

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

Fernando Testoni Knabben

**UM ESTUDO IN-SITU DA FORMAÇÃO DE GEADA EM
EVAPORADORES NO-FROST**

Florianópolis, SC

Setembro de 2010

Fernando Testoni Knabben

**UM ESTUDO IN-SITU DA FORMAÇÃO DE GEADA EM
EVAPORADORES NO-FROST**

Dissertação submetida ao
Programa de Pós-Graduação da
Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do Grau
de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Cláudio Melo,
Ph. D.

Co-orientador: Prof. Christian J. L.
Hermes, Dr. Eng.

Florianópolis, SC

Setembro de 2010

Catálogo na fonte elaborada pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

K67e Knabben, Fernando Testoni

Um Estudo in-situ da Formação de Geadas em Evaporadores No-Frost [dissertação] / Fernando Testoni Knabben; orientador, Cláudio Melo, co-orientador, Christian Johann Losso Hermes. – Florianópolis, SC, 2010.

126 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Geadas. 3. Evaporadores. 4. Refrigeradores. I. Melo, Cláudio. II. Hermes, Christian Johann Losso. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU 621

Fernando Testoni Knabben

**UM ESTUDO IN-SITU DA FORMAÇÃO DE GEADA EM
EVAPORADORES NO-FROST**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
“Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo
Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 20 de setembro de 2010

Prof. Cláudio Melo, Ph. D. - Orientador

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr. Eng. - Co-Orientador (UFPR)

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D. Sc. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Júlio César Passos, Dr. - Presidente

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph. D.

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph. D.

Aos meus pais, **Jacob e Cleide**,
e a minha irmã, **Carolina**,
pelo carinho, compreensão e conselhos dados.

À **Karine**, pelo
amor e paciência nos momentos difíceis.

AGRADECIMENTOS

Aos meus orientadores, em especial, ao Prof. Cláudio Melo, pela estrutura de altíssimo nível disponibilizada para o desenvolvimento das atividades, além de todos os conhecimentos transmitidos, e ao Prof. Christian J. L. Hermes, pela excelente orientação, dedicação e incentivo.

Aos companheiros Carlos Adriano da Luz, Daniel Hartmann e Luciano Vambommel pela amizade, e pelo apoio incondicional e empenho nas atividades desenvolvidas.

Aos colegas de curso, Maicon Waltrich, Roger Shipmann Eger, Bruno Pussoli, Paulo Vinícius Trevizoli, Diogo Lôndero da Silva, Elias Gava Colombo, Rafael Baungartner, Gustavo Portella Montagner, João Paulo Dias, Joel Boeng, Felipe Schramm, Eduardo Arceno e Thiago Zolet, pela amizade e discussões.

Aos colegas Deivid dos Santos de Oliveira, Fabiano Vambommel, Milton Miguel Pedroso Seifert, Rafael Rodrigo Goes, Rodrigo Freitas, Silvano Ramos Nunes, Fábio Eduardo Kulicheski, Paulo Christian Sedrez e William José Longen, pelo companheirismo, contribuição e momentos de alegria.

Ao Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, a Alexsandro dos Santos Oliveira e a Edilson Frutuoso Júnior por toda colaboração na construção do aparato experimental.

Ao engenheiro Luís Antônio Torquato Vieira, do POLO, e aos engenheiros Robson Olímpio Piucco, Rodrigues Stahelin e Públio O. O. Duarte, da Whirlpool S.A., pelas discussões e conhecimentos compartilhados.

Ao CNPQ e à Whirlpool S.A. pelo suporte financeiro.

A todos aqueles que contribuíram de alguma forma.

***“Faça bem feito ou não faça;
O que não dá trabalho não tem valor;
O simples é complicado.”***

As 3 máximas de Milton M. P. Seifert

RESUMO

A formação de geada em evaporadores é um fenômeno inevitável e indesejável, uma vez que degenera a capacidade de refrigeração e o desempenho do sistema. A perda de desempenho ocorre porque a camada de geada aumenta não só a resistência térmica entre o ar e os tubos aletados, mas também a restrição ao escoamento de ar, o que faz com que tanto a vazão deslocada pelo ventilador como a condutância térmica do evaporador diminuam. Com a redução na taxa de transferência de calor no evaporador, as temperaturas internas do refrigerador tendem a aumentar e isso exige que o compressor permaneça mais tempo ligado. Por essa razão, a geada deve ser periodicamente removida pela ação de uma resistência elétrica, o que eleva o consumo de energia. A busca crescente por um melhor entendimento desses fenômenos, bem como por alternativas para minimizar o crescimento da geada em evaporadores, deu origem a diversos procedimentos experimentais e a modelos matemáticos voltados à formação de geada em evaporadores. Entretanto, na ampla maioria dos trabalhos, os experimentos foram conduzidos em túnel de vento, onde o evaporador é submetido a condições uniformes de temperatura, umidade e vazão em sua entrada, o que não ocorre em aplicações reais típicas. Para preencher esta lacuna, foram realizados experimentos com o evaporador montado em sua posição normal, dentro de um refrigerador *frost-free* do tipo *top-mount*. O sistema de refrigeração do produto foi substituído por um calorímetro especialmente construído para tal finalidade, capaz de controlar não só a pressão de evaporação, mas também o grau de superaquecimento no evaporador. Além disso, desenvolveu-se um modelo computacional para prever o acúmulo de geada em cada fileira do evaporador. O modelo foi validado contra dados experimentais, quando se observaram desvios da ordem de $\pm 10\%$ na estimativa da massa de geada acumulada. Finalmente, foram realizados ensaios experimentais para investigar oportunidades de melhoria do sistema de degelo do evaporador, quando se observou um aumento da eficiência de degelo de 25 para 60%.

ABSTRACT

Frost accumulation in evaporators is an unavoidable and undesirable phenomenon, since it reduces the cooling capacity and the system performance. The capacity depletion takes place because the frost layer not only increases the thermal resistance between the air and the finned tubes but also decreases the air flow passage and thus the airflow rate. As a consequence, the evaporator heat transfer rate decreases followed both by a rise in the cabinet internal temperatures and in the compressor on-time. The frost must then be periodically removed by electrical heaters, with a negative impact both in the thermal load and energy consumption. The need for a better understanding of the frost accumulation process in no-frost evaporators has stimulated several experimental and theoretical studies on this issue during the past decades. However, most of these studies have investigated the frost accumulation process using a wind-tunnel test facility, with uniform air velocity, temperature and humidity at the evaporator inlet, which unlikely occur in typical frost-free refrigerators. In order to cover this lacuna, experiments were conducted with the evaporator mounted inside a dual-compartment refrigerator, exactly as it appears in an existing product. The original refrigeration system was replaced by a purpose-built calorimeter to control not only the evaporating pressure but also the evaporator superheating. A two-dimensional mathematical model to predict the frost accumulation on each of the evaporator rows was also developed and validated against experimental data. It was found that the model predictions follow closely the frost mass experimental trends, with most the predictions falling within $\pm 10\%$ error bands. Finally, some experimental and numerical analyses were also carried out to measure and propose alternatives to increase the defrost efficiency. It was found that the defrost efficiency could be improved from 25% to 60%, depending on the heater power and distribution.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Experimento de William Cullen	1
Figura 1.2 – Esquema do ciclo proposto por Jacob Perkins	2
Figura 1.3 – Distribuição do ar no interior de um refrigerador <i>frost-free</i> 3	
Figura 1.4 – Formação de geada num evaporador <i>no-frost</i> (Ozkan e Ozil, 2006).....	5
Figura 1.5 – Refrigerador estudado: Brastemp BRJ49 (foto: Whirlpool S.A.)	7
Figura 2.1 – Densidade da geada em função da temperatura da superfície (Hayashi, 1977)	12
Figura 2.2 – Instrumentação do refrigerador testado por Inan <i>et al.</i> (2002).....	14
Figura 3.1 – Trocadores de calor tubo-aleta: evaporador <i>no-frost</i> (esq.) e condensador (dir.).....	19
Figura 3.2 – Desenho esquemático do evaporador <i>no-frost</i> de aletas discretas.....	21
Figura 3.3 – Etapas da nucleação representadas numa carta psicrométrica (Piucco, 2008).....	22
Figura 3.4 – Estágios da formação de geada sobre uma superfície plana (Tao <i>et al.</i> , 1993).....	23
Figura 3.5 – Super-resfriamento mínimo para iniciar a nucleação (Piucco, 2008)	24
Figura 3.6 – Resistência elétrica tubular em alumínio	26
Figura 3.7 – Resistência elétrica de tubo de vidro (sem a calha de proteção).....	26
Figura 3.8 – Resistência elétrica do tipo <i>calrod</i>	27
Figura 4.1 – Vista frontal do modelo físico do evaporador.....	30
Figura 4.2 – Representação esquemática de dois volumes de controle. 31	
Figura 4.3 – Esquema da distribuição das vazões de ar entre os volumes	31
Figura 4.4 – Circuito de ar no interior do refrigerador.....	34
Figura 4.5 – Montagem de uma aleta sobre os tubos	38
Figura 4.6 – Representação do modelo de formação de geada (Hermes <i>et al.</i> 2009)	39
Figura 4.7 – Tortuosidade da camada de geada	43
Figura 4.8 – Perfil de umidade ao longo da camada de geada	44
Figura 4.9 – Perfil de temperatura ao longo da camada de geada	45
Figura 4.10 – Difusividade em função da temperatura	47

