiza a convecção forçada pelos evaporadores, \dot{W}_{va} a potência dissipada pelo ventilador auxiliar, que facilita a circulação do ar quente vindo da resistência. \dot{Q}_{ct} representa a carga térmica da própria câmara, vinda do calor transferido pelas paredes, podendo ser calculada como

$$\dot{Q}_{ct} = UA_{câmara} \cdot (T_{ambiente} - T_{câmara}). \quad (11)$$

O termo $UA_{câmara}$ pode ser calculado diretamente com as dimensões da câmara e o material das paredes, portanto, utilizando medições de temperatura pode-se calcular \dot{Q}_{ct} durante o teste.

A Figura 12(b) mostra um balanço de energia feito no próprio produto. Usando as condições do ar que entra e sai do sistema, tem-se o balanço

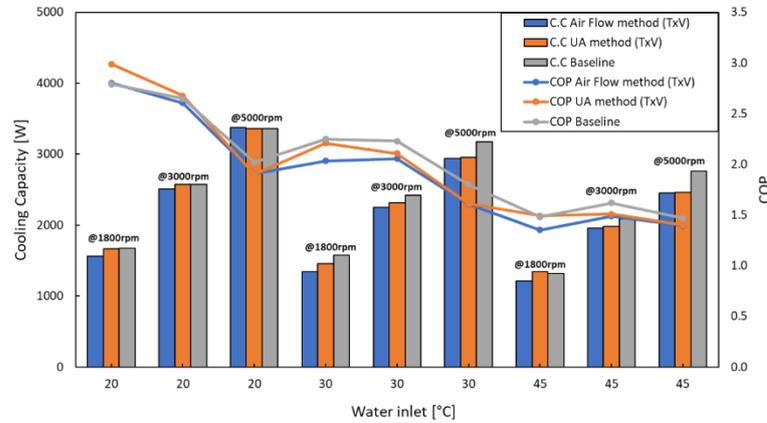
$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \cdot (T_{ar,i} - T_{ar,o}) + \dot{W}_v, \quad (12)$$

onde \dot{m}_{ar} representa a vazão mássica do ar, cp_{ar} representa o calor específico do ar, $T_{ar,i}$ e $T_{ar,o}$ representam a temperatura do ar na entrada e na saída dos evaporadores, respectivamente. Utilizando um túnel de vento, pode-se tanto medir quanto controlar a vazão de ar que está sendo aplicada no sistema, sendo possível calcular \dot{Q}_e pela Equação (12) usando as medições das temperaturas e da vazão mássica do ar, considerando o calor específico como constante.

Assim, tem-se dois métodos para o cálculo da capacidade de refrigeração (Equação (10) e Equação (12)), sendo possível agora compará-los com a capacidade real do sistema em

algumas condições de operação para validar a instalação e a repetibilidade dos resultados. Esta comparação é feita na Figura 13.

Figura 13 - Validação da câmara de testes



Fonte: (GEREMIAS, 2024)

Testando o sistema em 9 diferentes condições de operação, variando entre 3 velocidades de rotação do compressor e 3 condições de temperatura da água que troca calor com o condensador, tem-se o resultado apresentado, mostrando um desvio entre os métodos de cálculo e o valor real da capacidade de refrigeração nestas condições de até 11%, tendo um desvio médio de 4,2%.

Estes resultados mostram repetibilidade entre os testes, validando a parte experimental deste trabalho.

3.2 EVAPORADOR

Na Figura 14 encontram-se algumas imagens do evaporador. A Figura 14(a) mostra a entrada do evaporador, que consiste em um distribuidor que divide a passagem de fluido refrigerante em 7 seções. Isto foi feito para aliviar a queda de pressão durante o processo de evaporação, que ocorre devido às dimensões do trocador, que possui um grande comprimento e baixo diâmetro interno. Outros fatores, como o elevado fluxo de massa que o sistema possui também afetam significativamente este fenômeno, que pode ser representado por,

$$\Delta P = f \cdot \frac{8 \cdot L \cdot \dot{m}^2}{D^5 \cdot \rho \cdot \pi^2}, \quad (13)$$

onde ΔP representa a perda de carga em um tubo retilíneo com escoamento monofásico, f representa o coeficiente de atrito, L o comprimento do tubo, \dot{m} a vazão mássica e D o diâmetro interno do tubo.

Dessa forma, dividindo a vazão e o comprimento em várias seções e conectando-as em paralelo, pode-se diminuir significativamente a queda de pressão mantendo ainda a área de troca de calor e mantendo a capacidade de refrigeração.

No evaporador, o escoamento não é de fase única e o tubo não é retilíneo, portanto, esta equação não é totalmente válida para o cálculo da perda de carga nesse componente, mas ainda representa as grandezas que a afetam. Um modelo melhor para o cálculo da perda de carga em sistemas com escoamento bifásico e com *bends* é descrito em (DOMANSKI e HERMES, 2008).

Figura 14 - Imagens do evaporador

(a) Entrada e saída das seções do evaporador



(b) *Bends* de retorno do evaporador



(c) Parte interna dos evaporadores



Fonte: Do autor

A Figura 14(b) mostra as *bends* de retorno. Cada linha horizontal na imagem representa uma seção do evaporador, estando as sete conectadas somente na entrada e na saída do mesmo (Figura 14(a)) e cada uma possuindo 12 seções retas de tubo e 12 *bends* de retorno.

A Figura 14(c) mostra o interior do evaporador do sistema, tendo um ventilador que puxa o ar quente da câmara e joga para os evaporadores, resfriando o ar e retornando-o para o ambiente, realizando o processo de refrigeração. Nesse caso, a formação de gelo no evaporador impede a passagem de ar frio para a câmara, como citado na seção 2.3. Além disso, devido à grande área de troca de calor que o trocador possui, é formada uma grande quantidade de gelo (aproximadamente entre 1,3 kg e 1,6 kg), necessitando também de um método eficiente de degelo. O foco neste trabalho está em detectar a formação de gelo e não no processo em si, algo que será levado em consideração para projetos futuros.

