

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

BRUNO SÉRGIO MARGHOTI

**APLICAÇÃO DE UM MODELO NUMÉRICO PARA A ESTIMATIVA DA
EVAPORAÇÃO DE ÁGUA DEGELADA EM CALHAS DE
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS *FROST FREE***

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2018

BRUNO SÉRGIO MARGHOTI

**APLICAÇÃO DE UM MODELO NUMÉRICO PARA A ESTIMATIVA DA
EVAPORAÇÃO DE ÁGUA DEGELADA EM CALHAS DE
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS *FROST FREE***

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para a aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Paulo Henrique Dias dos Santos

CURITIBA

2018

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "**APLICAÇÃO DE UM MODELO NUMÉRICO PARA A ESTIMATIVA DA EVAPORAÇÃO DE ÁGUA DEGELADA EM CALHAS DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS FROST FREE**", realizado pelo aluno **Bruno Sérgio Marghoti**, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Paulo Henrique Dias dos Santos

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Luciano Fernando dos Santos Rossi

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Moisés Alvez Marcelino Neto

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 28 de Junho de 2018.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos, pela dedicação e paciência na orientação da elaboração deste trabalho, e à comunidade da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) que fizeram parte da minha formação acadêmica.

Agradeço aos Professores Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi e Dr. Moisés Alvez Marcelino Neto, por aceitarem participar de minha banca avaliadora e muito contribuir para o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço ao Sr. Elizeu Chemin, Supervisor do Laboratório de Pesquisa e Desenvolvimento de Refrigeradores da Electrolux do Brasil, pela oportunidade de desenvolver o tema do trabalho dentro do laboratório durante meu período de estágio. Também agradeço a todos os meus colegas de trabalho da Electrolux que sempre estiveram dispostos a me ajudar e a sanar dúvidas, proporcionando ricas discussões sobre o tema abordado no presente trabalho.

Meu agradecimento especial vai também à minha família, minha mãe Simone Aparecida da Cunha Marghoti, meu pai Sérgio Marghoti e minha irmã Mariana Marghoti, que desde o berço me incentivam a procurar e vencer desafios, buscando um futuro melhor. Sem o apoio incondicional da minha família nada disso seria possível.

Finalmente, mas não menos importante, agradeço o carinho e amor da minha companheira Andrieli de Fátima França, que compreendeu meus momentos de ausência durante a elaboração do trabalho e nem por isso deixou de me apoiar.

“Your time is limited, so don’t waste it living someone else’s life. [...] Stay Hungry. Stay Foolish.”

(JOBS, Steve, 2005).

Seu tempo é limitado, então não o desperdice vivendo a vida de outra pessoa. [...] Continue faminto. Continue tolo.

(JOBS, Steve, 2005).

RESUMO

MARGHOTI, Bruno Sérgio. **Aplicação de um modelo numérico para a estimativa da evaporação de água degelada em calhas de refrigeradores domésticos *Frost Free***. 2018. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2018.

Este trabalho teve o objetivo de aplicar um modelo numérico para a estimativa da evaporação de água degelada em calhas de refrigeradores domésticos *Frost Free*. O modelo foi aplicado e validado por meio de testes. O erro entre a simulação numérica e os dados obtidos experimentalmente foram de 1,4% para a temperatura da água na calha de degelo e de 12% a partir da quinta hora de teste. Com o modelo validado, foram feitas simulações numéricas de propostas de melhorias. Três características foram simuladas, cada uma adicionando uma nova proposta às propostas simuladas anteriormente, de forma acumulativa. Foi avaliada uma proposta de troca de material da calha de degelo, substituindo o polipropileno por alumínio. Com essa característica, a temperatura da água teve um ganho de 3,4% e a massa evaporada aumentou em 13,2% em relação ao refrigerador sem nenhuma melhoria. Em seguida, adicionalmente à troca de material, foi simulado a implementação de um tubo auxiliar de 300 mm, que liga a descarga do compressor ao início do condensador. Com essa característica, a temperatura da água teve um ganho de 12,1% e a massa evaporada aumentou em 52,3% em relação ao refrigerador sem nenhuma melhoria. Finalmente, a terceira característica simulada usou, adicionalmente à calha de alumínio e ao tubo auxiliar de 300 mm, pasta térmica na montagem da calha no topo do compressor. Com essa característica, a temperatura da água teve um ganho de 63,0% e a massa evaporada aumentou em 519,9% em relação ao refrigerador sem nenhuma melhoria. Desta forma concluiu-se que o uso de pasta térmica é a proposta que fornece resultados mais relevantes, junto com o tubo auxiliar que, além de aumentar a taxa de evaporação na calha, ajuda a condensação do gás refrigerante e melhora o sistema de refrigeração como um todo.

Palavras-chaves: **Evaporação, Refrigerador doméstico, Água degelada, Calha de degelo.**

ABSTRACT

MARGHOTI, Bruno Sérgio. **Application of a numerical model to estimate the evaporation of defrosted water in Frost Free household refrigerators.** 2018. 64 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2018.

This study had the objective of applying a numerical model for the estimation of the evaporation of defrosted water in Frost Free household refrigerators. The model was applied and validated through tests. The error between the numerical simulation and the experimental data was 1.4% for the water temperature in the defrost tray and 12% from the fifth hour of test. With the validated model, numerical simulations of improvement proposals were made. Three characteristics were simulated, each one adding a new proposal to previously simulated proposals, cumulatively. A proposal was made to change the material from the defrost tray, replacing polypropylene with aluminum. With this characteristic, the water temperature had a gain of 3.4% and the evaporated mass increased by 13.2% comparing to the refrigerator without any improvement. Then, in addition to the material changing, a 300 mm auxiliary tube was implanted, connecting the discharge from the compressor to the beginning of the condenser. With this characteristic, the water temperature had a gain of 12.1% and the evaporated mass increased by 52.3% comparing to the refrigerator without any improvement. Finally, the third simulated characteristic used, in addition to the aluminum tray and the auxiliary tube of 300 mm, thermal paste in the tray assembly on the top of the compressor. With this characteristic, the water temperature had a gain of 63.0% and the evaporated mass increased by 519.9% comparing to the refrigerator without any improvement. It was concluded that the use of thermal paste is the proposal that provides more relevant results, together with the auxiliary tube which, in addition to increasing the evaporation rate in the tray, helps condensation of the refrigerant gas, improving the refrigeration system as a whole.

Key Words: **Evaporation, Household Refrigerator, Defrosted Water, Defrost Tray.**

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Compartimento do congelador com a capa do evaporador no fundo (a) e evaporador exposto (b).	19
Figura 2 - Compartimento do refrigerador.	19
Figura 3 - Condensador tubo-arame (a) e condensador dinâmico (b).....	20
Figura 4 - Calha de degelo montada no topo do compressor.....	20
Figura 5 - Parte traseira de um refrigerador Frigidaire FRTF121W. No detalhe: o <i>doghouse</i> , onde é montado o compressor.	23
Figura 6 - Esquemas dos três tipos de calha de degelo: <i>Membrane Tray</i> (a); <i>Top Hat Tray</i> (b) e <i>Screw Tray</i> (c).....	26
Figura 7 - Posição dos termopares tipo T no evaporador do congelador vertical.....	28
Figura 8 - Esquema do aparato de testes.	30
Figura 9 - Esquema de um ciclo de refrigeração por compressão de gás em um único estágio.	34
Figura 10 - Configuração clássica do sistema de refrigeração por compressão de gás em um refrigerador doméstico.....	35
Figura 11 - Volume de controle para a água acumulada na calha de degelo.....	38
Figura 12 - Análise de transferência de calor feita por resistências térmicas.....	40
Figura 13 - Fluxograma para solução do problema.	45
Figura 14 - Posição dos termopares no casco do compressor.....	47
Figura 15 - Termopar tipo T de ponta (a) e termopar tipo T com massa de cobre (b).	47
Figura 16 - Posicionamento dos termopares de massa no interior do refrigerador em ensaio.....	48
Figura 17 - Pontos de monitoramento de temperatura ao longo do sistema de refrigeração.	48
Figura 18 - Sistema de controle e aquisição de dados da câmara de ensaio.	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Descrição e esquema da montagem das oito configurações de calhas de degelo.....	23
Tabela 2 - Condições de teste para os três tipos de calha de degelo	27
Tabela 3 - Resultados experimentais	31
Tabela 4 - Dados de entrada para a validação do modelo.....	51

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Comparação de resultados da quantidade de água evaporada na calha de degelo pelo teste e pela simulação.	23
Gráfico 2 - Etapas de um processo de degelo.	36
Gráfico 3 - Temperatura do casco do compressor ao longo do tempo. Dados simulados e experimentais.	52
Gráfico 4 - Variação da temperatura da água na calha de degelo ao longo do tempo. Dados simulados e experimentais.	52
Gráfico 5 - Massa de água evaporada ao longo do tempo. Dados simulados e experimentais.	53
Gráfico 6 - Temperatura da água na calha ao longo do tempo para as calhas de Polipropileno e de Alumínio.	55
Gráfico 7 - Massa de água evaporada na calha ao longo do tempo para as calhas de Polipropileno e de Alumínio.	56
Gráfico 8 - Temperatura da água na calha ao longo do tempo para a calha sem modificações e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar.	57
Gráfico 9 - Massa de água evaporada na calha ao longo do tempo para a calha sem modificações e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar.	58
Gráfico 10 - Temperatura da água na calha ao longo do tempo para a calha sem modificações e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar e pasta térmica na interface da calha e compressor.	59
Gráfico 11 - Massa de água evaporada na calha ao longo do tempo para a calha sem modificações e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar e uso de pasta térmica na montagem da calha no compressor.	60

LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

Símbolos

Romanos

A	Área	[m ²]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/kg.K]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/kg.K]
D	Diâmetro	[m]
G	Massa de água degelada em 12h ou 24h	[kg]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Entalpia específica	[J/kg]
L	Comprimento característico	[m]
\dot{M}	Taxa mássica de água	[kg/s]
M	Massa de água	[kg]
Nu_l	Número de Nusselt	[-]
N	Número de degelos	[-]
P	Pressão	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
R	Resistência térmica	[m ² K/W]
Ra_l	Número de Rayleigh	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
T	Temperatura	[°C]
t	Tempo	[s]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
u	Energia interna específica	[J/kg]
V	Velocidade	[m/s]

Símbolos Gregos

α	Coeficiente de transferência de calor	[W/m ² K]
β	Coeficiente de expansão térmica	[K ⁻¹]

γ	Difusividade térmica	[m ² /s]
δ	Espessura	[m]
ε	Emissividade	[-]
λ	Condutividade térmica	[W/m K]
ν	Viscosidade	[m ² /s]
ϕ	Umidade relativa	[%]

Subscritos

<i>a</i>	Ar ambiente
<i>c</i>	Água na calha de degelo
<i>calha</i>	Calha de degelo
<i>comp</i>	Casco do compressor
<i>conv</i>	Referente à convecção
<i>d</i>	Degelado
<i>ev</i>	Evaporação
<i>f</i>	Parâmetro final
<i>la</i>	Calor latente da água em evaporação
<i>p</i>	Parcial
<i>rad</i>	Referente à radiação
<i>tubo</i>	Tubo do condensador auxiliar
0	Parâmetro inicial
1	Parcela referente ao casco do compressor
2	Parcela referente ao condensador auxiliar
3	Parcela referente ao ar ambiente
4	Parcela referente à evaporação

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. Objetivo Geral	16
1.2. Objetivos Específicos	16
1.3. Justificativa.....	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1. Composição de um refrigerador	18
2.2. Formação de gelo no evaporador	21
2.3. Evaporação de água na calha de degelo	22
2.4. Eficiência de degelo	27
3. MODELO MATEMÁTICO	33
3.1. Fundamentação Teórica	33
3.1.1. <i>Descrição do Problema</i>	33
3.1.2. <i>Ciclo de refrigeração por compressão de gás</i>	33
3.1.3. <i>Ciclagem do compressor em um refrigerador doméstico</i>	34
3.1.4. <i>Ciclo de degelo</i>	35
3.1.5. <i>Taxa de evaporação da água degelada na calha de degelo</i>	36
3.2. Modelagem da Evaporação da Água de Degelo	37
3.2.1. <i>Hipóteses</i>	37
3.2.2. <i>Apresentação do modelo</i>	37
3.2.3. <i>Ciclo ON de Compressor</i>	42
3.2.4. <i>Ciclo OFF de compressor</i>	44
4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	46
4.1. O Refrigerador.....	46
4.2. Instrumentação do Refrigerador.....	46
4.3. Câmara de Testes.....	48
4.4. Sistema de aquisição de dados	49
4.5. Sequência de ensaios	49
4.5.1. <i>Levantamento da curva de temperaturas do casco do compressor</i>	49
4.5.2. <i>Massa de água evaporada na calha de degelo</i>	50
5. RESULTADOS	51
5.1. Validação do Modelo Proposto	51

5.2. Propostas de melhorias.....	54
5.2.1. <i>Configuração 1: Alteração do material da calha de degelo</i>	<i>54</i>
5.2.2. <i>Configuração 2: Alteração no material da calha de degelo e adição de 300 mm de tubo auxiliar dentro da calha</i>	<i>56</i>
5.2.3. <i>Configuração 3: Alteração no material da calha, com adição de 300 mm de tubo auxiliar e uso de pasta térmica no contato entre calha e compressor ...</i>	<i>58</i>
6. CONCLUSÕES	61
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64

1. INTRODUÇÃO

O processo de resfriamento do ar em um refrigerador doméstico faz com que uma parcela do vapor d'água contido no ar (umidade) se condense e, como consequência das temperaturas baixas nessa região dos refrigeradores (evaporador), seja congelada na superfície do trocador de calor. O congelamento dessa umidade faz com que a eficiência da troca de calor seja diminuída, uma vez que a resistência térmica entre o trocador e o ar resfriado aumenta.

Refrigeradores assistidos pela tecnologia de degelo automático realizam, periodicamente, o degelo de seu evaporador de acordo com sua lógica de funcionamento, a fim de manter os níveis de desempenho do produto. A água gerada no processo de degelo é escoada através de um dreno e direcionada para fora do produto, onde será depositada em uma calha coletora: a calha de degelo. A calha de degelo irá fazer uso de outros componentes do sistema de refrigeração, tais como compressor e condensador, para evaporar a água degelada.

Em países tropicais, as temperaturas e umidade do ar ambiente são elevadas. Em um ambiente com estas condições, mais gelo será formado na superfície do evaporador, portanto mais água será gerada no processo de degelo. Ao mesmo tempo, uma elevada umidade do ar ambiente dificulta a evaporação da água degelada na calha de degelo. Em países tropicais, temos um volume maior de água gerada no degelo e um volume menor de água evaporada na calha coletora, sendo possível um transbordamento da água armazenada na calha de degelo, problema que usuário nenhum deseja em seu refrigerador.

Também é em países tropicais que surtos de doenças começam por recipientes com água parada. Mosquitos transmissores de doenças como dengue, febre *Chikungunya*, febre amarela e *Zika* se reproduzem em locais com água parada, portanto não se deseja que a água proveniente do processo de degelo fique por muito tempo acumulada na calha de degelo sem que evapore. A capacidade de um refrigerador evaporar mais água na calha de degelo do que a água gerada no seu processo de degelo é testada pelos fabricantes, e estudos nessa área muitas vezes são realizados por pesquisadores em universidades em parceria com os fabricantes.

Modelos matemáticos para a predição de quantidade de água evaporada na calha de degelo foram desenvolvidos por Xie e Bansal (1999) e Xie e Bansal (2000), estudando os principais agentes envolvidos no processo de evaporação na calha

coletora. Estudos sobre a formação de gelo na superfície do evaporador foram feitos por Yan et al. (2004) e Da Silva et al. (2011), com a intenção de estimar a massa de gelo formada na superfície do evaporador em diferentes situações. Também a eficiência dos processos e estratégias de degelo foram analisados por Fernandes et al. (2010) e Melo et al. (2013), pois podem existir situações em que nem todo gelo formado é degelado, além do impacto energético que o processo de degelo tem nos domicílios.

O presente trabalho visa aplicar o modelo de Xie e Bansal (1999) para que se entendam os principais fatores envolvidos no processo de evaporação da água degelada. Os resultados teóricos serão validados através de resultados experimentais, que serão realizados com a estrutura e equipamentos fornecidos pela Electrolux do Brasil SA. Através das simulações numéricas pretende-se fazer possíveis melhorias nos refrigeradores, economizando semanas de testes de uso e mão-de-obra especializada.

1.1. Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é analisar os principais pontos de melhorias no processo de evaporação da água degelada de refrigeradores de degelo automático.

1.2. Objetivos Específicos

Os objetivos específicos do trabalho são:

- Aplicação do modelo matemático de Xie e Bansal (1999) para taxa de evaporação de água na calha de degelo;
- Ensaios experimentais de produto (modelo DF52 da marca ELECTROLUX) no Laboratório de Pesquisa e Desenvolvimento de Refrigeradores da Electrolux do Brasil, em Curitiba, para validação do modelo proposto;
- Análise de resultados obtidos para apontar possíveis pontos de melhoria do processo;

1.3. Justificativa

Como descrito anteriormente, o acúmulo de água degelada na calha de degelo por um período mais extenso não é desejável, pois potenciais transbordamentos, além

de causar transtornos na cozinha do usuário, podem afetar as ligações elétricas do produto. Também, em países tropicais, água parada acumulada pode se tornar focos de mosquitos transmissores de doenças. Portanto, o estudo da evaporação da água na calha de degelo é extremamente válido para encontrar melhorias no processo de evaporação.