Figura 4.11 – Fluxograma do algoritmo de solução.....	50
Figura 5.1 – Vista geral do calorímetro de evaporadores <i>no-frost</i>	52
Figura 5.2 – Esquema do circuito de refrigeração do calorímetro	53
Figura 5.3 – Evaporador <i>no-frost</i>	55
Figura 5.4 – Tomada de pressão na região de entrada	56
Figura 5.5 – Termopares e tomada de pressão na região de saída	56
Figura 5.6 – Instrumentação do refrigerador.....	58
Figura 5.7 – Transdutor de umidade relativa: transmissor (esq.) e sonda (dir.)	59
Figura 5.8 – Sistema de umidificação e medição da massa de geada ...	59
Figura 5.9 – Janela para visualização do evaporador no fundo do refrigerador	60
Figura 5.10 – Esquema do funcionamento da câmara de testes (Piucco, 2008)	61
Figura 5.11 – Perfis de temperatura típicos do transiente de partida dos testes realizados	63
Figura 5.12 – Início da geração de vapor d’água e controle da umidade relativa	63
Figura 5.13 – Plano de testes: variação do grau de super-resfriamento	66
Figura 6.1 – Correlação para a densidade da geada.....	70
Figura 6.2 – Comparação para a queda de pressão: (a) testes 1, 2, 3 e 8, (b) testes 4, 5, 6 e 9	71
Figura 6.3 – Comparação para a vazão de ar: (a) testes 1, 2, 3 e 8, (b) testes 4, 5, 6 e 9.....	73
Figura 6.4 – Comparação para a capacidade de refrigeração: (a) testes 1 e 8, (b) testes 2 e 3, (c) testes 4 e 9, (d) testes 5 e 6	76
Figura 6.5 – Comparação para a massa de geada: (a) testes 1, 2, 3 e 8, (b) testes 4, 5, 6 e 9	78
Figura 6.6 – Comparativo entre os métodos de obtenção da massa de geada: Teste 1	78
Figura 6.7 – Comparativo entre os métodos de obtenção da massa de geada: Teste 2	79
Figura 6.8 – Comparativo entre os métodos de obtenção da massa de geada: Teste 3	79
Figura 6.9 – Formação de geada: teste 1.....	82
Figura 6.10 – Formação de geada: teste 2.....	84
Figura 6.11 – Espessura da geada na região central.....	84
Figura 6.12 – Espessura da geada nas laterais	85
Figura 6.13 – Formação de geada: teste 3.....	87
Figura 6.14 – Área livre de passagem no centro do evaporador: original	89

Figura 6.15 – Área livre de passagem no centro do evaporador: 1ª modificação	89
Figura 6.16 – Área livre de passagem no centro do evaporador: 2ª modificação	90
Figura 6.17 – Área livre de passagem no centro do evaporador: 3ª modificação	90
Figura 6.18 – Área livre de passagem no centro do evaporador: 4ª modificação	91
Figura 6.19 – Redução da capacidade de refrigeração para diferentes números de aletas	92
Figura 6.20 – Redução da massa de geada para diferentes números de aletas	92
Figura 6.21 – Curvas características para diferentes rotações	93
Figura 6.22 – Vazão em função do tempo para diferentes rotações do ventilador	94
Figura 6.23 – Massa de geada em função do tempo para diferentes rotações do ventilador	95
Figura 6.24 – Aparato utilizado para coletar o gelo derretido	97
Figura 6.25 – Potência x Tempo: Testes 2 e 3	98
Figura 6.26 – Degraus de potência para o teste 4	98
Figura 6.27 – Degraus de potência para o teste 5	99
Figura 6.28 – Distribuição da massa de geada nas fileiras do evaporador	101
Figura I.1 – Dados geométricos do evaporador (em milímetros)	113
Figura II.1 – Dispositivo para regulação manual da abertura do <i>damp</i> er (Hermes, 2006)	115
Figura II.2 – Túnel de vento para caracterização hidrodinâmica de gabinetes refrigerados	116
Figura II.3 – Esquema do ensaio para medição da vazão total	117
Figura II.4 – Esquema do ensaio para medição da vazão do freezer	118
Figura II.5 – Curvas de perda de carga para os trechos 4-1 e 2-3	119
Figura II.6 – Montagem do ventilador do refrigerador no túnel de vento	120
Figura II.7 – Curva característica do ventilador	120
Figura II.8 – Ajuste da curva característica do ventilador na faixa de interesse	121
Figura III.1 – Incerteza expandida para a vazão volumétrica total	125
Figura III.2 – Incerteza expandida para a capacidade de refrigeração	125
Figura III.3 – Incerteza expandida para a taxa de formação de geada	126

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Capacidade do compressor para condensação de 35 °C ...	53
Tabela 5.2 – Capacidade do compressor para condensação de 45 °C ...	54
Tabela 5.3 – Condições de teste.....	67
Tabela 6.1 – Quadro comparativo: queda de pressão.....	72
Tabela 6.2 – Quadro comparativo: vazão total	73
Tabela 6.3 – Quadro comparativo: capacidade de refrigeração	76
Tabela 6.4 – Modificações propostas.....	88
Tabela 6.5 – Alterações testadas	96
Tabela 6.6 – Distribuição da massa de geada no evaporador.....	100
Tabela 6.7 – Distribuição de calor proposta.....	101
Tabela I.1 – Distribuição de aletas do evaporador	113
Tabela II.1 – Vazão em função da abertura do <i>damper</i>	117
Tabela III.1 – Incertezas (u_s) associadas às variáveis diretas	123