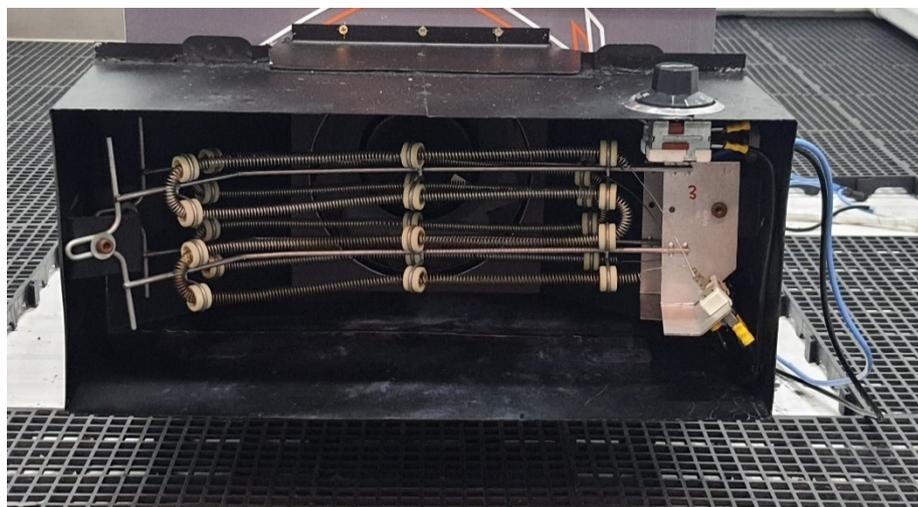
3.3 CONTROLE DA CARGA TÉRMICA E UMIDADE

Como citado na seção 2.3, as condições de temperatura e umidade no gabinete são o que governam a formação de geada, portanto, para validação do algoritmo, são necessários métodos para controlar essas grandezas.

O controle de temperatura é feito através de um controle Proporcional-Integral (PI) aplicado aos dois compressores do sistema, que atuam para manter a temperatura da câmara em $-2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Além disso, para o controle da carga térmica que, em uma aplicação real, consiste na carga extra que o refrigerador possui, por exemplo comida, que exige o aumento da capacidade de refrigeração para suprir esta necessidade e manter a temperatura no *setpoint*, utiliza-se uma resistência na entrada de ar do ventilador. A resistência utilizada possui uma potência máxima de 5000 W, mas nesse trabalho, foi aplicado no máximo 1000 W de carga de térmica para os

testes. A Figura 15 apresenta a resistência instalada na entrada do ventilador que circula o ar quente pela câmara.

Figura 15 - Resistência do ventilador



Fonte: Do autor

Quanto ao controle de umidade, este é feito através de um processo simples, utilizando um desumidificador que fica constantemente ligado e controlando a umidade interna através do acionamento *on-off* de um umidificador.

O desumidificador utilizado é da marca COTES, modelo CR100, que opera por meio do princípio de absorção, removendo a umidade do ar dentro da câmara. O processo começa com a captação do ar úmido, que é direcionado para um rotor interno revestido com gel de sílica. Esse rotor possui uma grande área superficial, permitindo a eficiente captura das moléculas de água, que se aderem à superfície do gel de sílica devido à sua alta afinidade por umidade. Para regenerar o rotor e liberar a umidade capturada, um fluxo de ar aquecido é utilizado. Esse ar é aquecido por resistências elétricas e passa através do rotor, separando as moléculas de água do gel de sílica e transportando-as para fora do sistema. O ar desumidificado é então devolvido à câmara, enquanto o ar úmido extraído é expelido para o ambiente externo, completando o ciclo de desumidificação.

Quanto ao umidificador, o mesmo utiliza o processo de umidificação ultrassônico que, através da vibração do diafragma em alta frequência, forma uma névoa fina liberada dentro da câmara. O umidificador possui um controlador PI para levar a umidade relativa interna da câmara ao *setpoint* com a perturbação constante do desumidificador.