Nos ensaios realizados em laboratório pelos fabricantes, apenas o volume de água degelada e de água evaporada são levantados, possibilitando apenas um simples balanço de massa para determinar se, nas condições testadas, a calha de degelo irá transbordar ou não. Como os testes de calha de degelo não estão nas normas internacionais, os fabricantes seguem instruções de teste baseadas no uso real, mas não conseguem analisar a fundo os fatores termodinâmicos envolvidos no processo.

A implementação de uma simulação computacional permite um olhar mais criterioso nas transferências de calor e de massa no processo de evaporação na calha de degelo. Uma vez validado o modelo de simulação, além de poupar semanas de testes que simulam uso real do produto, algumas pré-análises podem ser realizadas quando o fabricante desejar realizar uma alteração em um refrigerador já desenvolvido. Por exemplo, se um produto já possui uma modelagem da taxa de evaporação na calha de degelo feita, e deseja-se alterar o seu compressor, alguns poucos *inputs* podem ser alterados no modelo para se determinar a nova taxa de evaporação na calha coletora. A simulação pode ser uma alternativa barata e bastante versátil para a análise e a otimização dos processos de evaporação de água degelada na calha de degelo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esse capítulo apresenta quatro subcapítulos. O primeiro apresenta a composição básica de um refrigerador, com as principais características pertinentes à análise deste trabalho. O segundo subcapítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre a formação de gelo na superfície de um evaporador de um refrigerador doméstico. O terceiro subcapítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre a evaporação da água degelada na calha de degelo do produto e o quarto subcapítulo mostra uma revisão sobre a eficiência dos processos de degelo.

2.1. Composição de um refrigerador

Um refrigerador doméstico assistido por degelo automático é composto por elementos do sistema de refrigeração e por compartimentos de refrigeração específicos. O sistema de refrigeração é composto basicamente por um evaporador, um condensador, um compressor e um dispositivo de expansão, geralmente um tubo capilar. Em termos de compartimentos, um refrigerador clássico apresenta um congelador e um refrigerador.

Nos produtos com degelo automático, o evaporador fica nos fundos do congelador juntamente com um ventilador. O ventilador e o evaporador são cobertos por uma capa que possui saídas de ar estrategicamente direcionadas para um resfriamento mais eficaz do congelador. Uma imagem do congelador e do evaporador é mostrada na figura 01.

Para o resfriamento do compartimento do refrigerador, um dispositivo eletrônico, termomecânico ou puramente manual irá controlar a passagem de ar do evaporador para o refrigerador, dependendo da temperatura especificada pelo usuário. Uma imagem do compartimento refrigerador é mostrada na figura 02.



Figura 1 - Compartimento do congelador com a capa do evaporador no fundo (a) e evaporador exposto (b).

Fonte: O Autor.

Local: Electrolux do Brasil.



Figura 2 - Compartimento do refrigerador.

Fonte: O Autor.

Local: Electrolux do Brasil.

O condensador do produto pode apresentar três configurações clássicas: tubo-arame, *back skin* ou condensador dinâmico. O condensador tubo-arame consiste em várias voltas de tubo, aletados por arames e que possuem como forma principal de troca de calor a convecção natural. O condensador *back skin* consiste em voltas de tubo coladas na parte interna da chapa externa das paredes do refrigerador, sendo invisíveis ao olhar do consumidor. O condensador dinâmico basicamente é um condensador tubo-arame compactado, assistido por um ventilador que irá favorecer

uma troca de calor por convecção forçada no condensador. Os condensadores tubo-
arame e dinâmico são mostrados na figura 03.

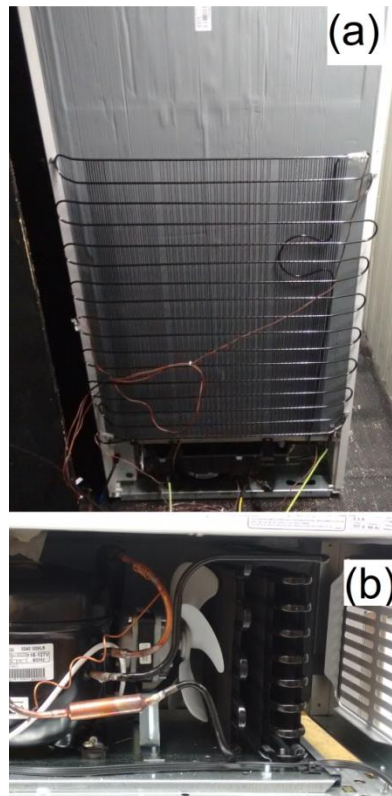


Figura 3 - Condensador tubo-arame (a) e condensador dinâmico (b).
Fonte: O Autor.
Local: Electrolux do Brasil.

O compressor e a calha de degelo ficam na traseira do produto, na parte inferior, conforme mostrado na figura 04.



Figura 4 - Calha de degelo montada no topo do compressor.
Fonte: O Autor.
Local: Electrolux do Brasil.

2.2. Formação de gelo no evaporador

Em um refrigerador doméstico, o ar quente e úmido do interior do gabinete é resfriado pela troca de calor com um evaporador. A umidade do ar quente fica condensada na superfície do evaporador e logo se congela, uma vez que a temperatura dos tubos do trocador está bem abaixo da temperatura de orvalho do ar do gabinete (STOECKER, 1982).

Ao longo do tempo, a camada de gelo formada aumenta, diminuindo a troca térmica entre o evaporador e o ar do compartimento resfriado. Nos produtos com degelo automático, um resistor instalado próximo ao evaporador é acionado periodicamente a fim de realizar o degelo, recuperando a troca térmica entre ar- evaporador, ao custo de um aumento do consumo energético do produto. A água proveniente desse processo de degelo é escoada para um recipiente próximo ao compressor do produto, chamada de calha de degelo, onde deve ser evaporada para o ar ambiente.

Yan et al. (2004) realizou um estudo experimental para levantar a performance de evaporadores tipo tubo-aleta operando sob formação de gelo. A bancada experimental consistia em um evaporador alimentado por um sistema de refrigeração em um túnel de vento com condições psicrométricas controladas. Yan et al. (2004) concluíram que a formação de gelo é maior para um fluxo menor de ar, os resultados mostraram que após duas horas de teste, o teste com um fluxo de ar de $12\text{m}^3/\text{min}$ apresentou uma perda de carga 100 Pa mais alta do que o teste feito com $24\text{m}^3/\text{min}$. Yan et al. (2004) também concluíram que a perda de pressão no evaporador aumenta com o aumento da umidade do ar que por ele passa, após duas horas de teste, o teste realizado com uma umidade relativa no ar de 80% apresentava uma perda de carga superior à 300 Pa , com uma umidade relativa de 70%, a perda de carga era de 200 Pa e, com uma umidade relativa de 60%, a perda de carga era de apenas 50 Pa .

Da Silva et al. (2011) propuseram um modelo matemático para a formação de gelo na superfície de um evaporador de tubo aletado. Da Silva et al. (2011) validaram o modelo através de um trabalho experimental com uma bancada que consistia em um *loop* fechado de circulação de ar por um umidificador e depois por um evaporador. Os resultados do modelo teve uma boa concordância com os resultados experimentais de $\pm 10\text{g}$ na massa de gelo formada no evaporador. Da Silva et al. (2011) concluíram que um grau elevado de super-resfriamento no evaporador eleva o

fluxo de umidade do ar para a superfície do evaporador, mas diminui a densidade do gelo formado, resultando em camadas mais espessas de gelo. Da Silva et al. (2011) analisaram as reduções nas trocas de calor por condução e por convecção quando há gelo formado no evaporador. Seus estudos mostraram que após 75 minutos de teste, a resistência térmica relacionada à convecção era cerca de seis vezes maior do que a resistência térmica associada à condução. Da Silva et al. (2011) concluíram que a principal causa da redução da eficiência do evaporador acontece devido à pior troca por convecção.

2.3. Evaporação de água na calha de degelo

O processo de evaporação da água na calha de degelo depende da quantidade de energia absorvida pela calha e das condições do ar ambiente. Em países tropicais, a umidade do ar ambiente pode ser muito elevada, isso dificulta a evaporação da água na calha e aumenta a formação de gelo no evaporador, uma vez que com as constantes aberturas de porta do refrigerador durante seu uso, ar quente e úmido entra no interior dos compartimentos resfriados.

Xie e Bansal (1999) desenvolveram um modelo matemático para estimar a quantidade de água evaporada na calha de degelo. Foram analisados os principais fatores no processo de evaporação, tais como temperatura, velocidade e umidade do ar ambiente e o calor gerado pelo compressor. Foram avaliadas oito diferentes configurações de montagem da calha no *doghouse* (tabela 1), que é o espaço na parte traseira do produto onde é montado o compressor (figura 5).

Para o desenvolvimento do modelo matemático, um volume de controle foi fechado no entorno da calha de degelo e, para cada uma das oito configurações, hipóteses simplificadoras foram aplicadas de acordo com a existência ou não de taxa de transferência de calor e/ou massa para uma determinada montagem. As equações de conservação de massa e de energia foram aplicadas no volume de controle. As equações diferenciais obtidas foram resolvidas pelo método numérico de Runge-Kutta de quarta ordem, com um código escrito em FORTRAN 77.

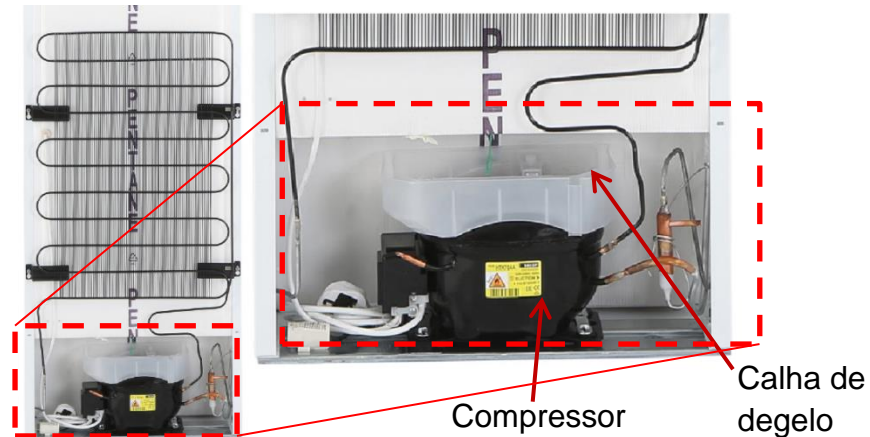


Figura 5 - Parte traseira de um refrigerador Frigidaire FRTF121W. No detalhe: o *doghouse*, onde é montado o compressor.

Fonte: Euronics online shopping (www.euronics.co.uk).

A validação do modelo foi realizada por Xie e Bansal (1999) em um refrigerador doméstico de degelo automático, com compartimento para comida congelada Fisher & Paykel N405T. Em 12,3 horas de teste, o desvio entre os dados de teste e os resultados da simulação foi de 5,2%, a comparação entre os resultados testados e simulados são mostrados no gráfico 1. O refrigerador testado apresentava uma configuração de montagem semelhante ao arranjo 6 da tabela 1.

Xie e Bansal (1999) apresentaram como conclusão que a taxa de transferência de calor do casco do compressor para a calha de degelo é a fonte dominante para a evaporação da água. A taxa de evaporação da água na calha de degelo diminui significativamente com o aumento da umidade relativa do ar ambiente, e aumenta com um pequeno aumento da velocidade do ar ambiente (até 0,9 m/s).

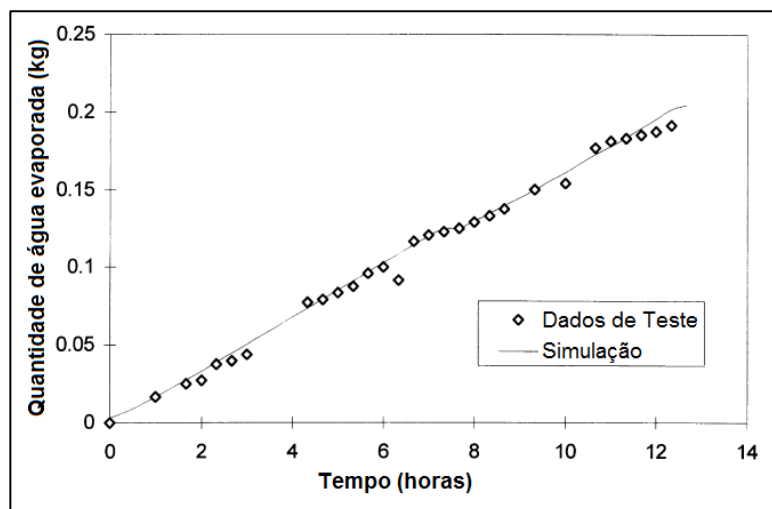


Gráfico 1 - Comparação de resultados da quantidade de água evaporada na calha de degelo pelo teste e pela simulação.

Fonte: Adaptado de Xie e Bansal (1999).

Tabela 1 - Descrição e esquema da montagem das oito configurações de calhas de degelo

Config.	Descrição	Esquemático
1	Calha de degelo em contato direto com o casco do compressor, com condensador auxiliar passado através da calha de degelo	
2	Calha de degelo em contato direto com o casco do compressor, condensador auxiliar passando através da calha de degelo, com moto-ventilador soprando ar ambiente sobre a calha	
3	Calha de degelo posicionada 10 mm acima do casco do compressor, com condensador auxiliar passando através da calha	
4	Calha de degelo posicionada 10 mm acima do casco do compressor, condensador auxiliar passando através da calha de degelo, com moto-ventilador soprando ar ambiente sobre a calha (sem nenhum aquecimento)	
5	Calha de degelo em contato direto com o casco do compressor, representando a técnica clássica de evaporação de água usando o aquecimento do compressor	
6	Calha de degelo em contato direto com o casco do compressor, porém o ar ambiente apresenta um leve movimento devido à convecção natural	
7	Calha de degelo em contato direto com o casco do compressor, com moto-ventilador soprando ar ambiente sobre a calha (sem nenhum aquecimento)	
8	Calha de degelo em contato direto com o casco do compressor, condensador auxiliar passando através da calha, moto-ventilador soprando ar do condensador para a calha. Nesta configuração, o ar soprado tem temperatura mais elevada do que as configurações 2, 4 e 7.	

Fonte: Adaptado de Xie e Bansal (1999).

Xie e Bansal (2000) voltaram a abordar o tema da evaporação de água degelada na calha de degelo sugerindo uma melhoria no modelo matemático proposto anteriormente por eles. Xie e Bansal (1999) sugeriram oito configurações de montagem da calha de degelo no *doghouse*, seis delas possuíam contato direto com o casco do compressor e as outras duas apresentavam uma distância de 10 mm. Em sua nova abordagem, Xie e Bansal (2000) estudaram três diferentes tipos de contato entre calha de degelo e compressor. A calha *Membrane Tray* foi montada no topo do compressor, sua estrutura plástica apresentava uma espessura menor na área de contato com o compressor. A calha *Top Hat Tray* também foi montada no topo do compressor, porém a espessura do material plástico da calha na área de contato com o compressor mantém a espessura do restante da estrutura, sendo assim mais espessa que a *Membrane Tray* na área de contato com o compressor. Por fim, a calha *Screw Tray* é montada com parafusos acima do compressor, sem contato direto, mantendo um espaçamento entre a calha e o compressor de cerca de 3,0 mm. Os três tipos de calha de degelo são mostrados na figura 6. Uma análise por resistências térmicas foi feita na transferência de calor entre o casco do compressor e a calha de degelo.

Os experimentos para validação do modelo foram realizados em um refrigerador com degelo automático de 395 litros. As condições de teste são mostradas da tabela 2. A quantidade de água evaporada durante o teste foi medida por meio de sensores ultrassônicos de distância.

O teste foi realizado durante 18 horas, com dois períodos de 8,7h de compressor ligado separados por um degelo de 20 minutos. Como resultado, foi possível notar que a *Membrane Tray* foi responsável pelas maiores taxas de evaporação de água entre as calhas estudadas, seguida pela *Top Hat Tray* e por último a *Screw Tray*. As diferenças entre a previsão do modelo do modelo matemático proposto e o resultado experimental foram de 4,1%, 7,6% e 6,5% para a *Membrane Tray*, *Screw Tray* e *Top Hat Tray*, respectivamente. Como conclusão, Xie e Bansal (2000) mostraram que a calha de degelo *Membrane Tray* é a calha com maior taxa de evaporação de água entre os modelos testados.