NOMENCLATURA

Símbolos romanos

Símbolo	Descrição	Unidades
A_{face}	Área de face	[m ²]
A_{fin}	Área das aletas	[m ²]
A_i	Área interna dos tubos	[m ²]
A_{min}	Área mínima de passagem do escoamento	[m ²]
A_s	Área do volume de controle	[m ²]
A_t	Área externa dos tubos	[m ²]
B	Largura do evaporador	[m]
c_p	Calor específico a pressão constante do ar úmido	[J/kgK]
D	Difusividade do vapor d'água no ar	[cm ² /s]
D_{ef}	Difusividade efetiva do vapor d'água na geada	[cm ² /s]
d_{eq}	Diâmetro externo equivalente dos tubos	[m]
d_o	Diâmetro externo dos tubos	[m]
e_{eq}	Espessura equivalente das aletas	[m]
e_{fin}	Espessura das aletas	[m]
E_{id}	Energia idealmente necessária para derreter a geada	[J]
E_r	Energia real dissipada pela resistência de degelo	[J]
f	Fator de atrito	[adimensional]
$G_{máx}$	Velocidade mássica máxima	[kg/m ² s]
H	Altura do evaporador	[m]
Ha	Número de Hatta	[adimensional]

$h_{e,vc}$	Entalpia do ar no volume de controle da esquerda	[J/kg]
$h_{m,vc}$	Entalpia do ar no volume de controle do meio	[J/kg]
h_{sv}	Calor latente de dessublimação da água	[J/kg]
h_{sl}	Calor latente de fusão da água	[J/kg]
\dot{h}_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
\dot{h}_{ef}	Coefficiente efetivo de transferência de calor para o ar	[W/m ² K]
\dot{h}_i	Coefficiente de transferência de calor para o refrigerante	[W/m ² K]
\dot{h}_m	Coefficiente de transferência de massa	[kg/m ² s]
j	Fator de Colburn	[adimensional]
k_f	Condutividade térmica da geada	[W/mK]
K_n	Fatores de perda de carga	[adimensional]
$K_{retorno}$	Fator de perda de carga no trajeto de retorno do ar	[adimensional]
$K_{sucção}$	Fator de perda de carga no trecho de sucção do ar	[adimensional]
Le	Número de Lewis	[adimensional]
M	Massa de geada	[kg]
\dot{m}	Vazão mássica de ar	[kg/s]
$\dot{m}_{vc,e}$	Vazão mássica de ar no volume de controle da esquerda	[kg/s]
$\dot{m}_{vc,m}$	Vazão mássica de ar no volume de controle do meio	[kg/s]
\dot{m}''	Fluxo de massa de vapor d'água	[kg/m ² s]
\dot{m}''_d	Fluxo de massa de adensamento	[kg/m ² s]
\dot{m}''_c	Fluxo de massa de crescimento	[kg/m ² s]
N	Rotação do ventilador	[RPM]
n_{fin}	Número de aletas	[adimensional]
n_l	Número de tubos na direção longitudinal	[adimensional]

	ao escoamento	
n_t	Número de tubos na direção transversal ao escoamento	[adimensional]
Nu	Número de Nusselt	[adimensional]
Pr	Número de Prandtl	[adimensional]
\dot{Q}_{lat}	Taxa de transferência de calor latente	[W]
\dot{Q}_{sen}	Taxa de transferência de calor sensível	[W]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor total	[W]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
Re	Número de Reynolds	[adimensional]
r	Fração de ar desviada nos volumes de controle	[adimensional]
R_w''	Resistência térmica de condução de calor nos tubos	[K/W]
Sc	Número de Schmidt	[adimensional]
Sh	Número de Sherwood	[adimensional]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura do ar	[°C]
T_{fz}	Temperatura do ar no freezer	[°C]
T_r	Temperatura do ar no resfriador	[°C]
T_i	Temperatura do ar na entrada do volume de controle	[°C]
$T_{i,m}$	Temperatura de mistura do ar na entrada do evaporador	[°C]
T_o	Temperatura do ar na saída do volume de controle	[°C]
T_s	Temperatura na superfície da geada	[°C]
T_{sat}	Temperatura de saturação do ar	[°C]
$T_{sat,r}$	Temperatura de saturação p/ a temperatura no resfriador	[°C]
T_w	Temperatura na parede do tubo	[°C]

UA	Condutância térmica global	[W/K]
\dot{V}_{tot}	Vazão volumétrica de ar deslocada pelo ventilador	[m ³ /s]
$V_{máx}$	Velocidade máxima atingida pelo escoamento	[m/s]
x	Direção perpendicular ao substrato	[m]
x_s	Espessura da geada	[m]
W	Profundidade do evaporador	[m]
\dot{W}_d	Potência consumida pela resistência de degelo	[W]
\dot{W}_k	Potência consumida pelo compressor	[W]

Símbolos gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
ΔB	Largura do volume de controle	[m]
ΔH	Altura do volume de controle	[m]
ΔP	Queda de pressão	[Pa]
ΔP_{vc}	Queda de pressão no volume de controle	[Pa]
ΔP_{tot}	Diferencial de pressão fornecido pelo ventilador	[Pa]
Δt	Incremento de tempo	[s]
ΔT_{sup}	Grau de super-resfriamento	[°C]
$\Delta \omega_{sup}$	Grau de super-saturação	[kg/kg]
ε	Porosidade da camada de geada	[adimensional]
ξ_{fin}	Fator de aletamento (A_s/A_t)	[adimensional]
ζ	Fração de ar que circula no freezer	[adimensional]
λ	Coefficiente de dessublimação	[s ⁻¹]
ϕ	Umidade relativa do ar úmido	[adimensional]

ρ	Densidade do ar	[kg/m ³]
ρ_f	Densidade da geada	[kg/m ³]
ρ_i	Densidade do ar na entrada do volume de controle	[kg/m ³]
ρ_{ice}	Densidade do gelo sólido	[kg/m ³]
ρ_{med}	Densidade média do ar no volume de controle	[kg/m ³]
$\rho_{sat,w}$	Densidade do vapor na temperatura de saturação do substrato	[kg/m ³]
τ	Fator de tortuosidade	[adimensional]
η_{fin}	Eficiência de aleta	[adimensional]
η_s	Eficiência de superfície	[adimensional]
μ	Viscosidade dinâmica do ar	[Pa.s]
ω	Umidade absoluta do ar	[kg/kg]
$\dot{\omega}$	Taxa de dessublimação	[m ² /s]
ω_{fc}	Umidade absoluta do ar no freezer	[kg/kg]
ω_r	Umidade absoluta do ar no resfriador	[kg/kg]
$\omega_{i,m}$	Umidade absoluta de mistura do ar na entrada do evaporador	[kg/kg]
ω_i	Umidade absoluta do ar na entrada do volume de controle	[kg/kg]
ω_o	Umidade absoluta do ar na saída do volume de controle	[kg/kg]
ω_s	Umidade absoluta na superfície da geada	[kg/kg]
ω_{sat}	Umidade absoluta do ar na temperatura de saturação	[kg/kg]
$\omega_{sat,w}$	Umidade absoluta na temperatura de saturação do substrato	[kg/kg]
σ	Razão de área	[adimensional]

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 Contexto histórico	1
1.2 Motivação	4
1.3 Objetivos.....	5
1.4 Estrutura da Dissertação	7
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1 Trabalhos Fundamentais.....	9
2.1.1. Nucleação	9
2.1.2. Propriedades Termofísicas	11
2.2 Trabalhos com foco experimental	12
2.3 Trabalhos de modelagem matemática e computacional	15
2.4 Escopo do trabalho	17
CAPÍTULO 3 - ASPECTOS FUNDAMENTAIS	19
3.1. Evaporadores <i>No-Frost</i>	19
3.2. Formação de geada	21
3.3. Processo de Degelo.....	25
CAPÍTULO 4 - MODELAGEM MATEMÁTICA	29
4.1. Aspectos gerais	29
4.2. Sub-Modelo Hidrodinâmico	30
4.3. Sub-Modelo Térmico.....	35
4.4. Sub-Modelo de Crescimento da Camada de Geada.....	38
4.3.1. Equação da Difusão de Massa	41