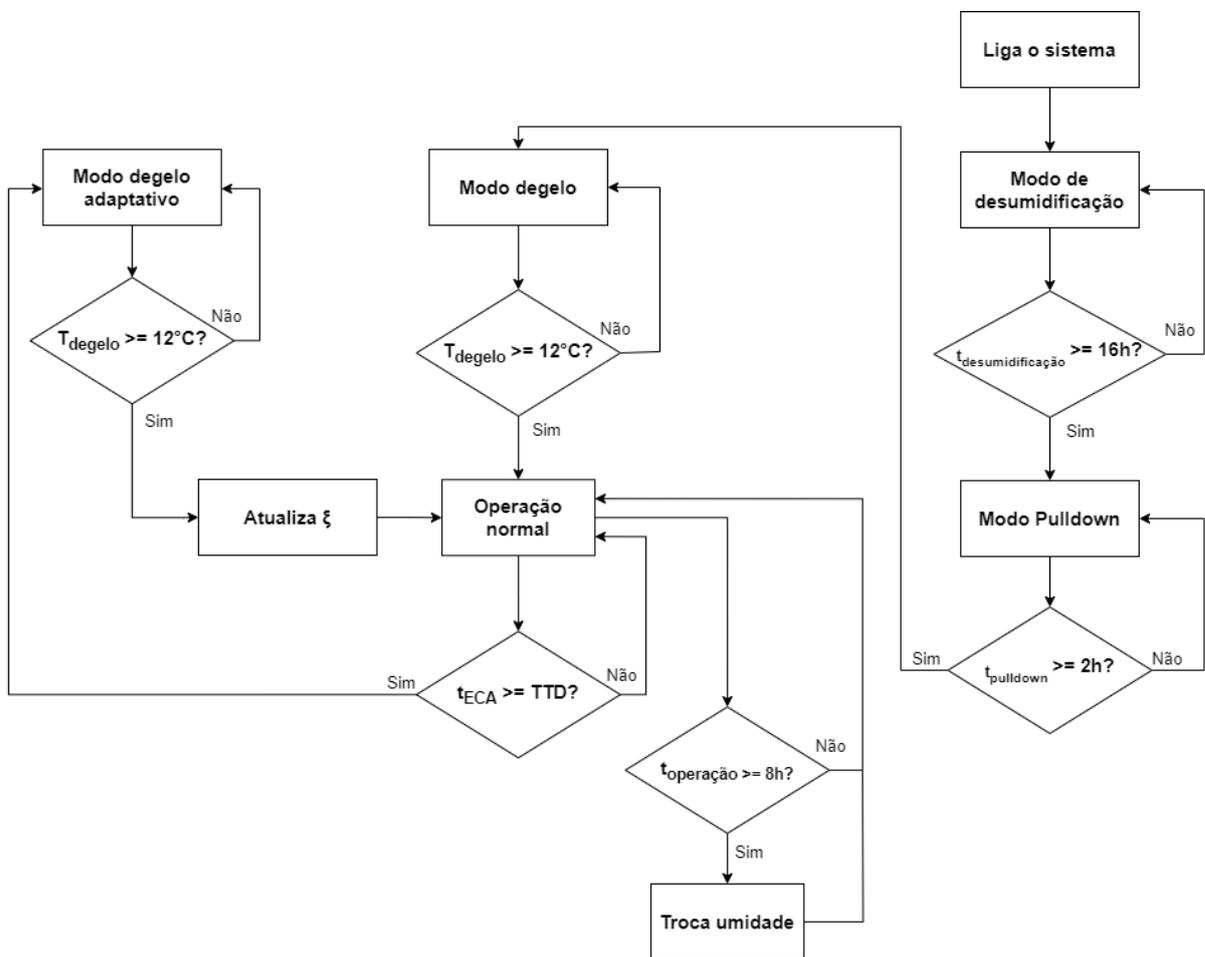
4 SOLUÇÃO PROPOSTA

Por questões de sigilo, maiores detalhes quanto ao desenvolvimento e implementação da solução proposta encontram-se no apêndice sigiloso.

5 RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados dos testes realizados utilizando o algoritmo de degelo adaptativo para algumas condições de operação. Esses testes serão comparados com os testes *baseline*, com aplicação de degelo por temporização, do ponto de vista de consumo e performance durante um tempo de operação. Os testes foram conduzidos conforme a Figura 16.

Figura 16 - Fluxograma para condução dos testes finais

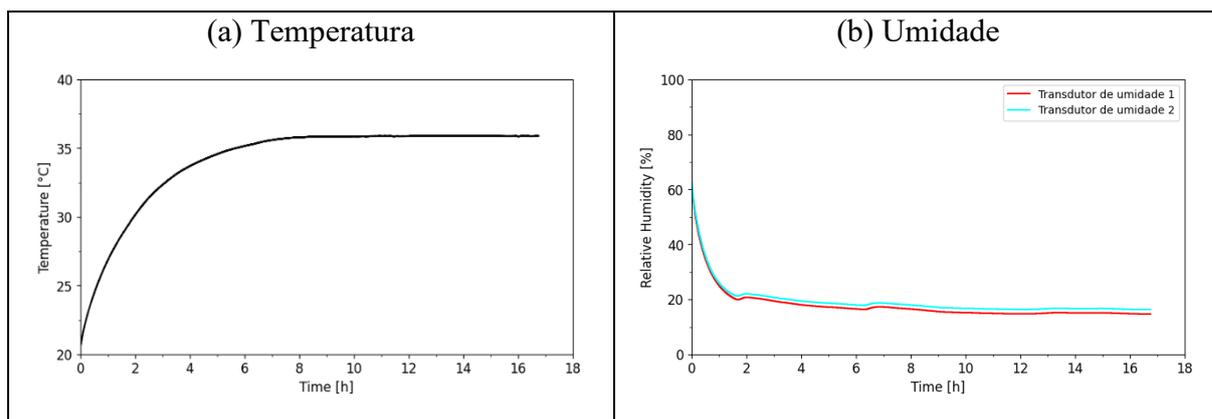


Fonte: Do autor

Primeiramente, ao ligar o sistema, são acionados os ventiladores de circulação de ar e os ventiladores do evaporador, bem como o desumidificador, iniciando o modo de desumidificação. Isto é feito para que todos os testes possuam uma mesma base de comparação, pois todos começam na mesma condição de operação após aproximadamente 16 h nesse modo.

A Figura 17 mostra um gráfico da temperatura média na entrada de ar do sistema (entrada de ar do evaporador) e da umidade relativa. Durante o modo de desumidificação, a temperatura se estabiliza em aproximadamente 35 °C e a umidade relativa em 15%, usando como base a média dos transdutores de umidade.

Figura 17 – Comportamento durante a desumidificação



Fonte: Do autor

Após a desumidificação, inicia-se o processo de *pulldown*, que representa o processo em que o compressor atua em sua capacidade máxima para levar o sistema do seu estado atual (35 °C) até o ponto de operação (-2,2 °C na câmara). Após 2 h de *pulldown*, é realizado um degelo para que todos os testes partam da mesma condição, garantindo que não há gelo no evaporador e iniciando o algoritmo de degelo adaptativo e a contagem de tempo do degelo temporizado na mesma base de tempo. Como citado anteriormente, o critério de fim de degelo é representado pela temperatura na saída dos evaporadores atingir 12 °C, em ambos. Quanto mais grossa for a camada de geada no evaporador, mais energia será necessária para derretê-la e maior será o tempo para que a temperatura no evaporador suba, pois enquanto em mudança de fase, a temperatura tende a ser constante, tornando o critério de 12 °C de temperatura ao final do evaporador robusto para um critério de fim de degelo.