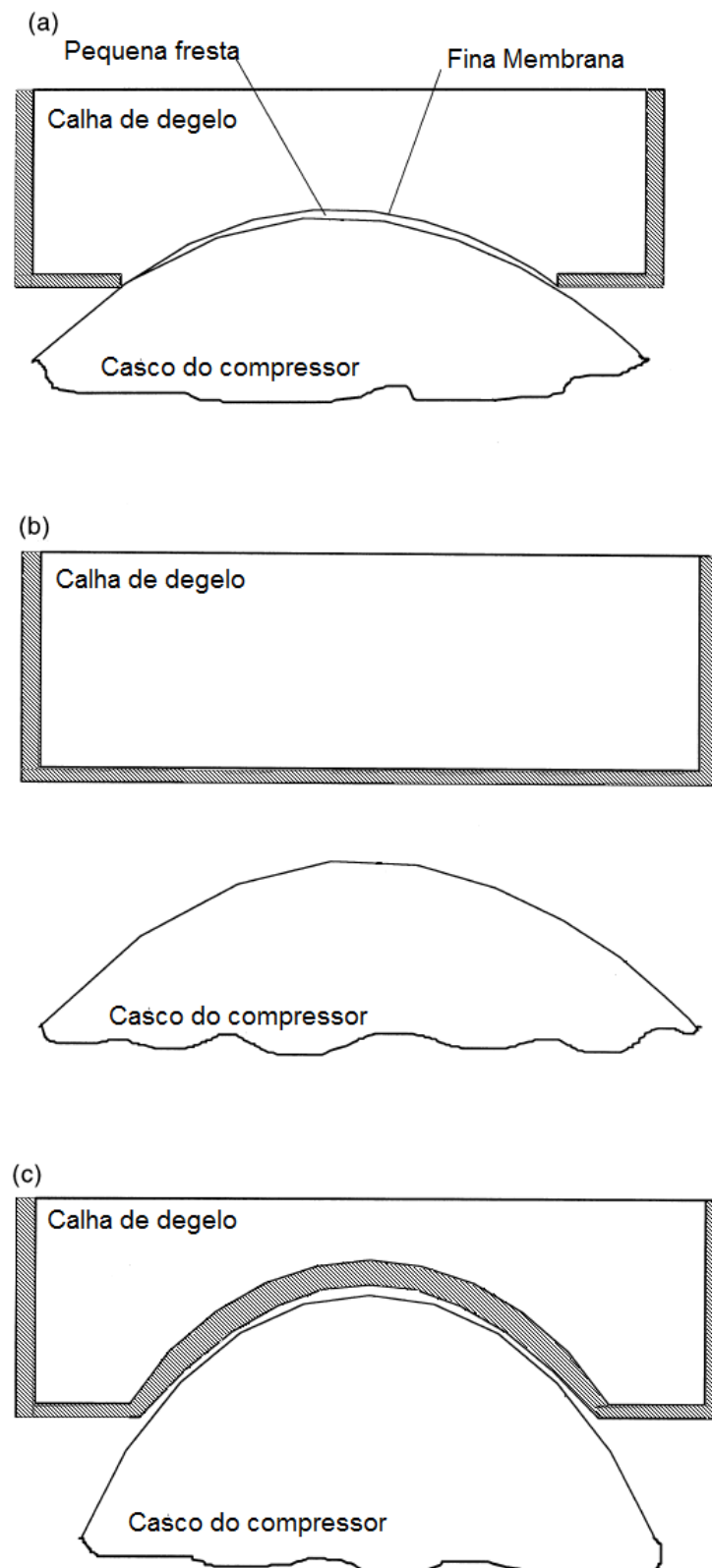


Figura 6 - Esquemas dos três tipos de calha de degelo: *Membrane Tray* (a); *Top Hat Tray* (b) e *Screw Tray* (c).

Fonte: Adaptado de Xie e Bansal (2000).

Tabela 2 - Condições de teste para os três tipos de calha de degelo

Parâmetros		<i>Membrane Tray</i>	<i>Screw Tray</i>	<i>Top Hat Tray</i>
Área da água na calha em contato com o ar ambiente	m ²	0,073515	0,053280	0,04784
Área de contato entre a calha de degelo e o casco do compressor	m ²	0,019076	0,030000	0,025434
Pressão Atmosférica	kPa	101,325	101,325	101,325
Temperatura do ar ambiente	°C	28,5	28,5	28,4
Temperatura da água degelada	°C	5,2	6,4	5,4
Temperatura do casco do compressor no início do ensaio	°C	48,2	50,3	48,3
Temperatura da água na calha de degelo no início do ensaio	°C	33,6	27,9	28,4
Velocidade do ar ambiente	m/s	0,3	0,3	0,3
Massa da água dentro da calha no início do ensaio	Kg	0,65	0,65	0,50
Umidade relativa do ar ambiente	%	85	85	85
Duração do ensaio	h	24	24	24

Fonte: Adaptado de Xie e Bansal (2000).

2.4. Eficiência de degelo

Por eficiência de degelo, entende-se a razão entre a quantidade de energia requerida para derreter a quantidade conhecida de gelo formado no evaporador pela quantidade de energia fornecida para o resistor de degelo durante o processo de degelo (ZAKRZEWSKI, 1984).

Fernandes et al. (2010) estudou a eficiência de um degelo de um refrigerador doméstico e seu impacto no consumo de energia. Para tal, foi usado um congelador vertical, com volume interno bruto de 308 litros e uma carga de gás de 105g de R-134a. O resistor de degelo instalado é do tipo de radiação, com potência nominal de 450W.

Fernandes et al. (2010) calculou a parcela de energia absorvida por cada componente interno do congelador, tais como prateleiras, paredes, ar interno e

evaporador, devido às infiltrações pelas gaxetas e paredes do produto. Também calculou a parcela de energia absorvida pelo evaporador, dreno, parede dianteira e traseira do evaporador durante o processo de degelo, quando o resistor é ligado e transmite calor por convecção e, principalmente, radiação.

Para o teste, o evaporador do congelador vertical foi instrumentado com cinco termopares tipo T posicionados conforme mostra a figura 7. Como uma das hipóteses era de que o evaporador possuía uma distribuição simétrica das temperaturas, foi instrumentado apenas no centro e em um dos lados do evaporador. Esses termopares estavam protegidos por um tubo de alumínio para que não fossem afetados pela radiação do resistor.

Um termopar tipo T também foi posicionado no dreno, que é o orifício que capta a água proveniente do degelo e a direciona para a calha de degelo no lado externo do produto. Um termopar tipo K foi posicionado na superfície do resistor para monitorar sua temperatura.

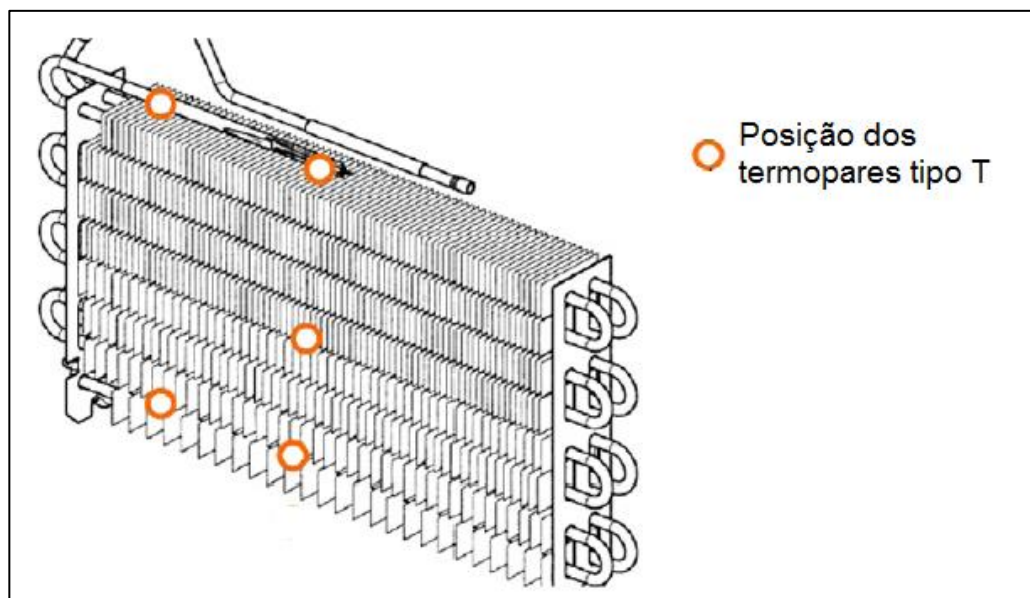


Figura 7 - Posição dos termopares tipo T no evaporador do congelador vertical.
Fonte: Adaptado de Fernandes et al. (2010).

Foram colocados termopares tipo T nas paredes internas do produto, fixados com fita-alumínio. Termopares tipo T inseridos em uma pequena massa de latão foram usados para monitorar a temperatura do ar interno do congelador.

Para controlar a quantidade de gelo formado na superfície do evaporador, um aparato umidificador foi desenvolvido. Esse aparato consiste em duas esponjas com pequenos resistores para aquecimento e evaporação dessa água no interior do

gabinete do congelador. Pequenos resistores também foram instalados em posições estratégicas nas paredes do produto, pelo lado interno, para evitar a condensação da água evaporada das esponjas nas paredes do congelador. A intenção desse aparato era garantir que toda a água depositada nas esponjas no início do teste se transformasse em gelo na superfície do evaporador. As condições do ar ambiente estavam em 20°C e 65% de umidade relativa. O congelador não possuía nenhum tipo de carga térmica interna.

Nos testes de consumo de energia, foram analisados os seguintes modos de operação: Operação normal sem degelo; operação normal com degelo automático; operação com o umidificador com e sem degelo. Nas operações com o umidificador, o teste é realizado com 500g de água.

Os resultados dos testes de consumo de energia mostram que o evaporador com 500g de gelo usa muito mais energia para o funcionamento devido à queda de desempenho na troca de calor evaporador-ar quando há uma camada de gelo presente.

Para a avaliação da eficiência do degelo, o umidificador com 500g de água foi posto para funcionar numa operação normal do congelador até que ele alcance uma estabilização, então o processo de degelo começa e o resistor funciona por 22 minutos, controlado manualmente, então o congelador entra em funcionamento normal novamente. Foram realizados testes também com o funcionamento normal do freezer, sem umidificador, gerando uma camada de gelo menor no evaporador.

Durante o degelo, foi avaliada a absorção de calor pelos componentes do congelador pelo funcionamento do resistor de degelo e pela infiltração pelo gabinete e gaxetas. Foi observado que apenas 28% da energia é direcionada para derreter o gelo e 11% é absorvido pelo evaporador. A eficiência do degelo calculada foi de 30,3%. Foi observado ainda que nem todas as 500g de água foram coletadas no degelo, na verdade, foram coletados 425g. Ainda havia uma pequena formação de gelo no topo do evaporador, gotas d'água nas aletas e tubos do evaporador, algumas gotas durante o degelo caíam sobre o resistor e evaporavam, umidificando novamente o ar interno do congelador.

Fernandes et al. (2010) mostraram que um resistor de radiação não é a melhor escolha quando se trata de eficiência de degelo, mesmo que a montagem de um resistor desse tipo seja mais fácil. Uma oportunidade de melhora na configuração seria posicionar o resistor no meio do evaporador, e não abaixo, como normalmente é feito.

Melo et al. (2013) realizaram um estudo experimental para avaliar qual era o resistor de degelo mais eficiente entre os três tipos mais utilizados em refrigeração doméstica: resistor de contato, de radiação e tubo de vidro. Além de comparar a eficiência dos três modelos, também foi avaliado o impacto das seguintes formas de funcionamento: resistor ligado durante todo processo de degelo, com a tensão nominal; funcionamento por passos, diminuindo a potência ao longo do processo de degelo; funcionamento por pulsos, onde o resistor liga e desliga com um determinado intervalo de tempo ao longo do processo de degelo.

O aparato experimental consistia em um sistema umidificador, uma câmara com controle de temperatura. O sistema original do refrigerador com degelo automático de 263 litros foi substituído por um sistema que permitisse o controle mais preciso da temperatura de evaporação no evaporador por meio do controle da velocidade do ventilador do condensador. O ventilador é controlado de acordo com a pressão do gás refrigerante (HFC-134c) na entrada do evaporador. Em todos os testes o evaporador permaneceu preenchido (sem superaquecimento de gás) com a ajuda de uma válvula montada em série com o tubo capilar. Um esquema do sistema é apresentado na figura 8.

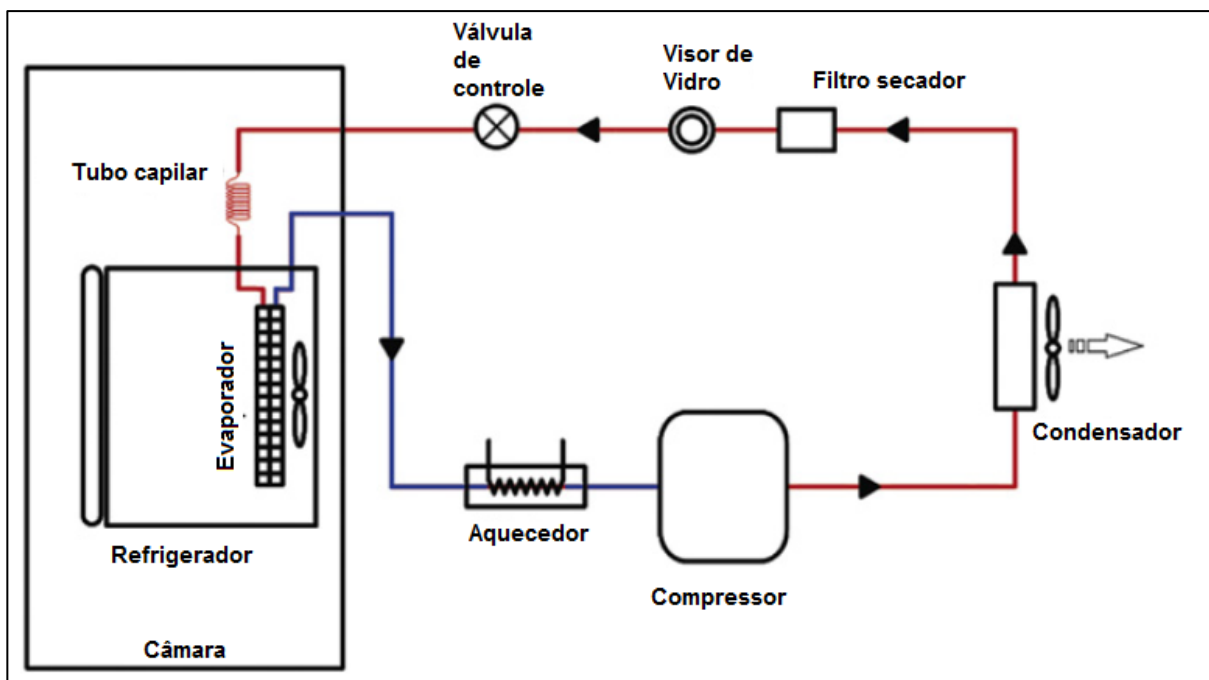


Figura 8 - Esquema do aparato de testes.
 Fonte: Adaptado de Melo et al. (2013).

Foram realizados 11 testes, Melo et al. (2013) concluíram que o modo de operação por passos é o mais eficiente dentre os três modos avaliados. A variação de eficiência dos três tipos de resistência para o mesmo modo de operação foi pequena.

A temperatura do ar interno do compartimento durante o degelo foi mais alta para o resistor de contato, mas sua máxima temperatura alcançada foi mais baixa do que os demais tipos. As elevadas temperaturas alcançadas pelos resistores de radiação e de tubo de vidro podem aumentar a temperatura do ar do compartimento quando o moto-ventilador começar a funcionar após o degelo. Os resultados são mostrados na Tabela 3.

Como as eficiências de degelo foram semelhantes, Melo et al. (2013) concluíram que, devido ao seu baixo custo de instalação, o resistor de radiação é mais recomendado para as aplicações reais. Melo et al. (2013) sugeriram que mais combinações de tempos de degelo e potências dos resistores sejam testadas, sempre atentando às temperaturas do ar interno do compartimento, uma vez que quanto mais elevadas essas temperaturas, por mais tempo o compressor do produto deverá funcionar após o degelo, elevando assim o consumo de energia. Melo et al. (2013) recomendaram que testes padronizados de consumo de energia sejam realizados com o objetivo de avaliar o impacto da eficiência de degelo na performance do produto.

Tabela 3 - Resultados experimentais

Teste	Resistor	Modo	Tempo de degelo	Potência do Resistor	Temperatura do Resistor	Temperatura do ar interno do gabinete	Temperatura da água degelada	Massa de água degelada	Eficiência de Degelo
			t [min]	W_d [W]	T_r [°C]	T_{cg} [°C]	T_{ag} [°C]	m [g]	η_d [%]
1	Contato	Integral	19,6	160	-	-9,2	23,1	155,2	31,1
2	Contato	Integral	15,2	160	-	-13,6	12,9	149,0	38,6
3	Radiação	Integral	11,9	300	-	-14,8	22,3	153,2	27,5
4	Radiação	Integral	19,3	160	343,4	-11,8	16,4	155,1	34,0
5	Tubo de Vidro	Integral	16,8	160	354,1	-13,3	9,5	152,0	36,0
6	Contato	Passos	28,5	De 160 até 20	73,8	-5,8	4,3	157,1	45,7
7	Radiação	Passos	22,3	De 160 até 20	288,9	-10,0	6,8	149,9	43,4
8	Tubo de vidro	Passos	21,9	De 160 até 20	340,5	-11,2	2,2	147,4	48,0
9	Contato	Pulsos	22,9	160 ou zero	70,4	-8,9	9,3	154,8	39,9
10	Radiação	Pulsos	23,2	160 ou zero	278,6	-10,0	9,6	155,7	42,7
11	Tubo de vidro	Pulsos	22,6	160 ou zero	340,8	-10,5	5,0	146,2	39,8

Fonte: Adaptado de Melo et al. (2013).

De acordo com a revisão realizada neste trabalho, Xie e Bansal (1999) realizaram simulações de seu modelo proposto em diversas configurações de montagem de calha-compressor, incluindo configurações com e sem condensador auxiliar, além da presença ou não de ventilação forçada na região da calha. Xie e

Bansal (2000) aplicaram o modelo analisando, desta vez, a superfície da calha que está em contato com o casco do compressor, variando a distância entre essas duas peças e também a espessura da calha de degelo. Porém, a qualidade do contato não entrou no estudo, uma vez que a montagem não perfeita pode produzir lacunas de ar nessa interface mesmo quando a intenção é um contato total das superfícies.

Nas revisões sobre formação de gelo no evaporador e eficiência de degelo, percebe-se nesse tema uma grande área de estudo, que pode muito agregar no tema abordado nesse trabalho. Trabalhos que simulem a quantidade de gelo formada no evaporador unidos à um banco de dados que relacione o tipo de resistor usado no sistema de degelo com a sua correspondente eficiência podem ser unidos ao trabalho realizado neste TCC e gerar uma simulação que estime a quantidade de água degelada de um determinado produto com a taxa de evaporação que sua calha de degelo promove, e desta forma, ao longo de vários ciclos de degelo, determinar seu potencial de acúmulo ou transbordamento de água.

3. MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo serão apresentadas noções teóricas do funcionamento de um refrigerador doméstico para melhor entendimento do modelo que será apresentado, juntamente com uma fundamentação sobre a taxa de evaporação da água na calha de degelo. Também neste capítulo será discutido o modelo matemático utilizado para o desenvolvimento do trabalho. O modelo base utilizado foi proposto por Xie e Bansal (1999), com algumas inclusões apresentadas por Xie e Bansal (2000).

3.1. Fundamentação Teórica

3.1.1. Descrição do Problema

Em refrigeradores domésticos com sistema de refrigeração por compressão de gás, o evaporador no congelador pode chegar a temperaturas de até -30°C . Conforme o ar do compartimento resfriado passa pelo evaporador para a troca térmica, sua umidade se deposita nas superfícies dos tubos e aletas do trocador de calor e congela, formando finas camadas de gelo que vão aumentando com o passar do tempo.

Quanto mais espessa fica a camada de gelo formada na superfície do evaporador, maior a resistência térmica à transferência de calor, diminuindo a troca de calor entre evaporador e ar e, conseqüentemente, a eficiência do sistema. O sistema de degelo tem como finalidade remover essa camada de gelo formada em um intervalo de tempo pré-determinado. Quando o gelo formado no evaporador é derretido pelo processo de degelo, a água degelada formada escoar pelo dreno no compartimento do evaporador e é direcionada para a calha de degelo, situada fora do produto, no *doghouse* próximo ao compressor.

3.1.2. Ciclo de refrigeração por compressão de gás

Um refrigerador doméstico funciona com um ciclo de refrigeração por compressão de gás, em sua maioria com um único estágio de compressão de gás R-134a. Nesse ciclo, o gás refrigerante passa pelo compressor e é comprimido. Com sua pressão elevada a cerca de 1450 kPa, o gás, agora superaquecido, segue para o condensador, aonde irá se condensar, rejeitando calor para o ambiente externo. Em seguida, o refrigerante em fase líquida passa por um dispositivo de expansão. Na maior parte dos produtos de refrigeração doméstica, o dispositivo de expansão

empregado é o tubo capilar, um tubo de grande comprimento e pequeno diâmetro que irá promover uma perda de carga elevada ao líquido refrigerante, diminuindo sua pressão. Em baixa pressão, cerca de 90 kPa, o líquido refrigerante começa a mudar de fase ainda no tubo capilar e chega ao evaporador como mistura vapor-líquido. No evaporador a mistura vapor-líquido termina seu processo de evaporação, absorvendo calor do ambiente interno do compartimento para a sua mudança de fase. O gás refrigerante então volta para o compressor, onde terá sua pressão elevada novamente para que se condense, retomando assim o ciclo de refrigeração (STOECKER e JONES, 1982). Um esquema do ciclo de refrigeração é mostrado na figura 9. Uma configuração clássica desse sistema de refrigeração em um refrigerador doméstico é mostrada na figura 10.

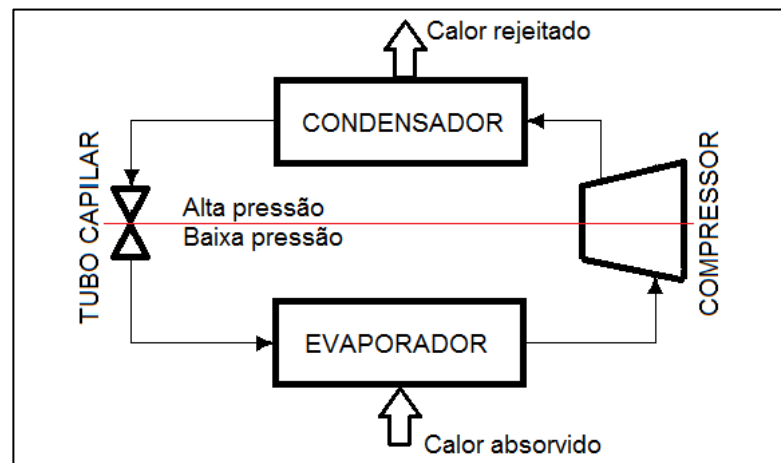


Figura 9 - Esquema de um ciclo de refrigeração por compressão de gás em um único estágio.
Fonte: O Autor.

3.1.3. Ciclagem do compressor em um refrigerador doméstico

O calor proveniente do compressor para a calha de degelo do refrigerador, segundo Xie e Bansal (1999), é o principal fator para a evaporação da água degelada. Um refrigerador com compressor hermético convencional funciona de forma intermitente, alternando entre ciclos de liga-desliga (*on – off*). Dependendo da temperatura requerida pelo usuário do refrigerador, o compressor passará mais tempo ligado ou desligado. Quando o compressor está ligado, a temperatura de seu casco se eleva consideravelmente, mas diminui lentamente quando é desligado, devido à sua elevada inércia térmica (XIE e BANSAL, 1999). Com a presença da inércia térmica do casco do compressor, o problema deve ser analisado de forma transiente.

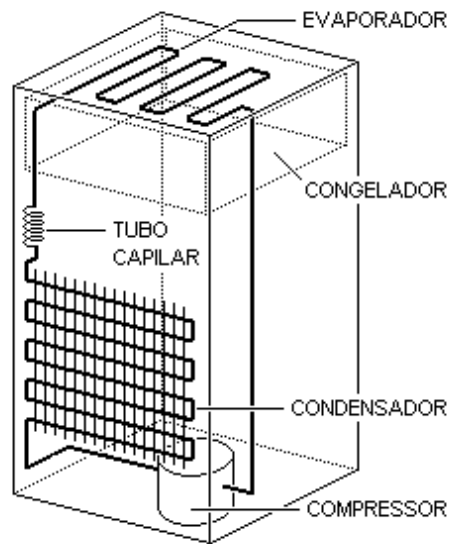


Figura 10 - Configuração clássica do sistema de refrigeração por compressão de gás em um refrigerador doméstico.

Fonte: refrimax.xpg.uol.com.br/refrigerador.htm

3.1.4. Ciclo de degelo

Um ciclo de degelo em um refrigerador com degelo automático é o tempo entre o início de um degelo até o início do próximo degelo. O tempo desse ciclo pode variar de fabricante para fabricante e pode variar também de acordo com a lógica de *software* do produto.

Durante uma etapa de degelo, o produto passa por fases específicas em seu funcionamento. Em geral, antes do degelo, o produto passa por uma fase de *pre-defrost compressor pulldown*. Nessa fase o compressor funciona por um tempo levemente mais alto do que seu tempo normal de ciclo, com a finalidade de resfriar mais o compartimento interno do produto que passará por um degelo para compensar o calor gerado pelo resistor de degelo.

A fase seguinte é chamada de *fan defrost*. Nessa fase, os moto-ventiladores que forçam a circulação de ar pelo evaporador entram em funcionamento e o compressor é desligado. A finalidade dessa etapa é aproveitar a troca de calor do evaporador frio antes do ligamento do resistor de degelo. Após a etapa de *fan defrost*, o resistor de degelo é acionado, essa etapa é chamada de *heater defrost*.

Quando o resistor de degelo é desligado, a água proveniente do gelo derretido no processo deve escoar pelo dreno até a calha de degelo, essa fase é chamada de *drip time*. Como o processo de degelo gera uma carga térmica no interior do produto devido ao calor gerado pelo resistor de degelo, após o *drip time*, entramos na etapa

de *after defrost compressor pulldown*. Essa etapa é semelhante à *pre-defrost compressor pulldown*, o compressor também permanece ligado por um tempo maior do que em seu tempo de ciclo normal, com a finalidade de rapidamente resfriar o ar interno do produto que, depois do degelo, está mais quente do que deveria. As etapas do processo de degelo são mostradas no gráfico 2. Xie e Bansal (1999) perceberam que, para um produto em que o resistor ficava 20 minutos ligado durante o processo de degelo, apenas a segunda metade desse tempo apresentava escoamento da água degelada para a calha de degelo.

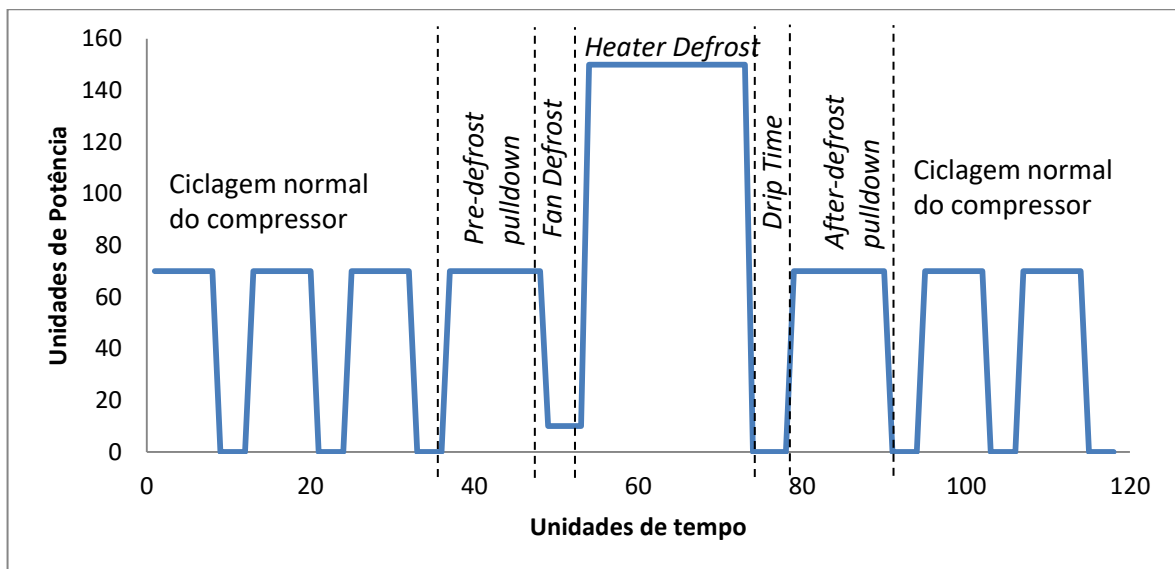


Gráfico 2 - Etapas de um processo de degelo.
Fonte: o Autor.

3.1.5. Taxa de evaporação da água degelada na calha de degelo

A evaporação de água é um fenômeno físico em que água em estado líquido muda sua fase para o estado gasoso. O calor latente para a vaporização da água é fornecido pelo resfriamento sensível da superfície de água. Para manter o processo, ou seja, para manter uma taxa de evaporação da água, é necessário fornecer energia para a água em mudança de fase (BANSAL e XIE, 1998).

Segundo Bansal e Xie (1998), a taxa de evaporação da água é diretamente proporcional a dois principais fatores:

1. Diferença entre a pressão de vapor saturado da superfície da água e a pressão parcial do vapor de água adjacente à superfície do líquido;
2. A área da superfície de evaporação.

E inversamente proporcional à:

1. Umidade relativa do ar ambiente para o qual a água irá evaporar.

Bansal e Xie (1998) propuseram uma correlação para a taxa de evaporação da água para baixas velocidades de ar ambiente ($0 < V < 5,36$ m/s) que foi usada no modelo proposto por Xie e Bansal (1999).

3.2. Modelagem da Evaporação da Água de Degelo

3.2.1. Hipóteses

O modelo proposto por Xie e Bansal (1999) tem como base as seguintes hipóteses:

1. Para as configurações 1, 2, 5, 6, 7 e 8 apresentadas na tabela 1, a calha de degelo está em contato direto com o casco do compressor e a resistência térmica entre eles é desprezível.
2. O volume de controle na calha de degelo inclui apenas a água da calha e é um sistema aberto. A troca de massa e energia entre o ar ambiente e a água na calha se dá apenas pela interface água-ar.
3. A temperatura de vapor saturado de água na interface água-ar é igual à temperatura da água no volume de controle durante a mudança de fase.
4. As propriedades térmicas e físicas dentro do volume de controle são homogêneas.
5. A temperatura do condensador auxiliar varia ao longo do tempo, pois a temperatura de descarga do gás muda para um ciclo *on* do compressor. No entanto, no ciclo *off* a temperatura do condensador auxiliar é a mesma do que a temperatura da água na calha.
6. A temperatura ambiente é constante.
7. A temperatura da água proveniente do degelo e sua pressão são constantes.
8. Apenas ocorre fluxo de água degelada durante metade do tempo do processo de degelo.

3.2.2. Apresentação do modelo

Xie e Bansal (1999) começaram a análise com um balanço de massa e energia no volume de controle aplicado na água da calha de degelo, conforme mostra a figura 11. O volume de controle é aplicado no volume de água dentro da calha apenas, não englobando a calha de degelo em si.

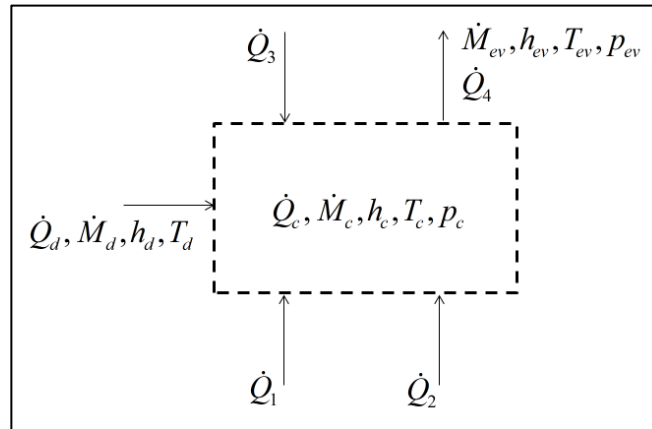


Figura 11 - Volume de controle para a água acumulada na calha de degelo.
Fonte: Adaptado de Xie e Bansal (1999).

Os balanços de massa e de energia são expressos pelas equações (3.1) e (3.2) respectivamente:

$$\left(\frac{dM_c}{dt} \right) = \left(\frac{dM_d}{dt} \right) - \left(\frac{dM_{ev}}{dt} \right) \quad (3.1)$$

Onde M_c é a massa de água na calha de degelo, M_d é a massa de água proveniente do processo de degelo e M_{ev} é a massa de água evaporada para o ar ambiente.

$$\dot{Q}_c + \dot{Q}_d + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 = 0 \quad (3.2)$$

Onde \dot{Q}_c é a taxa de variação de energia da água dentro da calha de degelo [W], \dot{Q}_d é a taxa de variação de energia provocada pela entrada de água recém-degelada na calha de degelo. \dot{Q}_1 é a taxa de transferência de calor entre o casco do compressor e a calha de degelo. \dot{Q}_2 é a taxa de calor transferida para a água contida na calha de degelo devido ao condensador auxiliar, \dot{Q}_3 é a taxa de transferência de calor do ar ambiente para a água na calha, ou vice-versa e \dot{Q}_4 é a taxa de energia perdida pela água na calha de degelo devido a sua evaporação. Cada um dos termos nas equações (3.1) e (3.2) serão explicados no decorrer do capítulo.

\dot{Q}_c é a taxa com que a energia da água dentro da calha de degelo se altera e é definida pela equação:

$$\dot{Q}_c = \frac{d(M_c u_c)}{dt} \quad (3.3)$$

Onde M_c é a massa de água contida na calha de degelo e u_c é a energia interna específica da água.

\dot{Q}_d é a taxa de variação da energia na água contida na calha devido à entrada de água proveniente do degelo e é definida pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_d = h_d \cdot \left(\frac{dM_d}{dt} \right) \quad (3.4)$$

Onde h_d é a entalpia específica da água degelada e M_d é a massa desta água que entra na calha de degelo.

\dot{Q}_1 é a taxa de transferência de calor do casco do compressor para a calha de degelo. Xie e Bansal (1999) simplificaram \dot{Q}_1 como sendo uma transferência de calor apenas por condução, portanto para os arranjos 3 e 4 (Tabela 1) $\dot{Q}_1 = 0$. Quando Xie e Bansal (2000) estudaram três diferentes modelos de calha de degelo, \dot{Q}_1 foi definido por meio de resistências térmicas, englobando a resistência de contato calha-compressor, a condução através da parede da calha e a convecção natural. \dot{Q}_1 , segundo Xie e Bansal (2000), é dado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_1 = (UA) \cdot (T_{comp} - T_c) \quad (3.5)$$

Onde T_{comp} é a temperatura do casco do compressor e T_c é a temperatura da água na calha de degelo. U é o coeficiente global de transferência de calor e A é a área de transferência de calor. A análise por resistências térmicas é exemplificada na figura 12. O produto UA é definido pelas resistências térmicas conforme o seguinte desenvolvimento de equações:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= \frac{T_{comp} - T_c}{R} = (UA)(T_{comp} - T_c) \\ \frac{1}{UA} &= R \end{aligned} \quad (3.6)$$

Pelas leis de Kirchoff, as resistências em série e em paralelo podem ser substituídas por resistências equivalentes da seguinte forma:

$$R_{total,série} = \sum_i R_i \quad (3.7)$$

Aplicando os conceitos da equação (3.7) na equação (3.6) e seguindo a análise da figura 12, temos que o produto UA pode ser dado por:

$$\left\{ \frac{1}{UA} \right\} = \frac{\delta_{ar}}{\lambda_{ar} A'_{ar}} + \frac{\delta_{calha}}{\lambda_{calha} A'_{calha}} \quad (3.8)$$

Onde δ é a espessura do meio de condução, nesse caso ar ou o material da calha. λ é a condutividade térmica do meio de condução, seja o ar ou o material da calha de degelo. A'_{calha} é a área efetiva da calha de degelo onde ocorre transferência de calor.