4.3.2. Equação da Difusão de Calor	45
4.5. Equações de Fechamento	46
4.6. Metodologia de solução.....	47
CAPÍTULO 5 - TRABALHO EXPERIMENTAL	51
5.1. Aparato Experimental.....	51
5.1.1. Calorímetro	51
5.1.2. Refrigerador	57
5.1.3. Câmara climatizada	60
5.2. Procedimento de Testes	62
5.3. Processamento dos Dados	64
5.4. Plano de Testes	66
CAPÍTULO 6 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	69
6.1. Validação do Modelo Matemático	69
6.1.1. Queda de Pressão	70
6.1.2. Vazão Total	72
6.1.3. Capacidade de Refrigeração	74
6.1.4. Massa de Geada	77
6.2. Visualização do Processo	80
6.2.1. Teste 1	80
6.2.2. Teste 2	82
6.2.3. Teste 3	85
6.3. Análise de Sensibilidade	87
6.3.1. Efeito do número/espacamento de aletas	88
6.3.2. Efeito da vazão/ventilador	93
6.4. Degelo	95

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES	103
7.1. Conclusões.....	103
7.2. Sugestões para Trabalhos Futuros	104
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	107
APÊNDICE I – GEOMETRIA DO EVAPORADOR	113
APÊNDICE II – CIRCUITO DE AR	115
II.1. Aparato experimental	115
II.2. Testes de Vazão.....	116
II.3. Curva do Ventilador	119
APÊNDICE III - INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	123

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 Contexto histórico

De acordo com Gosney (1982), “a refrigeração preocupa-se com o resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores àquelas disponíveis na vizinhança em um determinado tempo e local”. Esta ciência, que vem sendo aperfeiçoada com o passar dos anos, teve início com o trabalho pioneiro de William Cullen que, em 1755, conseguiu obter gelo artificialmente a partir da evaporação de éter. O experimento de Cullen consistia essencialmente em um vaso fechado dentro do qual éter evaporava a pressões inferiores à atmosférica (ver Figura 1.1). Tal processo era, entretanto, descontínuo, pois havia a necessidade de reposição do fluido de trabalho.

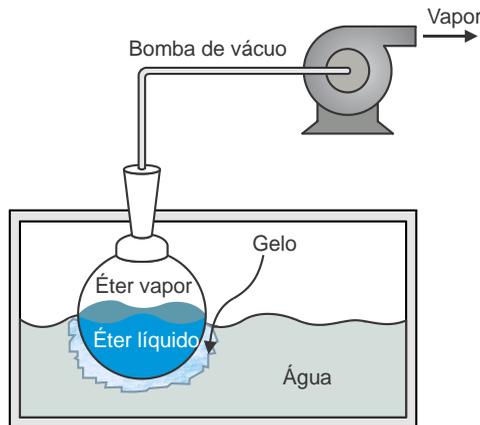


Figura 1.1 – Experimento de William Cullen

Em 1834, Jacob Perkins apresentou o primeiro ciclo fechado de refrigeração, dando origem à refrigeração por compressão mecânica de vapor. Como mostra a Figura 1.2, tal ciclo é formado por quatro componentes essenciais: dois trocadores de calor (condensador e evaporador), um dispositivo de expansão e um compressor. O efeito de refrigeração desejado é produzido mediante a evaporação de um fluido refrigerante que absorve calor do ambiente refrigerado. O compressor é responsável por transformar energia mecânica em energia térmica, promovendo a circulação do fluido refrigerante. Além disso, o

compressor e o dispositivo de expansão separam o ciclo em duas regiões, uma de baixa (evaporador) e outra de alta pressão (condensador). No condensador, o vapor muda para a fase líquida rejeitando calor para um meio externo. Após o condensador, o líquido segue para o dispositivo de expansão onde é parcialmente vaporizado e sofre um abaixamento de pressão e temperatura. Por fim, o refrigerante retorna ao evaporador dando início a um novo ciclo.

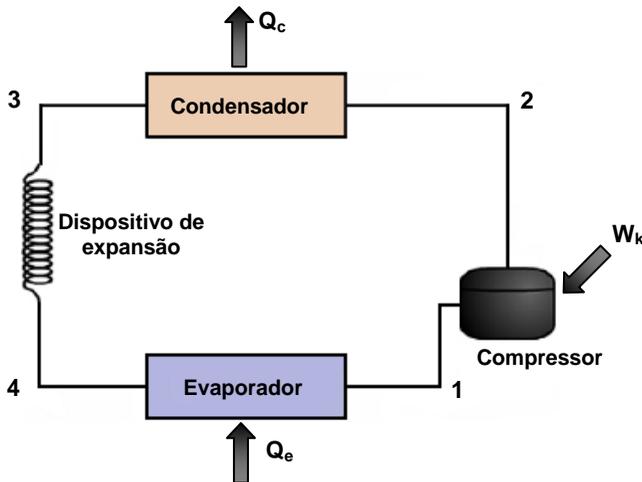


Figura 1.2 – Esquema do ciclo proposto por Jacob Perkins

Tendo como base o conceito de Perkins, James Harrison construiu, em 1857, um equipamento capaz de produzir blocos de gelo para abastecer as “geladeiras” da época, que eram basicamente armários divididos em compartimentos, com blocos de gelo alocados na parte superior e uma bandeja de captação de água localizada na parte inferior. Tal equipamento foi responsável por uma grande transformação no segmento de refrigeração doméstica, pois eliminava a dependência do gelo extraído da natureza.

Contudo, o primeiro refrigerador doméstico, capaz de produzir frio artificialmente foi concebido apenas na metade do século XIX pelo alemão Karl Von Linden. Tal conceito evoluiu e os refrigeradores passaram a ser produzidos em larga escala. O sistema de refrigeração se tornou hermético, tubos capilares passaram a ser usados como dispositivo de expansão e evaporadores do tipo *roll-bond*, com movimentação de ar por convecção natural e degelo manual, também passaram a ser empregados.

Os refrigeradores *frost-free*, amplamente difundidos atualmente, surgiram no final da década de 1960 (Jacobus, 1967), sendo caracterizados pela presença de evaporadores tubo-aletados com movimentação forçada de ar e com processo de degelo automático. A Figura 1.3 mostra esquematicamente a distribuição de ar em um refrigerador *frost-free* típico. O ventilador induz a movimentação de uma vazão de ar sobre o evaporador (V_{tot}). O ar é então insuflado no *plenum*, onde é distribuído entre os compartimentos superior (V_{fz}) e inferior (V_r). Tal distribuição é regulada por um *damper*, originando uma relação, ζ , entre vazão de ar insuflada no freezer (V_{fz}) e a vazão de ar total fornecida pelo ventilador (V_{tot}).