Durante a operação normal, o sistema entra nas condições de teste, ou seja, são acionadas as resistências na entrada da circulação de ar da câmara (carga térmica) e o controle de umidade. Nesse modo, o sistema opera normalmente, aguardando o evento indicado por $t_{ECA} \geq TTD$ que aciona o modo degelo adaptativo, que aplicará o degelo normalmente, com o mesmo critério de fim de degelo e, ao final, irá atualizar ξ e voltará ao estado de operação normal.

Nesse estado, também é feita uma verificação da quantidade de tempo que o sistema passou nesse modo, ativando um evento de troca de umidade de 8 em 8 horas. Esse evento alterna o valor do *setpoint* do controle de umidade relativa entre a condição de teste e 50%, a fim de simular uma aplicação real, em que há alta taxa de interação com o sistema durante o dia e baixa interação durante a noite, ou seja, durante a noite, por 8 horas, o sistema opera sem renovação de ar ou renovação de umidade.

Quanto a isto, vale ressaltar que, devido às condições ambiente que limitam a operação do desumidificador, a câmara dificilmente ficará com 50% de umidade relativa quando operando em baixa temperatura, então esta condição indica apenas o desligamento do controle do umidificador, fazendo com que somente o desumidificador opere no modo de baixa umidade.

Todos os testes, tanto *baselines* quanto de degelo adaptativo foram realizados utilizando esta metodologia, porém o processo de desumidificação não será mostrado em cada teste pois não agrega ao resultado do trabalho, sendo este apenas uma pré-condição para tornar a comparação válida.

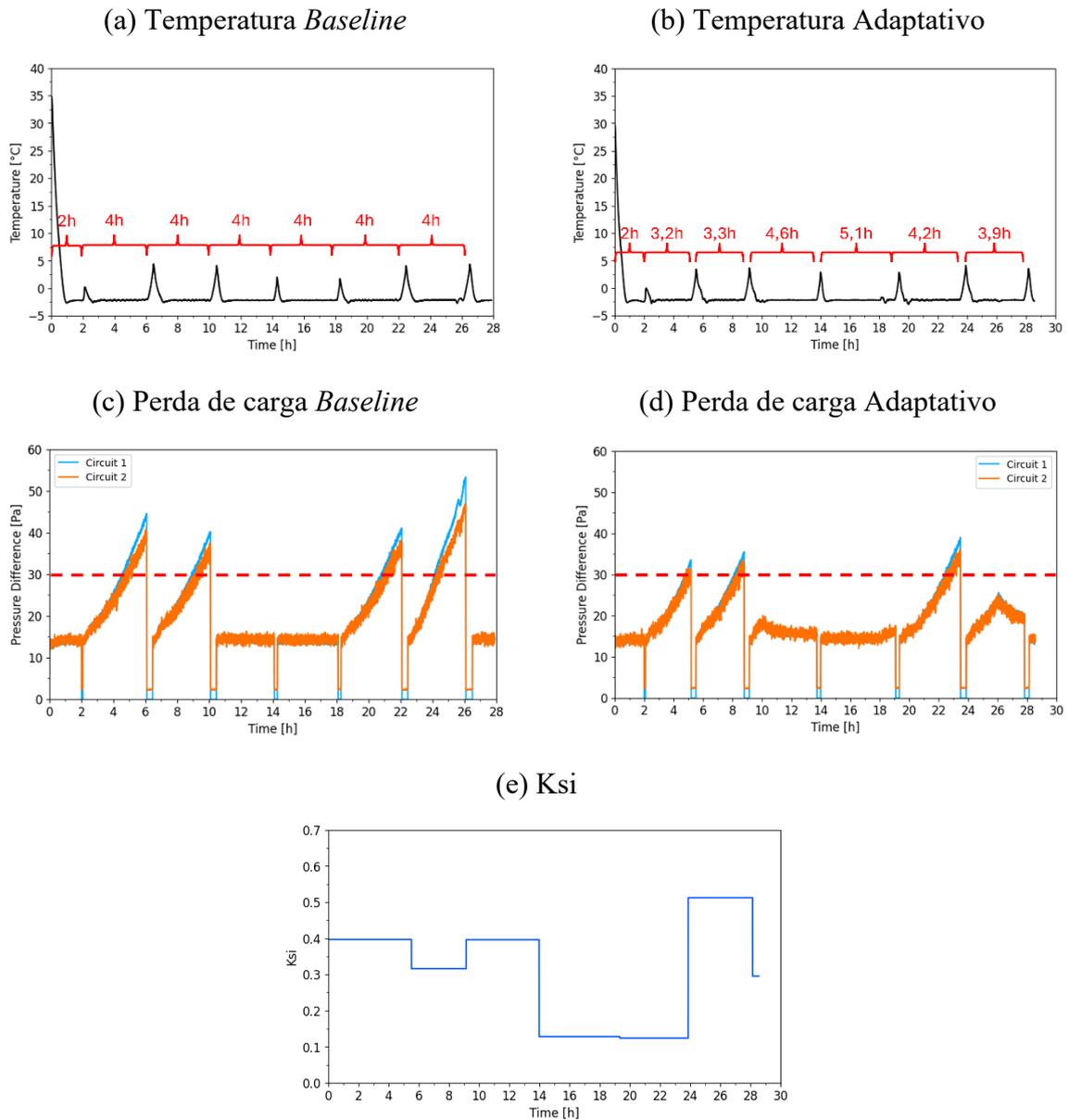
5.1 CONDIÇÃO DE ALTA TAXA DE FORMAÇÃO DE GELO

A Figura 18 mostra a comparação da performance dos métodos de degelo temporizado e degelo adaptativo na condição de 20 °C de temperatura da água, 1000 W de carga térmica e 97% de umidade relativa, comparando dados de temperatura na câmara (Figura 18(a) e Figura 18(b)), queda de pressão no evaporador (Figura 18(c) e Figura 18(d)), utilizando o método temporizado e adaptativo, respectivamente, e o comportamento do parâmetro ξ ao longo do tempo (Figura 18(e)).