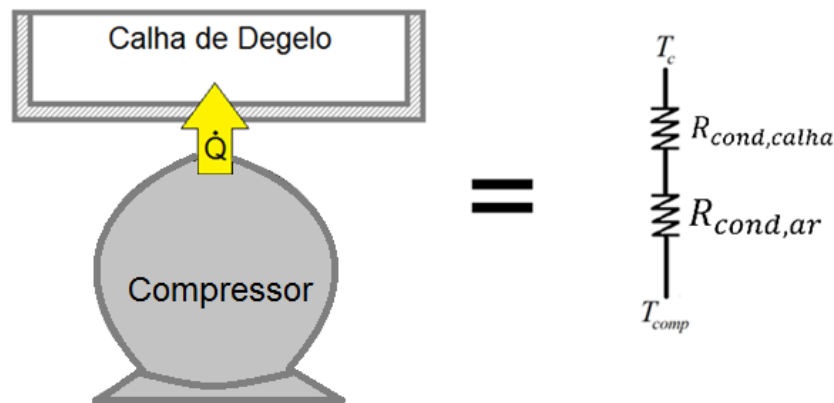


Figura 12 - Análise de transferência de calor feita por resistências térmicas.
Fonte: O Autor.

A curva de temperatura do casco do compressor é obtida através do ajuste de uma curva a dados experimentais. A curva ajustada é definida pela seguinte equação:

$$T_{comp} = c_1 \cdot e^{c_2/(c_3+t)} \quad (3.9)$$

Onde c_1 , c_2 e c_3 são constantes que dependem do modelo do compressor e se ele está em um ciclo *on* ou *off*.

\dot{Q}_2 é a taxa de calor transferida para a água contida na calha de degelo devido ao condensador auxiliar nas configurações 1, 2, 3, 4 e 8 (Tabela 1) e é dada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_2 = \alpha_{tubo} \cdot A_{tubo} \cdot (T_{tubo} - T_c) \quad (3.10)$$

Onde A_{tubo} é a área do tubo do condensador auxiliar, T_{tubo} é a temperatura do tubo do condensador auxiliar e α_{tubo} é o coeficiente de transferência de calor por

convecção do tubo, que pode ser encontrado através das correlações para cilindros horizontais sob influência de convecção natural a seguir (INCROPERA, et al., 2006):

$$\alpha = \frac{\lambda}{D} \cdot Nul \quad (3.11)$$

$$Nul = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (Ra \leq 10^{12}) \quad (3.12)$$

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{tubo} - T_c) \cdot D^3}{\nu \cdot \gamma} \quad (3.13)$$

Onde λ é a condutividade térmica da água na calha de degelo, e D é o diâmetro do tubo do condensador auxiliar. Pr é o número de Prandtl, que fisicamente representa a razão entre a difusão viscosa e a difusão térmica de um escoamento. Ra é o número de Rayleigh, ele determina a quantidade de calor transferido devido à convecção natural e devido à condução. Quanto menor o número de Rayleigh para um fluido, mais influente é a taxa de transferência de calor por condução. Nul é o número de Nusselt, que representa o quanto da transferência de calor se dá por condução ou por convecção em um escoamento, ou seja, fisicamente representa a razão entre as taxas de transferência de calor por convecção e por condução. Na equação (3.14), g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão térmica do fluido, ν é a viscosidade do fluido e γ é a sua difusividade térmica.

A temperatura do tubo do condensador auxiliar T_{tubo} é determinada pelo ajuste de uma curva empírica a dados experimentais. Para Xie e Bansal (1999) a curva empírica possuía a seguinte forma:

$$T_{tubo} = 84,3 \cdot e^{\left(\frac{-66,5}{68,7+t} \right)} \quad (3.14)$$

No entanto, a equação (3.15) poderá ser reformulada para outros modelos de refrigeradores.

\dot{Q}_3 é a taxa de transferência de calor do ar ambiente para a água na calha, ou vice-versa, e é descrita como:

$$\dot{Q}_3 = \alpha_c \cdot A_c \cdot (T_a - T_c) \quad (3.15)$$

Onde A_c é a área da superfície de água na calha de degelo em contato com o ar ambiente, T_a é a temperatura do ar ambiente e α_c é o coeficiente de transferência

de calor entre a superfície da água na calha e o ar ambiente. α_c pode ser encontrado de acordo com as seguintes equações (BEJAN, 1993):

$$\alpha_c = \frac{\lambda}{L} \cdot Nul \quad (3.16)$$

$$Nul = \frac{0,928 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{1/2}}{[1 + (0,0207 / Pr)^{2/3}]^{1/4}} \quad (3.17)$$

\dot{Q}_4 é a taxa de energia perdida pela água na calha de degelo devido a evaporação e é definida como:

$$\dot{Q}_4 = \frac{d(M_{ev} \cdot h_{ev})}{dt} \quad (3.18)$$

Onde M_{ev} é a massa de água evaporada e h_{ev} é a entalpia específica do vapor saturado da água evaporada.

A taxa de evaporação de água pode ser encontrada a partir da correlação proposta por Bansal e Xie (1998) para baixas velocidades de ar ambiente:

$$\left(\frac{dM_{ev}}{dt} \right) = \left\{ A_c \cdot (0,002198 + 0,0398 \cdot V_a^{0,5756}) \cdot (P_c - P_p) \right\} \quad (3.19)$$

Onde V_a é a velocidade do ar ambiente que passa pela interface água-ar na calha de degelo, P_c é a pressão de saturação do vapor d'água e P_p é a pressão parcial de vapor de água no ar ambiente, que pode ser expressa em função da pressão do ar ambiente P_a e sua umidade relativa ϕ_a , conforme mostrado a seguir:

$$P_p = \phi_a \cdot P_a \quad (3.20)$$

A pressão de saturação do vapor d'água é encontrada através da base de dados existente na biblioteca xSteam no MATLAB.

3.2.3. Ciclo ON de Compressor

Durante o ciclo *on* do compressor não ocorrem degelos, conforme discutido anteriormente, portanto algumas simplificações podem ser feitas:

$$\left(\frac{dM_d}{dt} \right) = 0 \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_d = 0 \quad (3.22)$$

Da hipótese 3 feita na seção 3.2.1, temos que:

$$\begin{aligned} T_{ev} &= T_c \\ P_{ev} &= P_c \end{aligned} \quad (3.23)$$

As variações de energia interna da água saturada na calha de degelo e da entalpia da água saturada e do vapor d'água na interface líquido-ar ao longo do tempo podem ser expressas da seguinte forma:

$$\frac{du_c}{dt} = c_{v,c} \cdot \frac{dT_c}{dt} \quad (3.24)$$

$$h_{ev} = h_c + h_{la} \quad (3.25)$$

$$\frac{dh_{ev}}{dt} = \frac{dh_c}{dt} + \frac{dh_{la}}{dt} \quad (3.26)$$

Onde:

$$\frac{dh_c}{dt} = c_{p,c} \cdot \frac{dT_c}{dt} \quad (3.27)$$

$$\frac{dh_{la}}{dt} = \left(\frac{\partial h_{la}}{\partial p_{ev}} \right)_T \cdot \left(\frac{dp_{ev}}{dT_{ev}} \right) \cdot \left(\frac{dT_{ev}}{dt} \right) + \left(\frac{\partial h_{la}}{\partial T_{ev}} \right)_p \cdot \left(\frac{dT_{ev}}{dt} \right) \quad (3.28)$$

Depois de rearranjar as equações apresentadas, Xie e Bansal (1999) encontrou uma expressão para a taxa de variação da temperatura da água na calha de degelo durante o ciclo *on* do compressor:

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + (c_{v,c} T_c - h_{ev}) \cdot \frac{dM_{ev}}{dt}}{M_c \cdot c_{v,c} + M_{ev} \cdot Z} \quad (3.29)$$

Onde:

$$Z = \left(\frac{\partial h_{ev}}{\partial p_{ev}} \right)_T \cdot \left(\frac{dp_{ev}}{dT_{ev}} \right) + \left(\frac{\partial h_{ev}}{\partial T_{ev}} \right)_p \quad (3.30)$$

As derivadas parciais da equação (3.30) devem ser avaliadas no ponto de saturação conforme a equação (3.24).

O comportamento dos parâmetros T_c , T_{tubo} , M_{ev} e M_c ao longo do tempo de compressor *on* podem ser avaliados resolvendo a equação (3.30) quando aplicamos condições iniciais de temperatura da água da calha de degelo, da temperatura do tubo, da massa evaporada de água e da massa de água contida na calha de degelo ($T_{c,0}$, $T_{tubo,0}$, $M_{ev,0}$ e $M_{c,0}$).

3.2.4. Ciclo OFF de compressor

Durante o período em que o compressor está desligado devido ao tipo de controle de temperatura *ON* e *OFF* do compartimento resfriado, de acordo com a hipótese 5 feita na seção 3.2.1, não ocorre transferência de calor do condensador auxiliar para a água na calha de degelo. Também é apenas durante o ciclo *off* do compressor que o degelo ocorre, portanto teremos um fluxo de água recém-degelada para o interior do volume de controle. Xie e Bansal (1999) ajustaram uma curva para a taxa de massa de água degelada que entra no volume de controle:

$$\frac{dM_d}{dt} = \left(\frac{5G}{t_d^2 \cdot N} \right) t - \left(\frac{9G}{2t_d^3 \cdot N} \right) t^2 \quad (3.31)$$

Porém, a equação (3.32) foi levantada a partir do modelo de refrigerador estudado por Xie e Bansal (1999) e não foi testada para outros modelos, portanto a taxa de massa de água degelada poderá ser reavaliada.

Seguindo as considerações da equação (3.24) e a metodologia da seção 3.2.3 para o desenvolvimento das equações, Xie e Bansal (1999) apresentaram uma equação para a taxa de variação da temperatura da água na calha de degelo durante o ciclo *off* do compressor:

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_d - c_{v,c} \cdot T_c \cdot \left(\frac{dM_d}{dt} \right) + (c_{v,c} \cdot T_c - h_{ev}) \cdot \left(\frac{dM_{ev}}{dt} \right)}{M_c \cdot c_{v,c} + M_{ev} \cdot Z} \quad (3.32)$$

O termo Z foi determinado pela equação (3.31). O comportamento dos parâmetros T_c , T_{tubo} , M_{ev} e M_c ao longo do tempo de compressor *off* podem ser avaliados resolvendo a equação (3.33) quando aplicamos condições iniciais de temperatura da água da calha de degelo, da taxa mássica de água proveniente do processo de degelo, massa evaporada de água e da massa de água contida na calha de degelo ($T_{c,f}$, \dot{M}_d , $M_{ev,f}$ e $M_{c,f}$). As condições iniciais de temperatura da água na calha, massa evaporada e massa contida na calha para o ciclo *off* do compressor são os valores encontrados para o último instante de tempo do ciclo *on*.

Para a simulação do modelo proposto, um programa de computador foi implementado no *software* MATLAB, usando a biblioteca *xSteam* de propriedades

termodinâmicas e termofísicas da água e do vapor d'água que foram usadas no modelo. A solução das equações diferenciais foi feita pela implementação do método *Runge-Kutta* de quarta ordem. Um fluxograma para a resolução das equações é mostrado na figura 13.

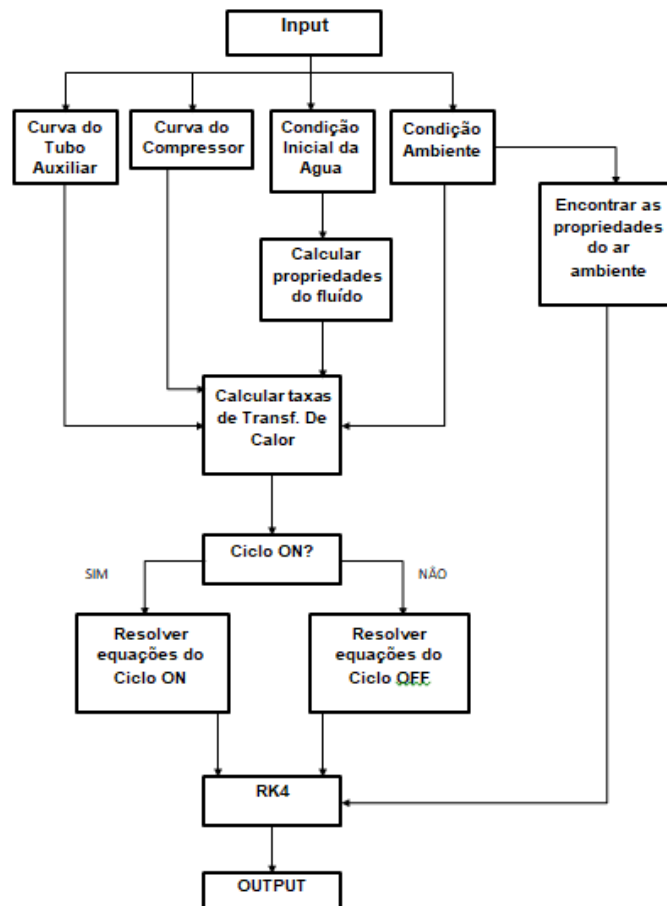


Figura 13 - Fluxograma para solução do problema.
Fonte: O Autor.

Cada passo de tempo definido no programa passa pelo fluxograma mostrado na Figura 13. Primeiro são fornecidos os dados de entrada de temperatura inicial da água na calha, condições do ambiente e as curvas de temperatura do compressor e do tubo auxiliar. Em seguida o *xSteam* no MATLAB calcula as propriedades da água na condição termodinâmica em que ela se encontra. Com isso, são calculadas as taxas de transferência de calor associadas ao volume de controle. De acordo com o tempo programado, o compressor estará no estado *on* ou *off*, e o programa resolve a equação correspondente, encontrando um novo valor de temperatura da água na calha que será usada como dado de entrada na próxima iteração.

4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para a validação do modelo matemático aplicado a um refrigerador doméstico de degelo automático, testes experimentais para o levantamento da massa evaporada de água na calha de degelo ao longo do tempo foram realizados nas câmaras de teste do Laboratório de Pesquisa e Desenvolvimento de refrigeradores da Electrolux em Curitiba, Brasil. Neste capítulo é apresentado o procedimento experimental para a validação do modelo matemático, são detalhados a instrumentação do refrigerador testado, o ambiente de testes e a forma de aquisição de dados.

4.1. O Refrigerador

O refrigerador empregado para os testes foi o modelo DF52 da fabricante Electrolux, com degelo automático e compressor da marca EMBRACO modelo EM2U80, que possui tensão nominal de 127 V e frequência de 60 Hz. Neste modelo, a calha de degelo é fixada por parafusos no gabinete do refrigerador e fica posicionada em cima do compressor, mantendo contato com o seu casco. O refrigerador originalmente testado não possui condensador auxiliar, portanto sua configuração para o modelo se aproxima da configuração 06 da tabela 01.

4.2. Instrumentação do Refrigerador

Para o monitoramento das temperaturas e do funcionamento do refrigerador, foram usados termopares tipo T. Para as temperaturas de ar dentro do refrigerador, foram usados termopares tipo T com massa de cobre em sua extremidade de leitura para acrescentar uma inércia térmica na medição. Para a leitura de temperaturas de tubos no sistema do refrigerador e das superfícies de interesse para o modelo, tais como o casco do compressor, foram usados termopares tipo T de ponta. No casco do compressor foram monitorados cinco pontos de temperatura, conforme mostra a figura 14. Uma média algébrica destes cinco pontos foi usada para levantar a curva empírica para a temperatura do casco do compressor ao longo do tempo mostrada na equação 3.10. Os dois tipos de termopares usados na instrumentação do produto são mostrados na figura 15. As posições dos termopares de massa dentro do produto são mostradas na figura 16. As posições dos termopares de ponta no sistema do produto são mostradas na figura 17. Além disso, a temperatura da água na calha de degelo

também foi monitorada com um termopar tipo T de ponta. O monitoramento do volume de água na calha de degelo foi feito por medição do nível da água ao longo de 10 horas, com um intervalo de uma hora entre cada medida.

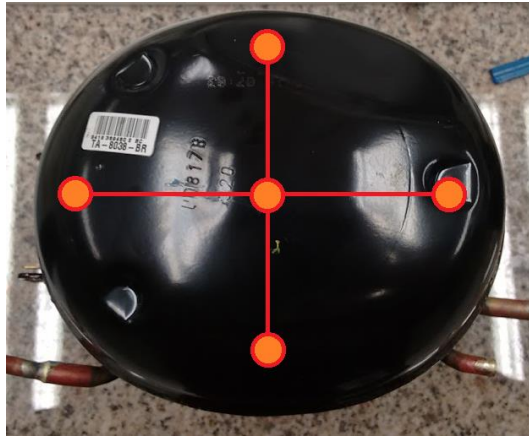


Figura 14 - Posição dos termopares no casco do compressor.
Fonte: O Autor

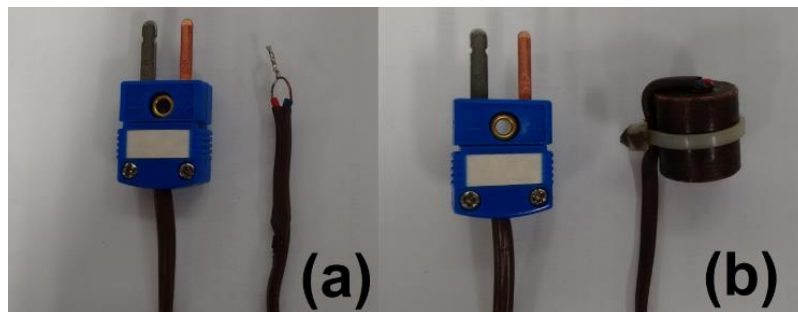


Figura 15 - Termopar tipo T de ponta (a) e termopar tipo T com massa de cobre (b).
Fonte: O Autor.