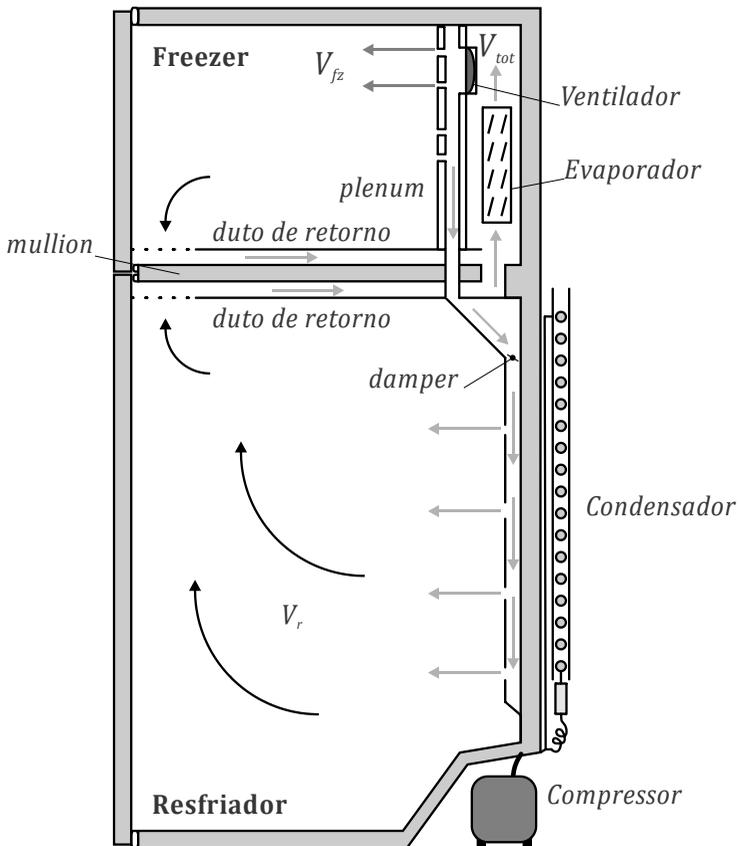


Figura 1.3 – Distribuição do ar no interior de um refrigerador *frost-free*

O ar insuflado nos compartimentos retorna ao evaporador através dos dutos de retorno situados no *mullion* (parede divisória). Assim, duas correntes de ar se misturam na entrada do trocador: uma proveniente do freezer (mais fria e seca) e outra oriunda do resfriador (mais quente e úmida).

Apesar de toda a evolução dos sistemas de refrigeração, desde o equipamento proposto por Perkins até os refrigeradores *frost-free*, há ainda um problema a ser resolvido: a formação de geada no evaporador. Como será mostrado, tal problema é inevitável e afeta consideravelmente a performance tanto do evaporador quanto do sistema de refrigeração como um todo.

1.2 Motivação

De maneira geral, a geada pode ser definida como um meio poroso, composto de cristais de gelo e ar úmido, formado através da dessublimação do vapor d'água contido no ar. Para que um refrigerador seja classificado como *frost-free*, a geada deve se formar apenas no evaporador, e não nas demais superfícies, como as paredes internas do freezer, por exemplo.

A constante abertura de portas e a infiltração de ar quente e úmido através das gaxetas contribuem para que a geada esteja sempre presente nas superfícies do evaporador. No entanto, a geada degenera a capacidade de refrigeração e, conseqüentemente, o desempenho do refrigerador. A perda de desempenho ocorre porque a camada de geada aumenta não só a resistência térmica entre o ar e o evaporador, mas também a restrição ao escoamento, fazendo com que a vazão de ar deslocada pelo ventilador diminua. Com isso, as temperaturas dos compartimentos refrigerados se elevam, exigindo que o compressor permaneça ligado por mais tempo. Por esses motivos, a geada formada no evaporador (ver Figura 1.4) deve ser periodicamente removida pela ação de uma resistência elétrica, o que eleva o consumo de energia dos refrigeradores.

Assim, para que tanto o evaporador como o sistema de degelo sejam projetados de forma adequada, deve-se entender: (i) o processo de formação de geada no evaporador em condições reais de operação, ou seja, com o evaporador instalado no gabinete refrigerado; (ii) os fatores que mais influenciam na degeneração da capacidade de transferência de calor (e.g., perda de carga e resistência térmica); e (iii) a eficiência do sistema de degelo.

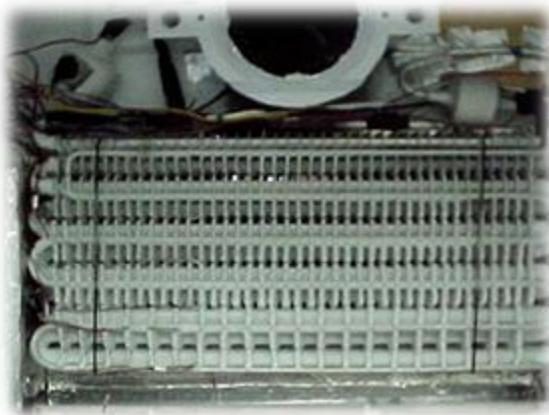


Figura 1.4 – Formação de geada num evaporador *no-frost* (Ozkan e Ozil, 2006)

1.3 Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho consiste em estudar os processos (i) de formação de geada e (ii) de degelo em um evaporador *no-frost* acoplado tanto hidrodinâmica como termicamente a um refrigerador doméstico do tipo *frost-free*. Com isso, pretende-se estabelecer diretrizes de projeto e gerar uma ferramenta computacional que auxilie no dimensionamento do evaporador e do sistema de degelo.

Neste contexto, os objetivos específicos do trabalho são:

- Projetar e construir uma bancada experimental para estudar a formação de geada e o processo de degelo em evaporadores *no-frost* situados no interior de compartimentos refrigerados;
- Desenvolver um modelo matemático para prever o acúmulo de geada em trocadores de calor tubo-aletados sob condições típicas de refrigeradores domésticos;
- Computar a eficiência de degelo através da medição da massa de gelo acumulada e, com isso, propor estratégias alternativas de degelo.

A metodologia experimental segue, em linhas gerais, os seguintes passos:

- Adaptar o calorímetro de evaporadores do POLO/UFSC (Melo *et al.*, 2006), que permite o controle e medição das condições de operação de evaporadores *no-frost*;
- Analisar experimentalmente o processo de formação de geada sobre evaporadores *no-frost* através de ensaios realizados *in-situ*, i.e. com o evaporador montado no refrigerador;
- Visualizar o processo de formação de geada para melhorar o entendimento do fenômeno físico;
- Medir a taxa de formação de geada sobre o evaporador ao longo do tempo e correlacioná-la com as condições psicrométricas e de superfície;
- Gerar dados experimentais confiáveis para validar o modelo matemático.

A metodologia de modelagem matemática, por sua vez, consiste em:

- Adaptar o modelo de formação de geada sobre placas planas (Hermes *et al.*, 2009) para trocadores de calor do tipo tubo-aletado e validá-lo contra dados experimentais;
- Avaliar o comportamento do evaporador na presença da geada integrando-o ao circuito de ar do refrigerador, e apontar os fatores preponderantes sobre a degeneração de performance.

Para alcançar os objetivos propostos, foi escolhido o refrigerador Brastemp BRJ49 (ver Figura 1.5). Trata-se de um refrigerador *frost-free* de dois compartimentos, com o freezer de 110 litros montado na parte superior e o resfriador de 330 litros na inferior. A circulação interna de ar é promovida pela ação de um ventilador axial, e a distribuição da vazão para os compartimentos é controlada pela ação de um *dampner* com abertura ajustável.

Por praticidade, e para facilitar a instrumentação, o refrigerador foi testado sem as bandejas e prateleiras internas.



Figura 1.5 – Refrigerador estudado: Brastemp BRJ49 (foto: Whirlpool S.A.)

1.4 Estrutura da Dissertação

O presente trabalho foi dividido em 7 capítulos. O primeiro tratou da introdução. No capítulo 2 são revisados alguns trabalhos disponíveis na literatura tanto com foco experimental como numérico. No capítulo seguinte são abordados aspectos fundamentais de evaporadores *no-frost* e os princípios da formação de geada. O capítulo 4 descreve um modelo simplificado para prever a formação de geada em evaporadores do tipo *no-frost* submetidos a diferentes condições de vazão, umidade absoluta e temperatura do ar na entrada. O capítulo 5 descreve o aparato experimental, assim como os procedimentos e ensaios realizados. Os resultados numéricos e experimentais são comparados no capítulo 6. Além disso, o efeito de alguns parâmetros e projeto sobre o processo de formação de geada no evaporador é explorado. Por fim, no capítulo 7, são apresentadas as conclusões do presente estudo e também apontadas algumas sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica foi dividida em três frentes: i) trabalhos de fundamentação teórica, ii) trabalhos com foco experimental, e iii) trabalhos de modelagem matemática e computacional. As principais informações contidas nos trabalhos mais relevantes de cada frente serão descritas a seguir, juntamente com as conclusões extraídas desse exercício.