Nota-se que, no pior caso, o algoritmo de degelo adaptativo aplica o degelo em cerca de 40 Pa de perda de carga no evaporador, que seria um caso comum para o degelo temporizado. Para uma melhor comparação de performance, analisa-se a Figura 19, que mostra a comparação do COP de ambos os testes durante um ciclo de degelo que, para o método adaptativo, foi escolhido o período entre o quinto e o sexto degelo, sendo este o período em que ocorreu a maior formação de gelo durante o teste e, para o método temporizado, foi escolhido, também, o período entre o quinto e o sexto degelo, por se tratar de um comportamento típico para um ciclo usando o algoritmo temporizado nessa condição. Não foi considerado o último período

entre degelos pois este apresenta um comportamento não padrão, causado por uma falha no sensor de umidade durante o teste. Com isso, pode-se estimar qual seria a maior queda no COP que ambos os métodos admitem.

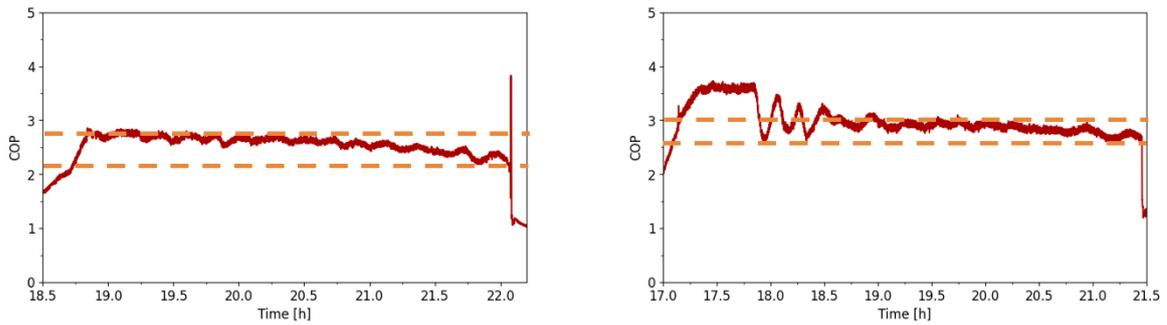
Figura 18 - Resultados na condição W20oC | TL1000W | RH97%



Fonte: Do autor

Figura 19 - Comparação decaimento do COP com aumento da perda de carga na condição W20oC | TL1000W | RH97%

(a) COP *Baseline* (b) COP Adaptativo



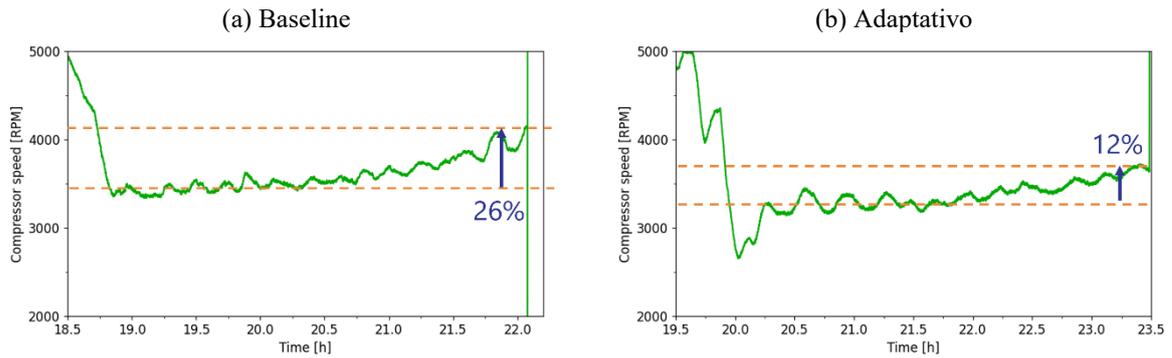
Fonte: Do autor

É visível que, no teste *baseline* ocorreu uma maior degradação do COP, causada pela maior formação de gelo neste ciclo, como observado na Figura 18. Estima-se que no teste *baseline* ocorreu uma queda de aproximadamente 26% do COP, enquanto no teste adaptativo houve uma queda de 12%, considerando apenas o período de maior umidade (a partir das 18h). Como citado anteriormente, a degradação no COP ocorre por conta do aumento da rotação do compressor para manter a capacidade, aumentando o consumo e, conseqüentemente, diminuindo o COP pela Equação (6). Dessa forma, espera-se que, ao iniciar uma grande formação de gelo, com o aumento da rotação do compressor o parâmetro α do algoritmo adaptativo também aumente, adiantando o início do próximo degelo e diminuindo o potencial de degradação da performance naturalmente. A comparação da rotação do compressor de cada teste pode ser visualizada pela Figura 20.