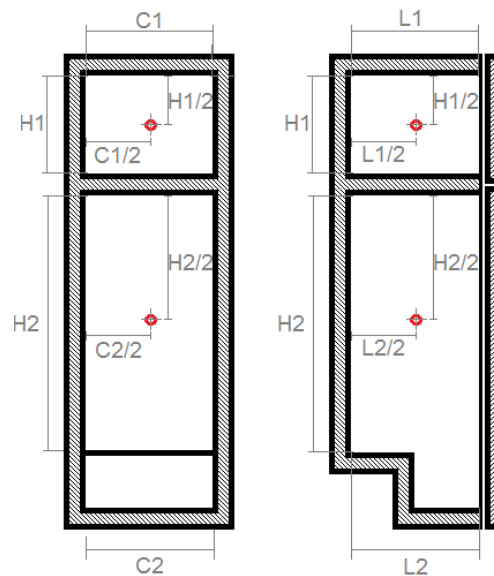


Figura 16 - Posicionamento dos termopares de massa no interior do refrigerador em ensaio.
 Fonte: O Autor

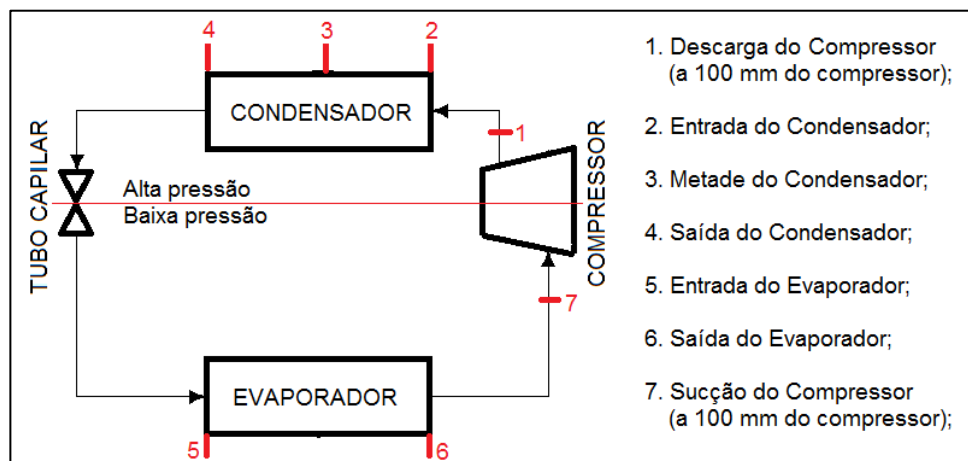


Figura 17 - Pontos de monitoramento de temperatura ao longo do sistema de refrigeração.
 Fonte: O Autor.

4.3. Câmara de Testes

A câmara de testes utilizada para o levantamento experimental da taxa de evaporação da água na calha de degelo foi a câmara 18 do Laboratório de Pesquisa e Desenvolvimento de Refrigeradores da Electrolux do Brasil, o posto de teste usado foi o posto 4. A câmara segue o padrão internacional da norma IEC 62552:2007. A câmara utilizada possui controle de temperatura e umidade do ar, com capacidade para realizar testes em seis refrigeradores simultaneamente. Cada posto de teste possui um painel de aquisição de dados de termopares com 40 canais de leitura.

4.4. Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados da câmara de teste é esquematizado pela Figura 18. Um computador lê as informações coletadas de termopares no refrigerador e também envia informações de controle de umidade e temperatura da câmara. O intervalo de tempo entre cada aquisição de dados pode ser controlado. Para o experimento foi usado um intervalo de 20 segundos entre cada aquisição. O *software* de aquisição ELIPSE instalado nos computadores de aquisição permite um acompanhamento em tempo real de cada leitura e permite acesso à gráficos do comportamento de cada termopar ao longo do teste. No final do teste um arquivo .csv foi gerado e as informações foram compiladas.

4.5. Sequência de ensaios

4.5.1. Levantamento da curva de temperaturas do casco do compressor

O primeiro ensaio foi realizado para levantar a curva de temperatura do casco do compressor ao longo do tempo. A câmara usada para este teste foi a câmara 4 do Laboratório de Pesquisa e Desenvolvimento de Refrigeradores da Electrolux do Brasil. A temperatura da câmara foi colocada em 32°C. O refrigerador foi programado para ter um ciclo *on* do compressor de 100%, ou seja, o compressor só será desligado quando ocorrer um ciclo de degelo.

As temperaturas dos cinco pontos monitorados no casco do termopar foram medidas ao longo de um ciclo de degelo. Com a média gerada pelos cinco pontos, as constantes da equação (3.10) foram encontradas para a formulação empírica da temperatura do casco do compressor ao longo do tempo.

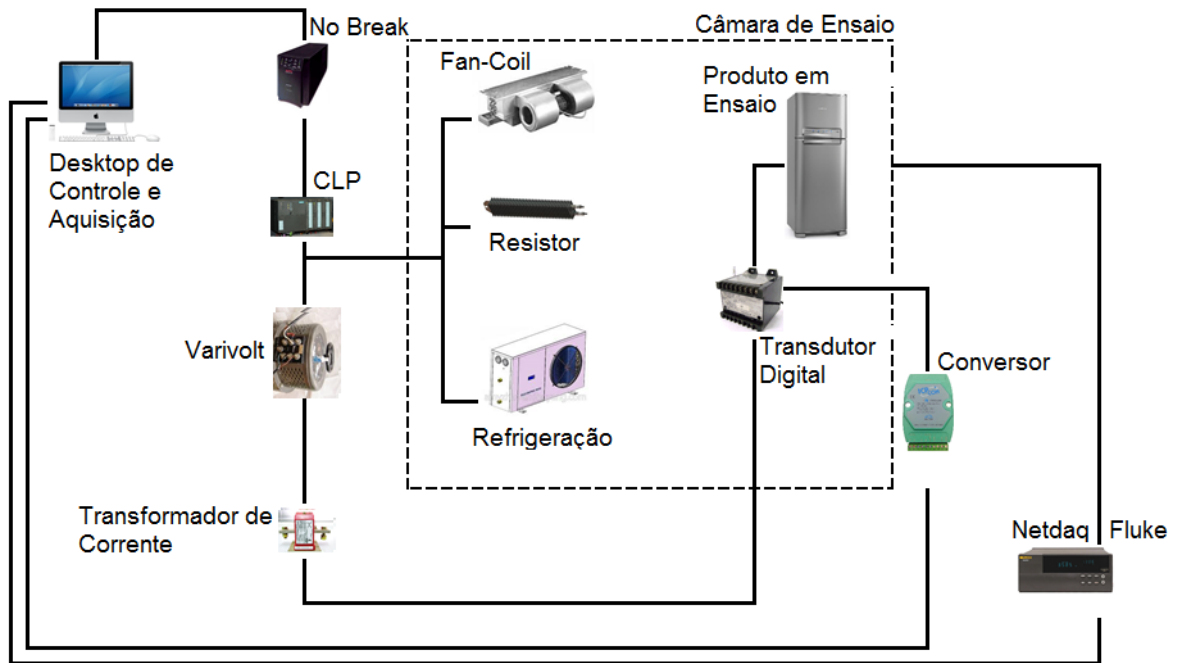


Figura 18 - Sistema de controle e aquisição de dados da câmara de ensaio.
Fonte: O Autor.

4.5.2. Massa de água evaporada na calha de degelo

Para o ensaio de evaporação de água na calha de degelo, as condições do ar ambiente foram de 32°C e umidade relativa de 70%. O produto será programado para que o ciclo *on* do compressor seja de 100%, assim como no ensaio para o levantamento da curva empírica da temperatura do casco do compressor ao longo do tempo. O compressor só desliga quando o produto entrar em processo de degelo.

O dreno que escoava a água do degelo para a calha coletora foi desviado para que a água proveniente do degelo não escoasse para a calha, uma vez que a quantidade de água adicionada na calha tem temperatura e volume padronizados descritos nesta subseção.

800 ml de água foram estabilizados com a temperatura ambiente e adicionadas na calha de degelo no início do ciclo de degelo. O monitoramento do volume de água na calha de degelo foi feito por medição do nível da água ao longo de 10 horas, com um intervalo de uma hora entre cada medição. A temperatura da água na calha de degelo foi monitorada por termopares. Os resultados do ensaio foram comparados com os resultados da simulação do modelo proposto.

5. RESULTADOS

Neste Capítulo são apresentados os resultados obtidos no experimento e através das simulações computacionais do modelo matemático, descrito no Capítulo 3. Primeiro é mostrada a validação do modelo matemático através da comparação dos resultados teóricos com os resultados experimentais. Em seguida são apresentados os resultados teóricos ressaltando as melhorias que podem ser feitas para que o processo de evaporação da água da calha de degelo seja mais eficiente.

5.1. Validação do Modelo Proposto

Antes de apresentar a validação do modelo proposto, são apresentados os dados de entrada para as simulações computacionais. A Tabela 4 apresenta esses parâmetros e propriedades utilizados como dados de entrada.

Tabela 4 - Dados de entrada para a validação do modelo.

T_a	[°C]	32,0
ϕ_a	[%]	70,0
V_a	[m/s]	0,04
A_c	[m ²]	0,04522696
A'_{calha}	[m ²]	0,011633126
$T_{c,0}$	[°C]	32,0

Para a validação do modelo proposto, foi realizado um ensaio em um refrigerador da marca Electrolux modelo DF54, com tensão e frequência de 127V e 60Hz, respectivamente, empregando um compressor Embraco de modelo EM2U80.

A correlação da curva da temperatura do casco do compressor apresentou um desvio máximo de 2,4% em relação aos dados coletados experimentalmente, seguindo o método de testes descrito na subseção 4.5.1. As constantes encontradas para a correlação, que segue a equação (3.10), foram de $c_1 = 82$, $c_2 = -200$ e $c_3 = 524$. A curva proposta, junto aos dados experimentais coletados pode ser vista no Gráfico 3.

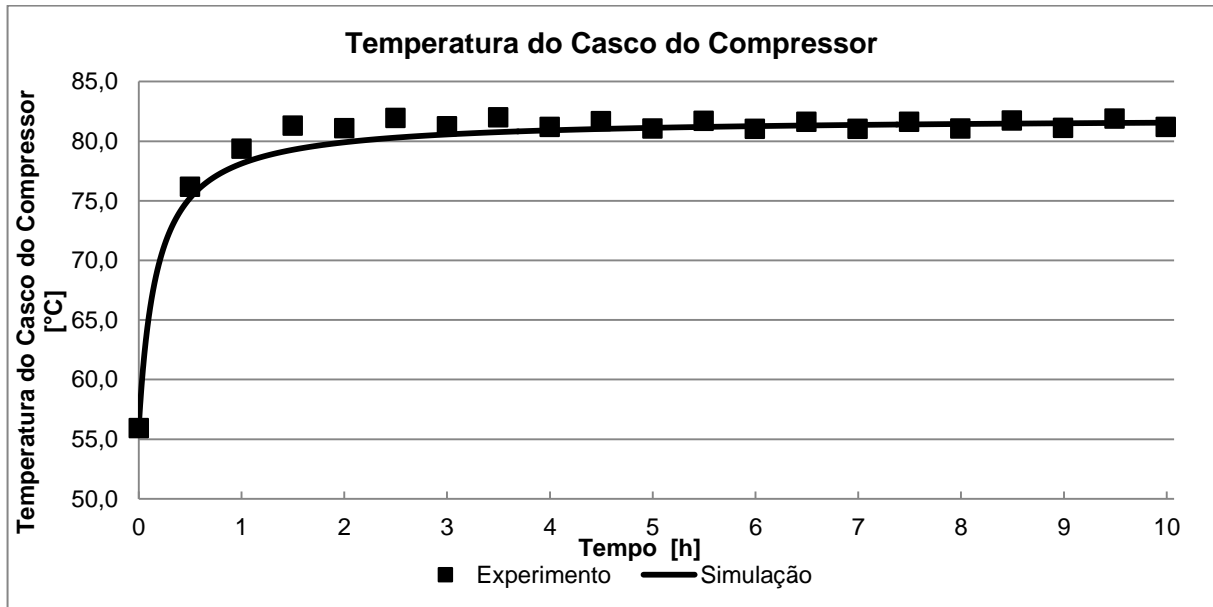


Gráfico 3 - Temperatura do casco do compressor ao longo do tempo. Dados simulados e experimentais.

O ensaio realizado para se obter a massa de água evaporada na calha de degelo foi realizado em uma temperatura ambiente de 32°C com umidade relativa de 70%, descrito na seção 4.5.2. De hora em hora, ao longo de 10 horas de teste, o nível da água era medido para se obter o volume evaporado. Assim foram obtidos 10 pontos experimentais. A temperatura da água na calha de degelo foi medida de 30 em 30 segundos pelo computador de aquisição de dados. O resultado da simulação para a temperatura da água na calha de degelo, junto com os pontos experimentais obtidos anteriormente, é mostrado no Gráfico 4.

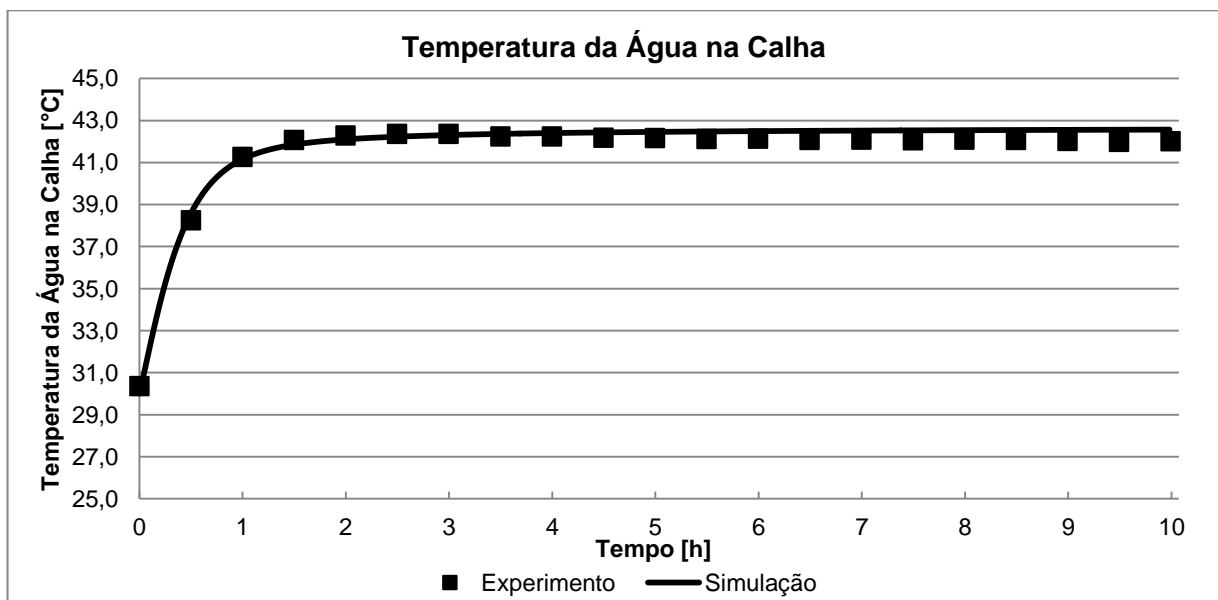


Gráfico 4 - Variação da temperatura da água na calha de degelo ao longo do tempo. Dados simulados e experimentais.

O desvio máximo encontrado para a temperatura simulada foi de 1,4% em relação aos pontos experimentais obtidos.

O modelo usa uma correlação para calcular a taxa de evaporação definida pela equação (3.20) para a temperatura encontrada em cada iteração. A massa evaporada ao longo do tempo obtida pela simulação e os nove pontos medidos de hora em hora, a partir da segunda hora de teste é mostrada no Gráfico 5.

O desvio máximo encontrado na massa de água evaporada foi de 121% e ocorreu na segunda hora de teste. Na terceira hora de teste, o desvio foi de 55%. A partir da quinta hora de teste, o desvio máximo foi de 12%, a média do desvio nas últimas seis horas de teste foi de 6%. Métodos mais apurados para se medir o nível da água, como sensores de nível e/ou proximidade, poderiam reduzir o desvio encontrado nas horas iniciais de teste. No entanto, para efeito de engenharia, o resultado da validação foi satisfatório. Dessa forma, o modelo numérico foi usado para propor implementação de melhorias na calha de degelo e sua montagem no compressor.