2.1 Trabalhos Fundamentais

Esses trabalhos propiciaram um melhor entendimento do processo de formação de geada. A teoria de nucleação, os primeiros estágios do processo de crescimento e os principais fatores que o desencadeiam foram alguns dos assuntos estudados. Foram também estudados trabalhos com foco nas propriedades termofísicas da geada.

2.1.1. Nucleação

Na e Webb (2003) realizaram um estudo com foco no mecanismo de nucleação da geada sobre superfícies planas. Esse trabalho apresenta uma breve descrição dos processos de nucleação e crescimento da geada, dos processos de mudança de fase do vapor d'água e das condições necessárias para o início do processo de mudança de fase. A formação de geada foi caracterizada como um processo de mudança de fase heterogêneo, afetado pelo ângulo de contato, parâmetro que estabelece se uma superfície tem ou não interação física com a água. A formação de geada foi estudada experimentalmente, utilizando amostras de alumínio que resultaram em diferentes ângulos de contato com a água. Os resultados experimentais não corroboraram as previsões teóricas. Além disso, não foram realizadas medições de massa e espessura da camada de geada.

Cheng e Wu (2003) conduziram um trabalho teórico e experimental para investigar os primeiros estágios da formação de geada sobre uma placa plana. Os padrões de crescimento e adensamento foram observados através de um sistema de aquisição de imagens microscópicas em intervalos de 5 s. A placa fria foi montada no interior de um túnel de vento que por sua vez estava alocado no interior de um ambiente climatizado. A velocidade, temperatura e umidade relativa do

ar foram variadas, assim como a temperatura da superfície da placa. Através dos experimentos percebeu-se que o processo de formação de geadas pode apresentar um padrão de crescimento em estágios, devido à condensação dos cristais de geadas na superfície da camada. Num primeiro estágio o condensado penetra na camada de geadas, fazendo com que a espessura da camada pare de aumentar e a estrutura se adense. O crescimento é retomado num estágio seguinte quando a resistência térmica é reduzida devido ao adensamento. A análise teórica baseou-se no modelo proposto por Cheng e Cheng (2001) e se observou uma concordância satisfatória com os dados experimentais obtidos.

Wu *et al.* (2007) apresentaram um trabalho experimental e também teórico onde investigaram visualmente o processo de formação de geadas sobre superfícies com ângulos de contato de 56° e 110° com a água. O aparato consistia essencialmente de uma seção de testes resfriada por um módulo termelétrico. Uma câmera de aquisição de imagens microscópicas foi utilizada para acompanhar e registrar visualmente o processo. Os testes mostraram que, para as condições de temperatura de superfície e umidade aplicadas ($-20^\circ\text{C} < T_s < 0^\circ\text{C}$ e $15\% < \phi < 85\%$), a formação de geadas ocorria em três fases: formação e congelamento de gotas de condensado, formação e crescimento de cristais de geadas, e formação e crescimento da camada de geadas. A condensação de vapor d'água antes da formação de geadas foi explicada a partir dos conceitos de energia livre de Gibbs. A análise teórica também mostrou que a passagem direta de vapor d'água para geadas poderia ser obtida mediante a elevação do grau de super-resfriamento, já que isso diminuiria tanto o raio crítico do embrião como a barreira de energia livre de Gibbs.

Piucco *et al.* (2008) investigaram a nucleação de embriões de geadas em superfícies planas. O estudo considerou a temperatura e a umidade do ar ambiente, e as condições da superfície (temperatura, rugosidade e ângulo de contato). O processo de nucleação foi analisado teoricamente e experimentalmente. Na análise teórica, assumiu-se um processo de nucleação heterogênea sobre uma superfície lisa. Observou-se que o aumento do ângulo de contato da água com o substrato aumenta o grau de super-resfriamento necessário para desencadear o processo de nucleação. Observou-se também que o limite de nucleação torna-se praticamente independente do ângulo de contato quando este atinge valores superiores a 140° . Além disso, mostrou-se que a nucleação sempre ocorre quando o grau de super-resfriamento é superior a 5°C , o que significa que tratamentos superficiais afetam apenas levemente a

nucleação de embriões para a grande maioria das aplicações de refrigeração e condicionamento de ar.

2.1.2. Propriedades Termofísicas

Chen *et al.* (2000 a,b) mediram algumas propriedades da geadá, como condutividade e densidade, em aletas de trocadores de calor. A temperatura do substrato foi variada entre -38 °C e -31 °C e a temperatura do ar entre -21 °C e -13 °C. Os autores concluíram que, para as condições estudadas, a densidade da geadá praticamente não variava na direção do escoamento.

Verma *et al.* (2002) desenvolveram um modelo para prever a formação de geadá em evaporadores submetidos a temperaturas inferiores a 0 °C. Devido à escassez de dados experimentais para a densidade da geadá na faixa de temperatura de interesse, e considerando o trabalho de Chen *et al.* (2000), optaram pela utilização de um valor constante nas simulações.

Irragory *et al.* (2004) apresentaram uma revisão ampla de diversas correlações geradas nas últimas décadas para quantificar a condutividade térmica e a densidade da geadá. Dentre os trabalhos analisados destacam-se o de Hayashi (1977) e Mao *et al.* (1999). Hayashi (1977) obteve dados experimentais, utilizando temperaturas do ar próximas de 25 °C, ou seja, muito acima das temperaturas encontradas em refrigeradores domésticos. Mao *et al.* (1999) conduziram um trabalho experimental com o objetivo de quantificar a espessura e a massa de geadá sobre uma placa plana, para condições de temperatura comumente observadas em *freezers*. Para condições de teste semelhantes às estudadas, as variações de densidade medidas por Mao *et al.* (1999) não foram significativas, e se mantiveram dentro da faixa de incertezas experimentais (da ordem de 30%). Hermes *et al.* (2009) também realizaram testes para quantificar a densidade da geadá sobre uma placa plana, porém, assim como Hayashi, a placa foi submetida a temperaturas do ar entre 16 e 22 °C. As correlações propostas por Hayashi (1977) e Hermes *et al.* (2009), são respectivamente:

$$\rho_f = 650 \exp(0,27T_s) \quad (2.1)$$

$$\rho_f = 207,29 \exp(0,26T_s - 0,061T_w) \quad (2.2)$$

onde T_s e T_w são respectivamente as temperaturas da superfície da geadá e do substrato, ambas em [°C].

A Figura 2.1 mostra a variação da densidade da geada em função da temperatura da superfície da camada de acordo com a correlação de Hayashi (1977). Percebe-se que a utilização da equação 2.1 é inviável para temperaturas de superfície inferiores a -15°C . Nesse caso a equação 2.1 fornece estimativas extremamente baixas, da ordem dos valores obtidos para a densidade do ar, o que é fisicamente incoerente.