Para finalizar a análise desta condição, nota-se a Figura 21, que apresenta uma comparação da previsão de consumo mensal, em kWh/mês, do sistema utilizando o método temporizado e o método adaptativo. Para isto, foi calculada a potência média total gasta pelo sistema

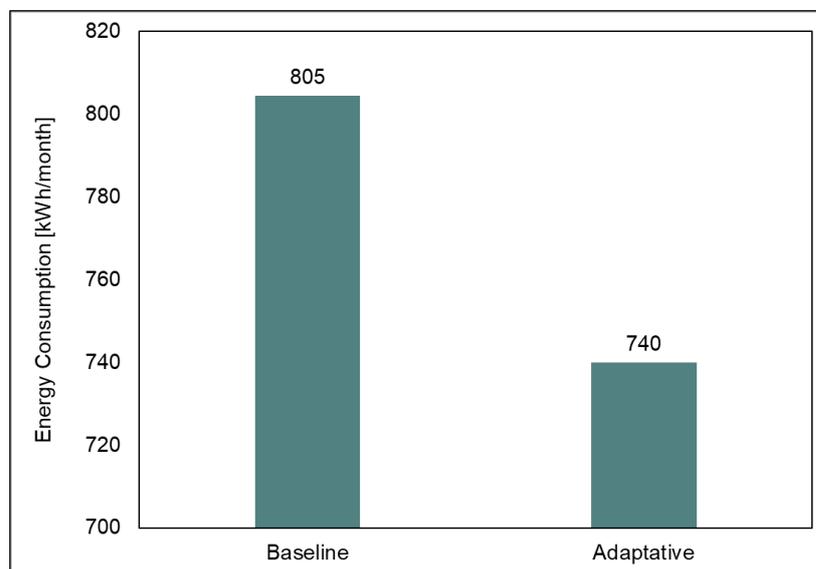
$$\text{Consumo de energia [kWh/mês]} = \frac{24 \cdot 30}{1000} \cdot \frac{1}{t_{teste}} \int_0^{t_{teste}} W \cdot dt, \quad (14)$$

Figura 20 - Comparação da rotação do compressor no teste W20oC | TL1000W | RH97% durante um período de degelo



Fonte: Do autor

Figura 21 - Comparação do consumo mensal na condição W20oC | TL1000W | RH97%



Fonte: Do autor

Aqui, mesmo na condição mais severa, onde é esperado um maior número de degelos, o algoritmo adaptativo mostrou superioridade ao aplicá-los no momento correto, diminuindo o tempo em degelo e, em parte, o período de recuperação, apresentando uma redução no consumo de cerca de 8% em relação ao método temporizado.

5.2 CONDIÇÃO DE BAIXA TAXA DE FORMAÇÃO DE GELO

A Figura 22 mostra, da mesma forma que a Figura 18, a comparação da performance dos métodos de degelo temporizado e degelo adaptativo, mas agora na condição de 20 °C de temperatura da água, 500 W de carga térmica e 70% de umidade relativa, uma condição em que não há formação de gelo no evaporador, devido principalmente à baixa umidade. Nesse teste

não foi considerada a mudança no *setpoint* de umidade a cada 8 h, pois em qualquer uma das condições (70% ou 50% de umidade relativa) não será formado gelo, portanto, a variação na umidade relativa da câmara foi desconsiderada.

No início do teste de degelo adaptativo, após o *pulldown*, observa-se uma queda maior na temperatura após o degelo inicial. Isto ocorre pois, inicialmente, era desejado que esse teste fosse aplicado sem carga térmica, porém neste caso, o compressor com a rotação mínima possui mais capacidade do que a necessária para suprir a carga térmica, levando o sistema a operar em *on/off*. Como isto é indesejado para a comparação, aplicou-se uma carga térmica de 500 W, que ainda não é o suficiente para formar gelo no evaporador.

Observa-se que a duração do teste com degelo adaptativo é maior que a duração do teste *baseline*, tendo sido aplicado um teste de 48 h para o algoritmo adaptativo e um teste de 24 h para o temporizado. Isto foi feito para igualar o número de degelos entre ambos pois, como o algoritmo desenvolvido neste projeto se adapta para a melhor configuração possível, no caso de pouca formação de gelo ele aplicará o degelo no maior tempo que puder, no melhor caso, quando $\xi = 0$ (Figura 22(e)), enquanto no caso temporizado o degelo será aplicado a cada 4 h, independente do estado do sistema.

Em ambos os casos não há situação de risco para a preservação de alimentos, visto que a perda de carga não atingirá o critério de início de degelo pois não há formação de gelo e, apesar de ambos realizarem degelos desnecessários, o algoritmo adaptativo os faz com aproximadamente metade da frequência que o método temporizado.

Observa-se que o algoritmo imediatamente percebe a condição de baixa umidade após o primeiro degelo e diminui ξ para se adequar à esta condição, permanecendo em um valor baixo durante todo o teste. A adaptação de ξ para um valor próximo de 0 faz com que em aproximadamente 47 h sejam realizados 6 degelos, enquanto o método de tempo fixo entre degelos realiza essa mesma quantidade em aproximadamente 24,5 h (desconsiderando o tempo de *pulldown*).

Os tempos entre degelos no algoritmo adaptativo poderiam ser aumentados com o aumento do *TTD*, pois assim seria dado maior peso ao termo de umidade, com o devido reajuste de ξ e λ , aumentando o tempo de ciclo necessário para que $t_{ECA} \geq TTD$. Porém, fazendo isso, no caso do aumento da umidade relativa para uma condição mais severa, o sistema terá uma alta taxa de formação de gelo com o termo de umidade baixo pois, mesmo com o aumento da umidade na câmara, ξ ainda terá um valor baixo, diminuindo seu peso e novamente levando

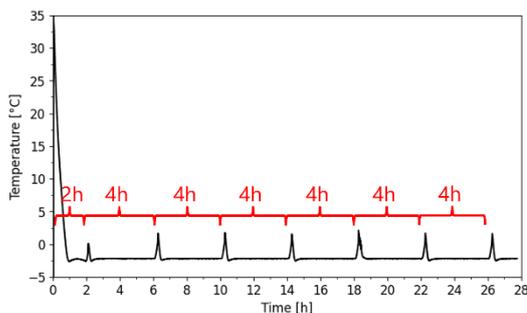
mais tempo para que $t_{ECA} \geq TTD$, outra vez, tornando isto um caso de prioridades entre preservação de alimento e economia de energia.