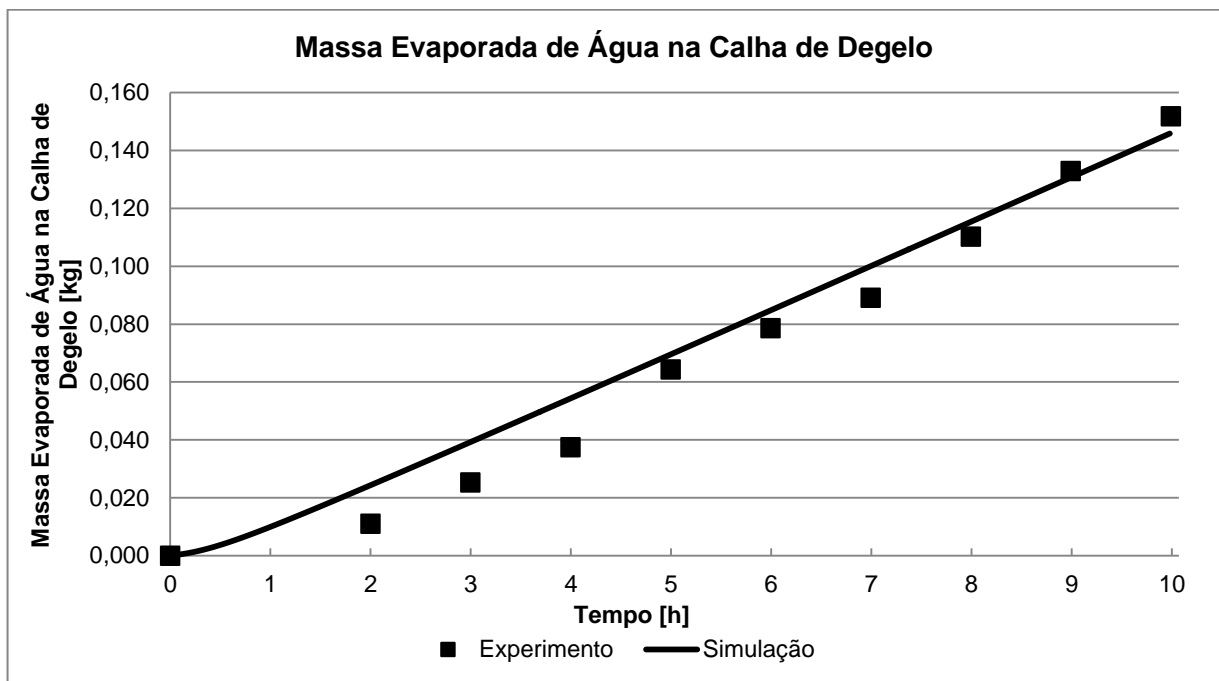


Gráfico 5 - Massa de água evaporada ao longo do tempo. Dados simulados e experimentais.

5.2. Propostas de melhorias

Três melhorias foram pensadas e avaliadas por meio de simulação computacional:

- Mudança do material da calha de polipropileno para alumínio (mantendo a geometria);
- Desviando 300 mm de tubo vindo da descarga do compressor e passando pela calha de degelo, antes de ir para o condensador (tubo auxiliar);
- Uso de pasta térmica na montagem da calha no compressor, para melhorar o contato (aplicada em toda a área de contato disponível).

Essas propostas foram simuladas na ordem apresentada, cada uma sendo acrescentada à próxima, de forma cumulativa. O tempo de simulação foi de 30 horas para todas as propostas.

Em todas as propostas simuladas, o conceito de ciclagem do compressor foi adicionado ao modelo original, onde o compressor passa por ciclos de *ON* e *OFF* de acordo com o controle de temperatura do refrigerador. Na simulação, tempos fixos de 30 minutos de compressor ligado e 30 minutos de compressor desligado intermitentes foram implementados.

Também, de forma padrão em todas as simulações, um degelo foi previsto para acontecer após 24 horas de simulação, onde 200 gramas de água a 6,4°C entram na calha de degelo proveniente do degelo do evaporador, para analisar a recuperação da temperatura após esse distúrbio.

Para efeito dos gráficos de temperatura, foi determinado que, quando toda a água da calha for evaporada, a temperatura calculada para a água irá se manter constante (i.e. $T_i = T_{i-1}$) até que uma nova quantidade de água entre na calha após um degelo.

5.2.1. Configuração 1: Alteração do material da calha de degelo

O material da calha do produto testado era polipropileno, essa proposta substitui a calha original por uma calha de alumínio, mantendo a geometria, ou seja, a espessura, a área de evaporação e a área de contato com o compressor se mantiveram.

O resultado comparando as temperaturas da água na calha para as calhas de polipropileno e de alumínio pode ser visto no Gráfico 6. A comparação entre as quantidades de massa evaporada para cada um dos materiais de calha é mostrada na Gráfico 7.

O ganho percentual na temperatura da água na calha de degelo no final de um ciclo *on* do compressor foi de 3,4%. Esse acréscimo na temperatura da água quando usada uma calha de alumínio representou um acréscimo de 13,2% na massa de água evaporada em relação à calha de polipropileno ao final de 30 horas de simulação.

O degelo previsto para ocorrer após 24h de simulação incluiu no volume de controle 200 gramas de água a 6,4°C. No Gráfico 6 é possível notar o impacto dessa massa fria de água degelada na temperatura da água contida na calha de degelo, que cai de 40,4°C para 11,7°C quase que instantaneamente. A recuperação completa da temperatura da água na calha de degelo só ocorre após 2h22min depois da massa de água fria ter entrado na calha. No Gráfico 7 é possível notar uma redução na taxa de evaporação da calha ao longo deste tempo de recuperação de temperatura.

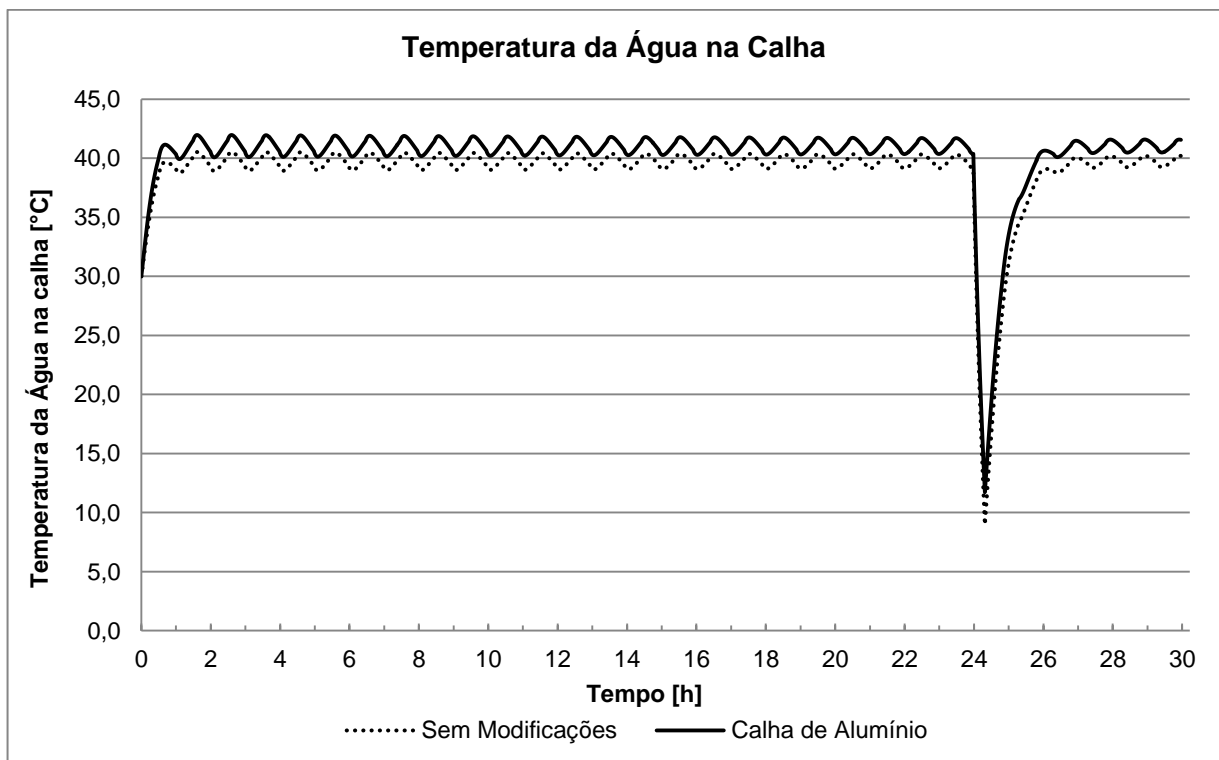


Gráfico 6 - Temperatura da água na calha ao longo do tempo para as calhas de Polipropileno e de Alumínio.

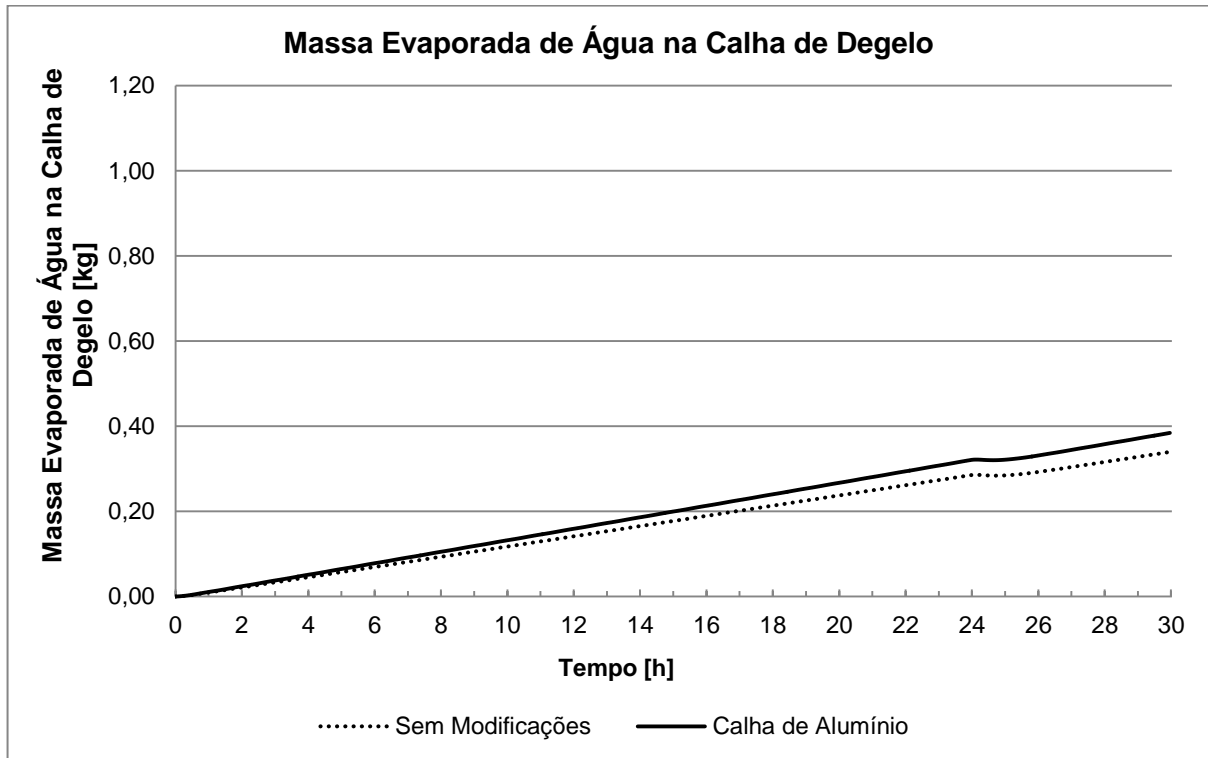


Gráfico 7 - Massa de água evaporada na calha ao longo do tempo para as calhas de Polipropileno e de Alumínio.

5.2.2. Configuração 2: Alteração no material da calha de degelo e adição de 300 mm de tubo auxiliar dentro da calha

Uma prática vista em vários refrigeradores é fazer com que um comprimento do tubo da descarga do compressor passe por dentro da calha de degelo. Isso tem dois importantes impactos no produto: melhora a condensação pela troca de calor entre a água e o tubo e também aumenta a temperatura da água na calha de degelo, aumentando, portanto, a sua taxa de evaporação.

Nessa proposta simulada, foram modelados 300 mm de tubo da descarga passando por dentro da calha de degelo, em contato direto com a água ali contida. O tubo modelado se aquece ao longo de um ciclo de compressor *on*, quando há a passagem de gás em alta pressão em seu interior, e tem sua temperatura igualada à temperatura da água na calha de degelo durante o ciclo *off* do compressor. A equação da temperatura desse tubo auxiliar ao longo do ciclo *on* para essa simulação computacional foi a mesma equação encontrada por Xie e Bansal (1999), mostrada na equação (3.15).

O resultado comparando as temperaturas da água na calha para a calha sem nenhuma modificação e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar pode

ser visto no Gráfico 8. A comparação entre as quantidades de massa evaporada para cada uma dessas configurações é mostrada na Gráfico 9.

O ganho percentual na temperatura da água na calha de degelo no final de um ciclo *on* do compressor foi de 12,1% para essa configuração quando comparada à calha sem modificações. Esse acréscimo na temperatura da água quando usada uma calha de alumínio combinada com 300 mm de tubo auxiliar representou um acréscimo de 52,3% na massa de água evaporada em relação à calha sem nenhuma modificação ao final de 30 horas de simulação.

No Gráfico 8 também é possível notar o impacto da massa de água degelada na temperatura da água contida na calha de degelo, que cai de 42,7°C para 15,3°C. A recuperação completa da temperatura da água na calha de degelo nesta configuração ocorre após 1h33min depois da massa de água fria ter entrado na calha. No Gráfico 9 é possível notar uma redução na taxa de evaporação da calha ao longo deste tempo de recuperação de temperatura.

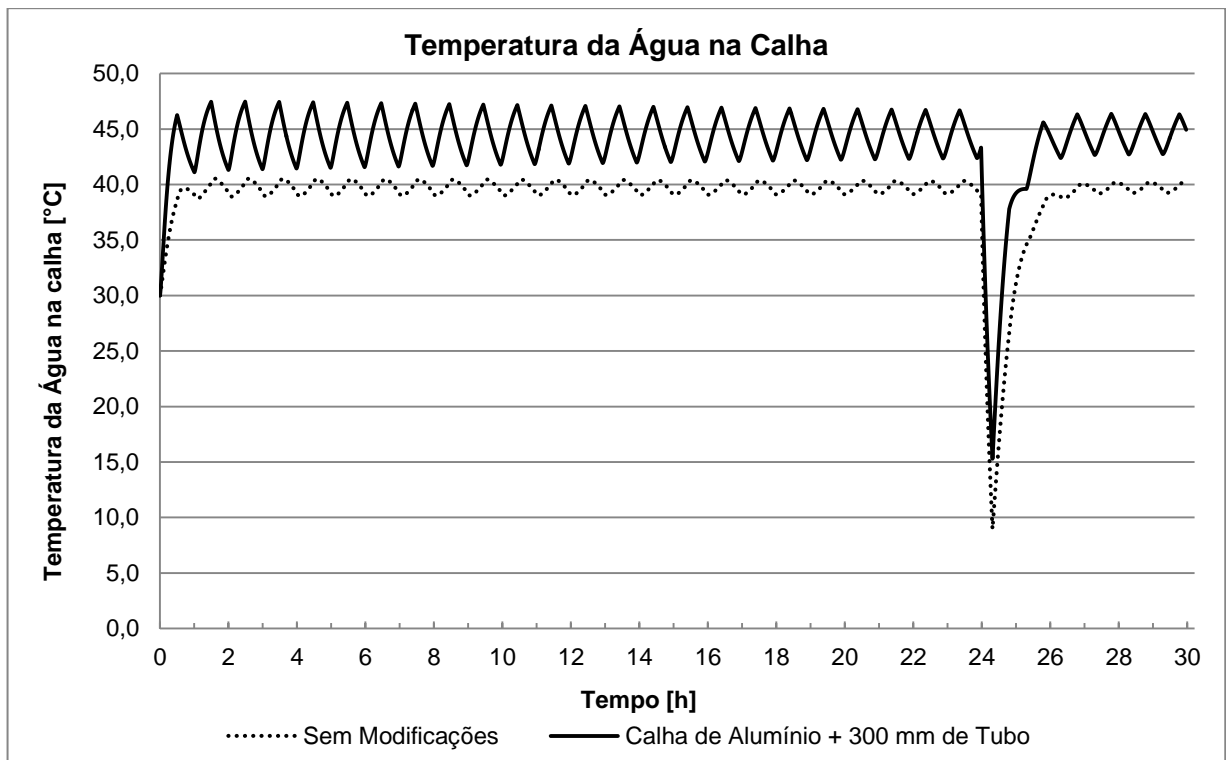


Gráfico 8 - Temperatura da água na calha ao longo do tempo para a calha sem modificações e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar.

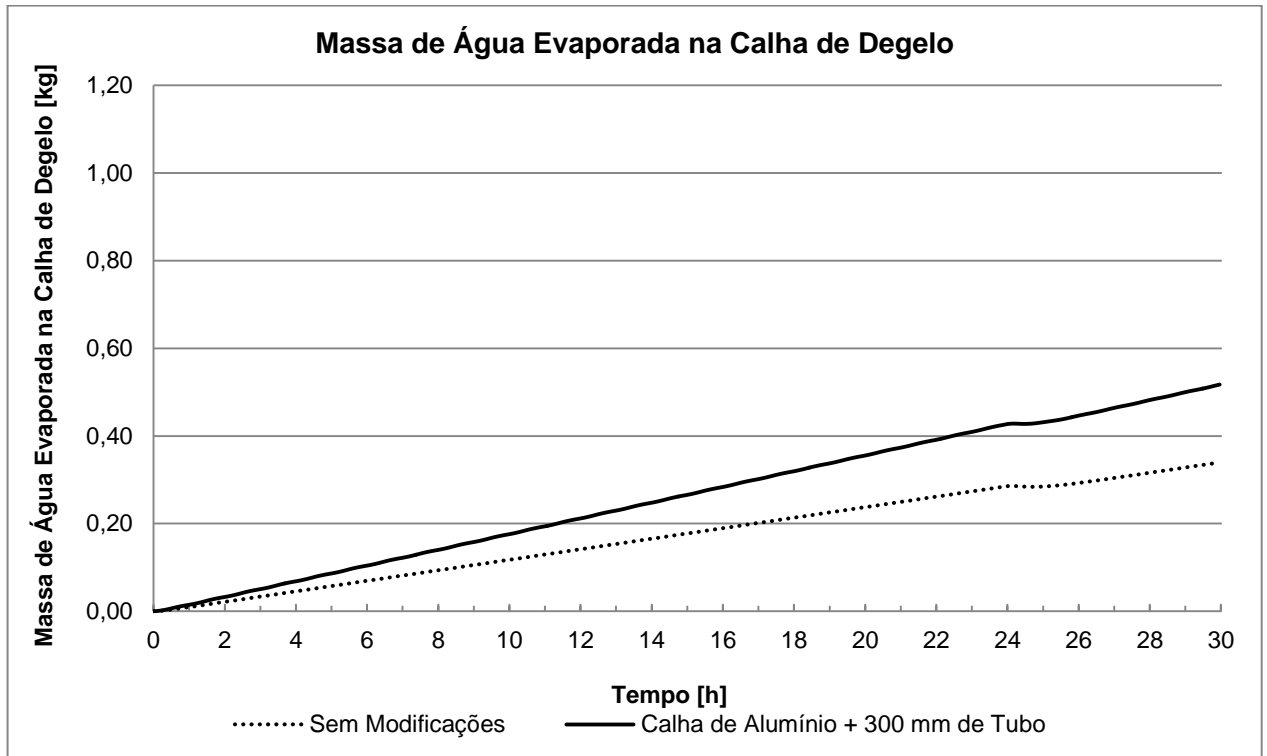


Gráfico 9 - Massa de água evaporada na calha ao longo do tempo para a calha sem modificações e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar.