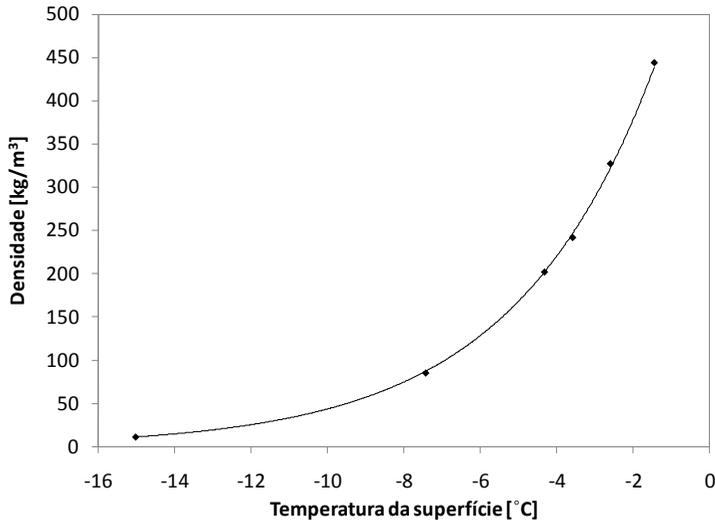


Figura 2.1 – Densidade da geada em função da temperatura da superfície (Hayashi, 1977)

2.2 Trabalhos com foco experimental

Machielsen e Kerschbaumer (1989) apresentaram uma importante discussão sobre as desvantagens do processo de degelo, como por exemplo, a descontinuidade da operação do ventilador e do compressor, e o desvio da temperatura e umidade em relação às condições desejadas. Uma descrição do processo e o conceito de eficiência de degelo são abordados. A análise considerou um período cíclico de operação do refrigerador. Com o objetivo de determinar o tempo ótimo de resfriamento antes de um degelo e a duração ótima de um degelo, dois parâmetros adimensionais foram derivados. Tais parâmetros são capazes de descrever a performance do evaporador sob a influência de geada e levam em conta o tempo de operação do refrigerador e o tempo de degelo.

Ogawa *et al.* (1993) analisaram diferentes métodos para melhorar o desempenho de evaporadores tubo-aletados de refrigeradores, bombas de calor e condicionadores de ar sob a influência de geada. Diferentes evaporadores foram avaliados experimentalmente e algumas mudanças de geometria implementadas. Dentre tais mudanças, destacam-se o aumento do espaçamento entre aletas na região de entrada do fluxo de ar e o posicionamento de aletas de diferentes tamanhos ao longo do evaporador. O objetivo desta última modificação era guiar parte do ar que ficava bloqueado da entrada do evaporador para a região de saída, intensificando a troca de calor neste local. Os testes foram realizados com o auxílio de um túnel de vento montado no interior de uma câmara climatizada. Uma modelagem simplificada baseada em correlações empíricas foi apresentada, quando se verificou que as estimativas do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga apresentaram uma razoável concordância com os dados experimentais.

Kim *et al.* (2002) desenvolveram um estudo para gerar dados experimentais e correlações que pudessem ser utilizadas na otimização de evaporadores tubo-aletados sob o efeito da formação de geada. Duas correlações, uma para a espessura da camada de geada e outra para a vazão de ar, foram geradas como funções de parâmetros de operação adimensionais e da geometria das aletas. Em seus experimentos, diversas configurações de evaporadores foram avaliadas. Os ensaios foram realizados em um túnel de vento posicionado dentro de uma câmara climatizada. Uma mistura de etileno-glicol e água foi usada como refrigerante. A espessura da geada foi medida através de um catetômetro e um medidor digital de profundidade. Tal medição foi realizada em vários pontos e uma média entre os valores foi calculada. A temperatura da superfície da geada foi medida com um termômetro infravermelho. As correlações para a espessura da geada e para a vazão de ar apresentaram um desvio médio em relação aos dados experimentais respectivamente de 7% e 4%. Contudo, os ensaios foram realizados com temperaturas do ar variando entre 1 a 5 °C, e com vazões superiores a 70 m³/h, o que não ocorre em refrigeradores domésticos.

Inan *et al.* (2002) apresentaram um trabalho de cunho experimental com o objetivo de investigar a formação de geada no evaporador de um refrigerador doméstico de dois compartimentos. Os efeitos de alguns parâmetros sobre o coeficiente global de transferência de calor e a perda de carga foram avaliados em condições reais de operação. Como mostra a Figura 2.2, a parede que divide os dois compartimentos do refrigerador (*mullion*) foi retirada e um duto circular foi acoplado à saída do ventilador com o objetivo de medir a vazão

volumétrica de ar. O fluxo de ar era aquecido por uma resistência elétrica para controlar a temperatura de entrada do trocador. Durante os ensaios, as portas do produto foram mantidas fechadas e uma bandeja de água aquecida por uma resistência elétrica foi posicionada sobre uma balança dentro do refrigerador, com o intuito de forçar a formação de geadas no evaporador. Ao término de cada teste, a geadas era derretida pela resistência de degelo e o líquido era drenado até uma bandeja situada abaixo do evaporador. A diferença entre a massa de geadas derretidas e a quantidade de água evaporada foi de aproximadamente 10% para todos os testes.

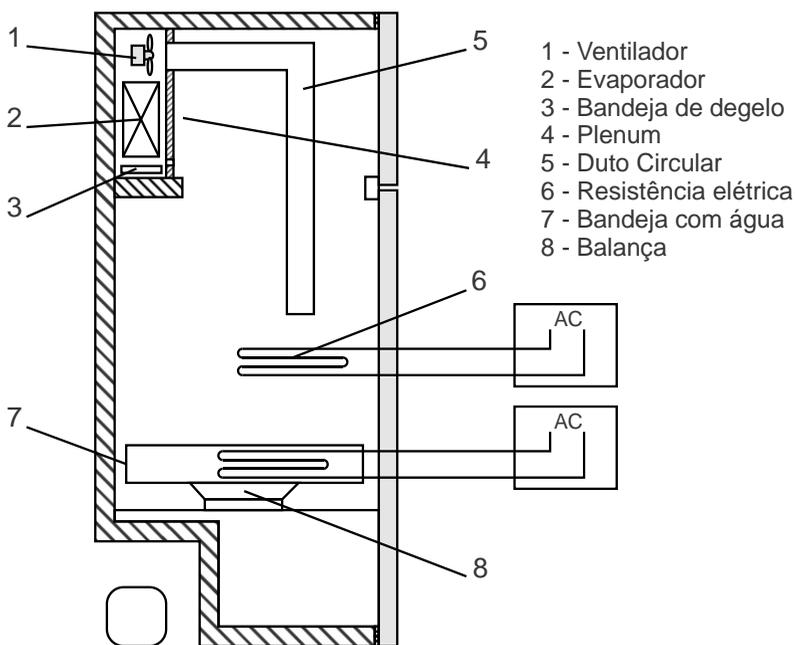


Figura 2.2 – Instrumentação do refrigerador testado por Inan *et al.* (2002)

Deng *et al.* (2003) realizaram um trabalho para investigar o efeito da formação de geadas sobre evaporadores de grande capacidade, com diferentes espaçamentos entre aletas. O impacto sobre a taxa de transferência de calor e sobre o consumo de energia do ventilador foi avaliado. Os ensaios foram realizados dentro de um túnel de vento instalado no interior de uma câmara climatizada. O evaporador foi conectado a um circuito de refrigeração para que a temperatura de evaporação fosse controlada. Para induzir rapidamente a formação de

geada, um gerador de vapor foi usado. Adicionalmente, fotografias foram tomadas periodicamente para determinar a espessura da camada de geada. A massa de geada derretida pela resistência de degelo foi coletada e medida. A diferença entre a massa derretida e a massa de água evaporada no gerador se manteve numa faixa de 15%.

Ozkan e Ozil (2006) realizaram experimentos com o evaporador posicionado dentro de um refrigerador e a formação de geada foi induzida pela utilização de uma bandeja com água aquecida por uma resistência elétrica, situada abaixo do evaporador. A bandeja foi apoiada sobre uma balança para medir a massa de água evaporada. Adicionalmente, uma janela de vidro foi instalada na parte de trás do produto para permitir a visualização do processo. As portas do refrigerador foram mantidas fechadas durante todos os testes. De acordo com os autores a temperatura de evaporação foi controlada, mas detalhes do procedimento utilizado não foram fornecidos. Verificou-se que para temperaturas de evaporação de -25°C , a geada apresentou um formato de agulha e em evaporações inferiores a -35°C , um formato triangular.