Como o algoritmo adaptativo fez metade dos degelos do método temporizado, seria esperado uma redução de aproximadamente 50% no consumo total do sistema, porém, visto que não há formação de gelo nessa condição, o tempo de degelo é curto se comparado à uma condição mais severa, portanto a economia de energia ao diminuir a frequência de degelos não será muito grande se comparada ao consumo total do sistema.

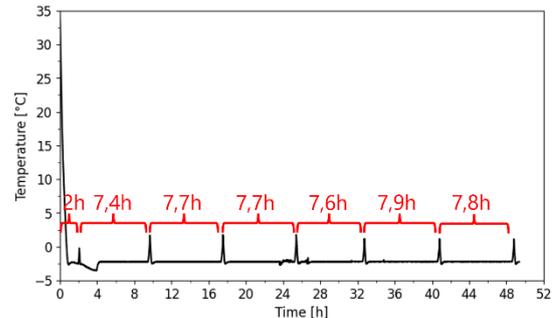
Para fins de comparação, os períodos de degelo, que abrangem o tempo de degelo e o processo de reestabelecimento do *setpoint* de temperatura da câmara, para todos os degelos, em um teste com algoritmo adaptativo na condição de baixa umidade, representam cerca de 8,3% do consumo total do sistema durante o tempo de teste, enquanto na condição de alta umidade, representam quase 30%. Isso indica que, mesmo que não sejam feitos degelos durante um teste sem taxa de formação de gelo, o ganho máximo que isto proporcionaria seria de 8,3%. Como o algoritmo adaptativo realiza degelos com metade da frequência que o método temporizado, é esperado uma economia de energia próximo de 4%. Esta comparação é feita na Figura 23, apresentando uma redução no consumo de 3,5%.

Figura 22 - Resultados na condição W20oC | TL500W | RH70%

(a) Temperatura Baseline

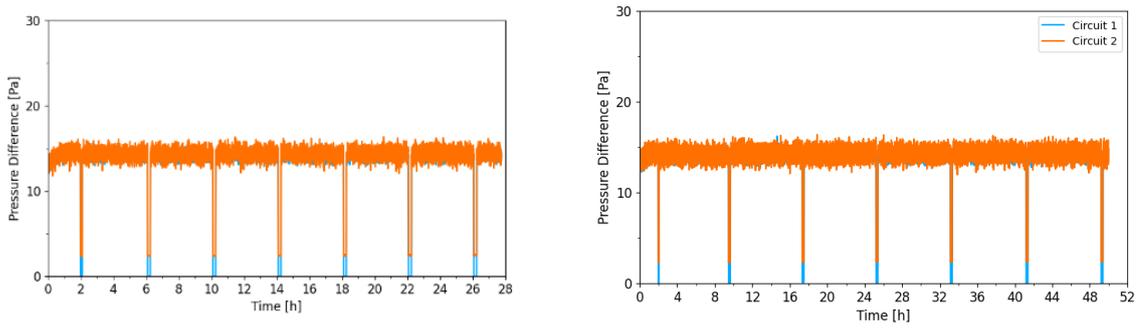


(b) Temperatura Adaptativo

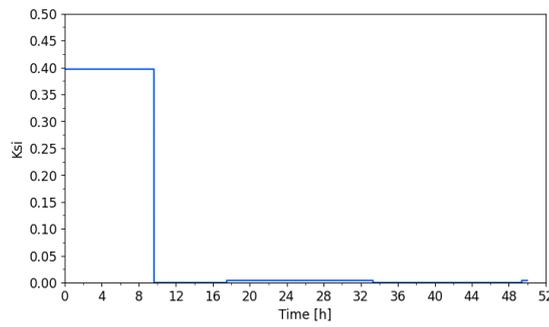


(c) Perda de carga Baseline

(d) Perda de carga Adaptativo

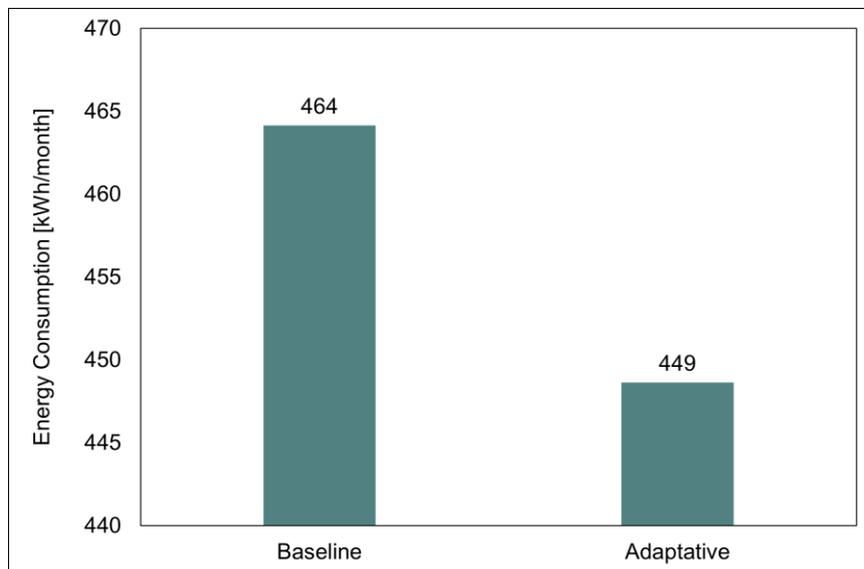


(e) Ksi



Fonte: Do autor

Figura 23 - Comparação do consumo mensal na condição W20oC | TL500W | RH70%



Fonte: Do autor

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado a aplicação de um algoritmo de degelo adaptativo em um sistema de refrigeração comercial de médio porte, para resfriamento de uma câmara, com diversas adequações no algoritmo para se adequar ao sistema em questão. Foram feitas modificações para considerar a variação da rotação do compressor, não somente o RTR, com a inserção do parâmetro α que pondera o tempo de compressor ativo com sua velocidade média no ciclo. Além disso, foi proposta uma nova estrutura para considerar a inserção direta de umidade na câmara, desconsiderando o tempo de abertura de porta e agora considerando uma medição de umidade relativa, usada para estimar a transferência de massa para o evaporador.