5.2.3. Configuração 3: Alteração no material da calha, com adição de 300 mm de tubo auxiliar e uso de pasta térmica no contato entre calha e compressor

A maior fonte de calor no sistema originalmente avaliado é o compressor, dessa forma, se melhorarmos o contato na montagem da calha, podemos aproveitar melhor essa energia. A proposta agora, adicionalmente às anteriores, é usar pasta térmica na montagem da calha no topo do compressor, para que as camadas de ar que existem pelo contato imperfeito sejam substituídas por uma pasta térmica, que possui uma condutividade térmica cerca de 14 vezes maior do que o ar. A pasta térmica é um composto químico com boas propriedades de condução térmica.

Nessa proposta simulada, a camada de ar entre calha e compressor, estimada em 0,9 mm com uma condutividade térmica de 0,028 W/m.K foi substituída por uma camada de pasta térmica, com mesma espessura, mas com condutividade térmica de 0,4 W/m.K. Os dados usados para a implementação da pasta térmica foram retirados do site do fabricante *Implastec*, usando uma pasta térmica composta por silicone de alto peso molecular, suportando temperaturas de até 250°C. Além disso, as propostas anteriores se mantiveram, ou seja, essa simulação usa uma calha de alumínio, com

300 mm de tubo auxiliar passando por dentro da calha e o uso da pasta térmica em toda área de contato entre calha e compressor.

O resultado comparando as temperaturas da água na calha para a calha sem nenhuma modificação e para o modelo com calha de alumínio, com 300 mm de tubo auxiliar passando por dentro da calha e o uso da pasta térmica na montagem da calha no compressor pode ser visto no Gráfico 10. A comparação entre as quantidades de massa evaporada para cada uma dessas configurações é mostrada na Gráfico 11.

O ganho percentual na temperatura da água na calha de degelo no final de um ciclo ON do compressor foi de 63,0% para essa configuração quando comparada à calha sem modificações. Após 14h30 de tempo simulado, a melhoria proposta nessa subseção já havia evaporado toda a água contida na calha. Nesse momento, a massa evaporada para essa melhoria proposta é 519,9% maior do que a massa evaporada no mesmo instante para a configuração sem modificações.

Também para esta configuração estava previsto um degelo após 24h de simulação, porém quando as 200 gramas a 6,4°C previstas no degelo entraram na calha de evaporação, ela já estava vazia. No entanto, essa nova massa de água levou apenas 35 minutos para atingir novamente o patamar estável de temperatura que a água na calha apresentava antes de ser completamente evaporada.

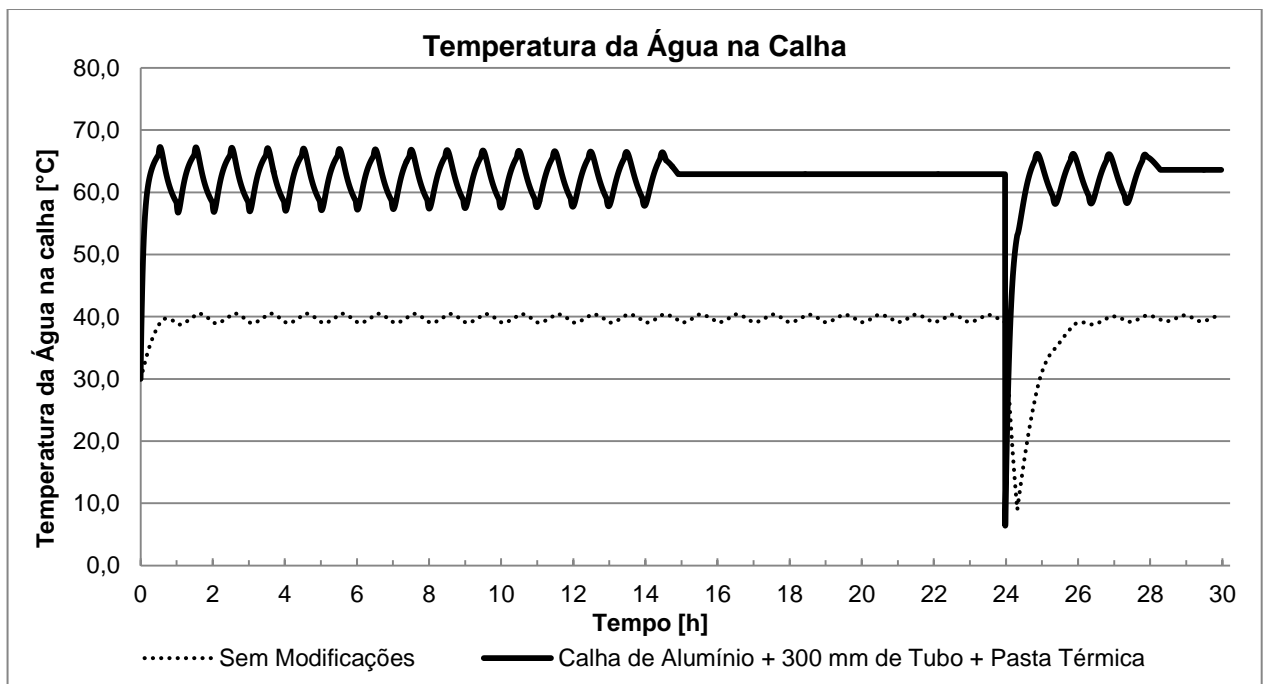


Gráfico 10 - Temperatura da água na calha ao longo do tempo para a calha sem modificações e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar e pasta térmica na interface da calha e compressor.

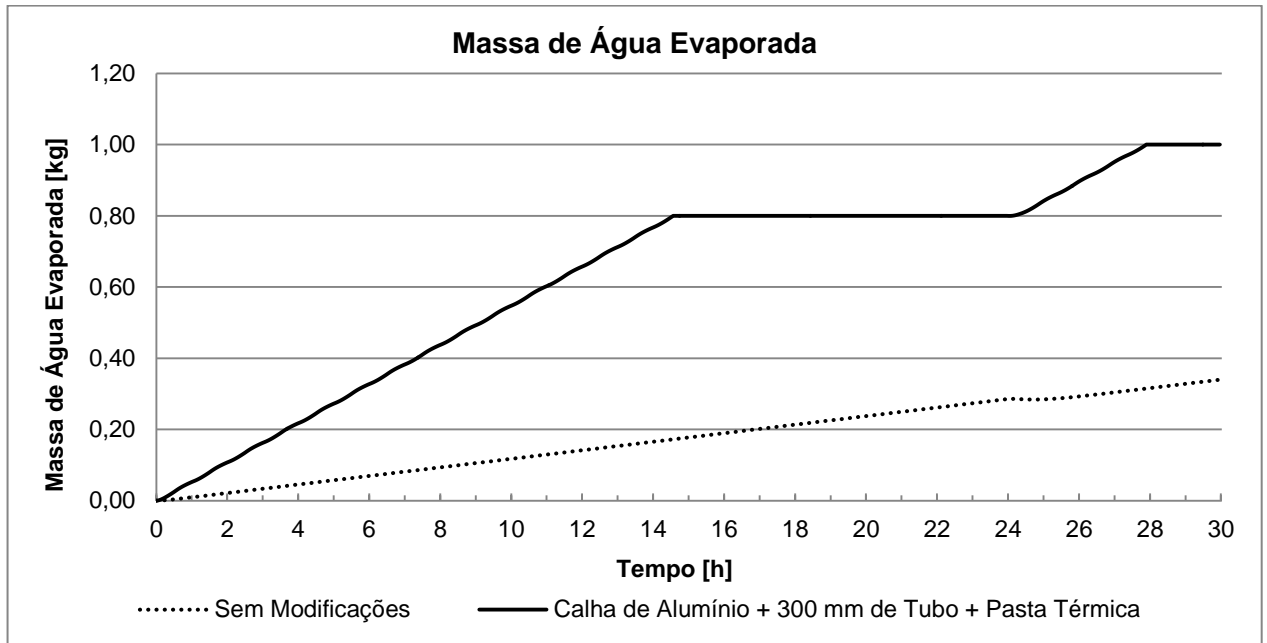


Gráfico 11 - Massa de água evaporada na calha ao longo do tempo para a calha sem modificações e para a calha de alumínio com 300 mm de tubo auxiliar e uso de pasta térmica na montagem da calha no compressor.

6. CONCLUSÕES

Esse trabalho de conclusão de curso teve como objetivo aplicar um modelo computacional para a previsão da massa de água evaporada em uma calha de degelo de um refrigerador doméstico *frost free*. O modelo base usado foi o proposto por Xie e Bansal (1999), com o conceito de ciclagem do compressor implementada pelo autor. Após a validação do modelo pela comparação dos resultados simulados computacionalmente com resultados obtidos em ensaios em câmara de teste, três propostas de melhoria foram aplicadas, extrapolando a configuração inicial da calha de degelo do produto testado. Foi simulado uma calha feita de alumínio, um tubo auxiliar passando pela água contida na calha e o uso de pasta térmica na montagem da calha no compressor.

Na configuração 1 mostrada na subseção 5.2.1 foram simuladas 30 horas de funcionamento do produto com a aplicação de uma calha de alumínio no lugar da calha de polipropileno usada no produto atualmente. O ganho de temperatura da água na calha de degelo foi de 3,4% em relação à solução usada atualmente no produto, isso gerou um ganho de 13,2% na massa evaporada na calha de degelo. O tempo de recuperação de temperatura da água contida na calha de degelo após 200g de água degelada do evaporador do refrigerador a 6,4°C foi de 2h22min.

Com os resultados obtidos, conclui-se que o uso de uma calha de alumínio substituindo a calha de polipropileno, mantendo a mesma geometria, não promove ganhos significativos na evaporação da água degelada. Contudo, as possibilidades de manufatura de cada um desses materiais podem permitir projetos diferentes da geometria da calha de degelo, podendo assim ser sugestões de trabalhos de pesquisa futuros.

Na configuração 2, mostrada na subseção 5.2.2, também foram simuladas 30 horas de funcionamento do produto, agora com a aplicação da calha de alumínio ao invés da calha de polipropileno e, adicionalmente, foram inseridos 300 mm de tubo auxiliar dentro da calha, em contato com a água nela contida. Esse tubo auxiliar sai da descarga do compressor e, antes de ir para o condensador, passa pela calha de degelo, entregando mais energia à água ali contida ao mesmo tempo que promove uma condensação mais eficiente do gás refrigerante. Para essa configuração simulada, o ganho de temperatura na água da calha de degelo foi de 12,1% em

relação à condição atual do refrigerador, isso resultou em um ganho de 52,3% na massa evaporada na calha de degelo. A recuperação da temperatura da água contida na calha de degelo após 200g de água degelada do evaporador do refrigerador a 6,4°C levou 1h33min.

Esta configuração se torna muito interessante pois, além de promover um aumento de 52,3% na taxa de evaporação da água na calha, que é um valor bastante relevante, também melhora os processos de condensação do gás refrigerante, melhorando de forma geral o sistema de refrigeração, gerando ganhos de performance em duas frentes de análise de um refrigerador.

A configuração 3, mostrada na subseção 5.2.3, também simulou o funcionamento do refrigerador ao longo de 30h, com a implementação de uma calha de alumínio no lugar da calha de polipropileno, do tubo auxiliar de 300 mm passando dentro da calha e em contato com a água e, adicionalmente, o uso de pasta térmica na montagem da calha no topo do compressor, com o objetivo de melhorar a condução térmica entre esses dois componentes.

Como a maior fonte de calor para a água na calha de degelo é o calor rejeitado pelo compressor, a melhoria do contato desses componentes gerou os resultados mais relevantes para a eficiência da evaporação de água. Essa configuração promoveu um aumento de 63,0% na temperatura da água contida na calha de degelo quando comparadas com o refrigerador sem nenhuma melhoria aplicada. Esse ganho em temperatura resultou em um aumento de 519,9% da massa evaporada de água degelada, sendo assim a única das configurações avaliadas que promoveu uma evaporação completa da água que estava contida inicialmente na calha de degelo e também das 200g adicionadas no momento de degelo do evaporador do produto. Essa massa adicional de 200g a 6,4°C atingiu novamente o patamar de temperatura anterior em apenas 35 minutos.

Com os resultados avaliados da configuração 3, notou-se que é essencial o contato entre calha e compressor, para que essa energia rejeitada seja aproveitada ao máximo para o aquecimento da água na calha. Os ganhos foram muito mais significativos do que as configurações anteriores. O processo normal de montagem gera regiões sem contato, formando lâminas de ar que prejudicam a transferência de calor, por mais que bem dimensionado para promover um contato total. A aplicação de pasta térmica na montagem visa remover essas regiões de ar, substituindo-as pela

pasta térmica simulada que possui uma condutividade térmica 14 vezes maior que o ar.

Devido ao seu baixo ganho em performance de evaporação, a calha feita de alumínio não se mostra como uma proposta interessante, além de apresentar elevado custo de produção. Pelo fato da implementação de um tubo auxiliar não melhorar apenas a evaporação de água na calha de degelo, mas também o desempenho do sistema de refrigeração como um todo, essa proposta se torna bastante interessante, mesmo que não promova um ganho tão alto quanto o uso da pasta térmica. Os resultados mostraram que o uso da pasta térmica é a melhoria que promove o maior ganho em evaporação de água na calha de degelo. O uso de pasta térmica somada às propostas de melhorias anteriores foi a única configuração que promoveu a evaporação completa após 30h de simulação, incluindo a quantidade adicionada após 24h, no momento de degelo. Assim, o uso de pasta térmica se mostra como a melhoria de maior impacto em eficiência e deve ser considerada uma forte candidata para a melhoria do processo de evaporação.

Uma calha de degelo não pode transbordar, tampouco acumular quantidades de água por muito tempo. Esse trabalho ataca um problema real enfrentado no desenvolvimento de produto, ligado ao uso real e experiência do cliente. Com o uso de uma ferramenta computacional, o tempo de desenvolvimento é reduzido, pois seus resultados direcionam as aplicações, mostrando se elas são ou não relevantes na melhoria do processo. Isso economiza tempo de teste e a mão-de-obra especializada pode ser direcionada a atividades com maiores exigências.

Os objetivos descritos no primeiro capítulo deste trabalho foram satisfatoriamente atingidos. Trabalhos futuros podem ser desenvolvidos abordando a formação de gelo nos evaporadores de refrigeradores *frost free*, que combinados com a eficiência de degelo, podem estimar a quantidade e a temperatura de água degelada, tornando mais refinado um dado de entrada para o modelo usado no atual trabalho. Também estudos podem ser desenvolvidos analisando o efeito do acabamento superficial da calha de degelo que está em contato com a água degelada, e se ela tem algum impacto relevante à evaporação da água por aumento de temperatura ou até mesmo favorecimento de nucleação de bolhas.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BANSAL, P. L.; XIE, G. A unified empirical correlation for evaporation of water at low air velocities. **International communications in heat and mass transfer**, v. 25, n. 2, p. 183-190, 1998.

BANSAL, P. K.; XIE, G. A simulation model for evaporation of defrosted water in household refrigerators. **International journal of refrigeration**, v. 22, n. 4, p. 319-333, 1999.

BANSAL, Pradeep; FOTHERGILL, David; FERNANDES, Ryan. Thermal analysis of the defrost cycle in a domestic freezer. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 3, p. 589-599, 2010.

BEJAN, Adrian. **Heat Transfer**, 1st ed. New York: Wiley, 1993

DA SILVA, Diogo L.; HERMES, Christian JL; MELO, Claudio. First-principles modeling of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 14, p. 2616-2621, 2011.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, 6th edn, 2006.

MELO, Cláudio; KNABBEN, Fernando T.; PEREIRA, Paula V. An experimental study on defrost heaters applied to frost-free household refrigerators. **Applied thermal engineering**, v. 51, n. 1, p. 239-245, 2013.

NELLIS, Gregory ; KLEIN, Sanford. **Heat Transfer**, 1st ed. New York: Cambridge University Press, 2009

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeration and air conditioning**, 1982. Mc GrawHill Book Co, New York.

XIE, G.; BANSAL, P. K. Analysis of defrosted water evaporation from three water trays in refrigerators. **Applied thermal engineering**, v. 20, n. 7, p. 651-669, 2000.

YAN, Wei-Mon et al. Performance of finned tube heat exchangers operating under frosting conditions. **International journal of heat and mass transfer**, v. 46, n. 5, p. 871-877, 2003.

ZAKRZEWSKI, B. Optimal defrost cycle for the air cooler. **International journal of refrigeration**, v. 7, n. 1, p. 41-45, 1984.