Em sistemas como o descrito neste trabalho, projetados para refrigerar câmaras de maior porte, é esperado que os eventos de abertura de porta sejam pouco frequentes, uma vez que esses reservatórios geralmente funcionam como depósitos, conseqüentemente, o termo T_{PA} tende a ter pouca relevância. Nesses sistemas, a umidade presente no interior da câmara provém, em sua maior parte, da carga armazenada, fazendo com que a modificação no algoritmo, inicialmente implementada para substituir o termo T_{PA} devido às limitações experimentais, pode se tornar necessária na aplicação real. Isso ocorre em razão da maior quantidade de carga em sistemas maiores, cuja umidade gerada não pode ser desprezada. Para viabilizar a implementação do algoritmo nessas condições, seria necessário instalar um transdutor de umidade relativa no interior da câmara. Para casos em que ocorre aberturas de porta com relativa frequência, isto não seria necessário, mas ainda seria preciso recalibrar o algoritmo para a nova metodologia.

O algoritmo mostrou-se eficaz ao se adaptar em diferentes condições de operação, ajustando a frequência de degelos de acordo com as necessidades, mesmo diante de mudanças bruscas nos níveis de umidade ou de um aumento repentino na taxa de formação de gelo. Em situações críticas, o mesmo mostrou-se capaz de se adaptar rapidamente a fim de minimizar a degradação da performance, podendo ainda ser recalibrado para prioritariamente evitar o aumento da rotação do compressor devido à formação excessiva de gelo. Além disso, em condições com baixa taxa de formação de gelo, o algoritmo adaptativo conseguiu reduzir com sucesso a frequência de degelos, podendo alcançar uma redução ainda maior dependendo da calibração do parâmetro TTD . Em resumo, quanto menor TTD tem-se uma maior priorização na operação limpa do sistema, com maior número de degelos e um ganho de até 8,3% no consumo de energia geral do sistema em condições de maior formação de gelo. Por outro lado,

aumentando *TTD*, prioriza-se a economia de energia, reduzindo o número de degelos e alcançando uma economia geral de energia de 3,5% em condições de menor formação de gelo.

O menor ganho energético observado na condição de baixa umidade pode ser atribuído à curta duração dos ciclos de degelo nesse cenário. Nesse caso, a razão entre o consumo energético durante o degelo e o período de recuperação é significativamente menor em comparação com as condições de alta umidade. Assim, mesmo reduzindo pela metade o número de degelos, sua contribuição para o consumo total do sistema permanece pouco expressiva, justificando o resultado obtido.

REFERÊNCIAS

- ALLARD, John; HEINZEN, Robert. **Adaptive defrost**. IEEE transactions on industry applications, 24, 1988.
- AMEEN, F. R.; CONEY, J. E. R.; SHEPPARD, C. G. W. **Experimental study of warm-air defrosting of heat-pump**. International journal of refrigeration, 16, n. 1, 1993.
- AMER, Mohammed; WANG, Chi-Chuan. **Review of defrosting methods**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017.
- ASHRAE. ASHRAE Handbook Refrigeration. In: **ASHRAE Forced Circulation Air Coolers**. SI. ed. [S.l.]: [s.n.], 2018. Cap. 14, p. 14.5.
- DOMANSKI, Piotr A.; HERMES, Christian J. L. **An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410A in 180 return bends**, 2008.
- GEREMIAS, Julio M. **Projeto e construção de um calorímetro para unidades de refrigeração monobloco de 1 TR resfriadas a água**.
- HOMOLA, Matthew C.; NICKLASSON, Per J.; SUNDSBO, Per A. **Ice sensors for wind turbines**. Cold Regions Science and Technology, 46, 2006.
- KIM, Young-Saeng; TIKHONOV, A. **Experimental study on high performance defrosting heater for household refrigerator**. International Heat Transfer Conference, 2006.
- KNABBEN, Fernando T. **Um Estudo In-Situ da Formação de Geadas em Evaporadores No-Frost**.
- LONG-HAO, Zhang. **The research of optical fiber frost sensor and intelligent refrigerator defrost system**, 2013.
- MATVIENKO, Victor. **Simulação de um refrigerador tipo cassete para expositores de bebidas considerando a formação de geada no evaporador**.
- MCQUISTON, Faye C.; PARKER, Jerald D. **Heating, Ventilating and air Conditioning - Analysis and Design**.
- PIUCCO, Robson O. **Análise teórico-experimental de formação de geada em refrigeradores domésticos**.
- POSSAMAI, Felipe C.; TODESCAT, Mariana L. **A review of household compressor energy performance**.
- PÖTTKER, Gustavo. **Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração**.

SCHMID, Alexandre C. **Comportamento térmico de um refrigerador doméstico quando submetido a abertura e fechamento de porta.**

STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W. Refrigeração e ar condicionado. In: STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W. **Ciclo de compressão a vapor.** [S.l.]: [s.n.], 1985.

VITOR, Murilo F.; SILVEIRA, Alexsandro D. S.; FLESCH, Rodolfo C. C. **Ambient virtual sensor based defrost control for single compartment.**

YONG X., Tao; R. W., Besant; K. S., Rezkallah. **A mathematical model for predicting the.** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 36, n. 2, 1993.