2.3 Trabalhos de modelagem matemática e computacional

O'Neal (1982) foi um dos primeiros a investigar o efeito da formação de geada sobre o desempenho de trocadores de calor. Desenvolveu um modelo teórico capaz de prever o crescimento e o adensamento de geada entre placas planas paralelas. O modelo baseava-se nas equações da conservação da massa, energia e quantidade de movimento, e em correlações empíricas para o cômputo de algumas propriedades, como a difusividade do vapor d'água no ar e o fator de tortuosidade da geada, por exemplo. A temperatura e umidade absoluta na superfície da geada foram obtidas a partir da solução das equações da difusão de calor e massa na camada de geada. O modelo necessitava de duas condições iniciais: a espessura e a densidade da geada. Uma validação contra dados experimentais não foi apresentada.

O'Neal e Kondepudi (1987) apresentaram uma revisão dos trabalhos existentes na literatura da época, com foco nos efeitos da formação de geada sobre a performance de trocadores de calor tubos-aletados. Discutiram o impacto de quatro parâmetros principais: a eficiência de aleta, o coeficiente global de transferência de calor, a queda de pressão e a rugosidade superficial. Os resultados obtidos por diversos investigadores e as limitações dos dados e das correlações foram discutidas. Os modelos existentes na época tratavam a eficiência

de aleta sob a influência de geada como uma simples modificação em relação ao modelo para aleta seca. A necessidade de um modelo generalizado para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor ficou evidente. Em relação à queda de pressão, chegou-se a um consenso de que este é o parâmetro de maior impacto na performance do evaporador.

Chen *et al.* (2002) propuseram um modelo para prever a espessura de geada e a conseqüente degradação da taxa de transferência de calor. Correlações empíricas foram utilizadas para computar os coeficientes de transferência de calor e massa e a queda de pressão em função da diminuição da área de passagem do ar. O efeito destes fatores sobre a performance do ventilador foi avaliado com base na curva característica deste componente. Os resultados foram comparados com dados experimentais quando se observou uma boa concordância. Uma descrição dos experimentos realizados não foi apresentada.

Liu *et al.* (2005) desenvolveram um modelo teórico para avaliar o crescimento de geada em evaporadores de bombas de calor. A deposição de geada foi assumida como unidimensional. O modelo de transferência de calor na camada de geada foi acoplado a um modelo bidimensional de condução de calor nas aletas. Correlações foram utilizadas para computar os coeficientes de transferência de calor e de massa e o fator de atrito. O método de diferenças finitas foi usado para resolver as equações diferenciais parciais governantes. Experimentos foram realizados em um túnel de vento acoplado a um sistema de refrigeração. A vazão de ar foi mantida constante e a temperatura de evaporação foi controlada através de uma válvula de expansão. A massa de geada depositada sobre o trocador foi obtida indiretamente através de um balanço de massa na superfície da camada de geada. Um único evaporador foi testado e apenas uma variável foi validada: a massa de geada. Uma boa concordância foi observada.

Yang *et al.* (2006) apresentaram um modelo matemático para avaliar o comportamento de um evaporador *no-frost* sob a influência da geada. Correlações empíricas foram utilizadas para obter os coeficientes de transferência de calor tanto para os tubos como para as aletas. Não descreveram o processo de avaliação da perda de carga. O evaporador foi testado em um túnel de vento com a temperatura do ar na entrada mantida em 8 °C. O modelo foi validado para variáveis como a espessura da geada e a taxa de transferência de calor, apresentando boa concordância com os valores experimentais. Contudo, não foram fornecidas informações sobre o processo empregado para medir a espessura da geada.

Huang *et al.* (2008) investigaram os efeitos da formação de geada sobre o desempenho de um trocador de calor, acoplado a ventiladores axiais e centrífugos. A modelagem adotada não foi detalhada. A densidade e a condutividade da geada foram assumidas constantes. Um código comercial de Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD) foi utilizado para calcular os campos de velocidade e temperatura. A única variável validada foi o coeficiente de transferência de calor, apresentando erros na faixa de $\pm 12\%$. Os experimentos realizados para o exercício de validação não foram descritos.

Albert *et al.* (2008) desenvolveram um modelo matemático para avaliar o comportamento de evaporadores de bombas de calor sob a influência de gelo e geada em regime transiente, com base na teoria da transferência simultânea de calor e massa. Na modelagem, os gradientes de temperatura e umidade foram transformados num gradiente de entalpia, para simplificar os cálculos. Correlações empíricas foram utilizadas para obter o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga do lado do ar. O conceito de espessura efetiva de geada foi apresentado como sendo a espessura de uma camada plana que resultaria na mesma perda de carga de uma camada real com todas as suas irregularidades. Para o cômputo de tal variável, quatro correlações para diversas faixas de temperatura foram obtidas. O modelo apresentou boa concordância com dados experimentais, porém uma descrição dos experimentos realizados não foi apresentada.

2.4 Escopo do trabalho

Apesar de existirem diversos trabalhos na literatura com foco nos fenômenos físicos que governam o processo de formação da geada, são raros os que se preocuparam em estudar este processo nas condições tipicamente observadas em evaporadores de refrigeradores domésticos do tipo *frost-free*, comumente denominados de evaporadores *no-frost*. Somente Oskan e Ozil (2006) e Inan *et al.* (2002) analisaram o processo com o evaporador montado no interior do freezer do refrigerador, diferentemente da grande maioria dos autores que conduziram testes em túneis de vento. Entretanto, nos trabalhos de Oskan e Ozil (2006) e Inan *et al.* (2002), o *mullion* do refrigerador foi retirado, o que descaracterizou a distribuição de ar interna. Além disso, em diversos trabalhos, a vazão de ar insuflada foi mantida constante, independentemente da perda de carga gerada pela camada de geada. Nos modelos matemáticos apresentados, o evaporador foi dividido em

volumes de controle através de uma varredura unidimensional, ou seja, assumiu-se que as condições de entrada em cada fileira do evaporador são uniformes, o que não ocorre em refrigeradores *frost-free*. Com o objetivo de preencher essas lacunas, o presente trabalho se propõe a investigar tanto teórica como experimentalmente o processo de formação de geada em um evaporador *no-frost* posicionado no interior de um refrigerador *frost-free*.

CAPÍTULO 3 - ASPECTOS FUNDAMENTAIS

3.1. Evaporadores *No-Frost*

Processos de transferência de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida ocorrem em muitas aplicações de engenharia. O equipamento utilizado para essa finalidade denomina-se trocador de calor, e pode ser aplicado, por exemplo, no aquecimento e condicionamento de ar de ambientes, e na produção de potência e recuperação de calor em processos industriais (Incropera e DeWitt, 2003).

Há uma grande variedade de trocadores de calor, tanto no que diz respeito à disposição do escoamento quanto à geometria e à forma construtiva. As serpentinas aletadas são o tipo mais comum para processos onde pelo menos um dos fluidos é o ar. São trocadores de calor constituídos essencialmente por uma série de tubos com aletas dispostas interna e/ou externamente. As aletas externas são encontradas com mais frequência visto que o coeficiente de transferência de calor no lado do ar (externo) é baixo quando comparado com o do lado do refrigerante (interno). Os tubos são geralmente de cobre ou alumínio e as aletas de alumínio.

Existem trocadores de calor onde a transferência de calor no lado externo ocorre apenas de forma sensível (condensadores) e outros onde ocorrem trocas de calor tanto sensível como latente (evaporadores). Também existem evaporadores onde o refrigerante muda de fase no interior dos tubos (expansão direta) e outros que empregam fluidos secundários como água ou etileno-glicol, onde não há evaporação do fluido de trabalho dentro da serpentina (expansão indireta).



Figura 3.1 – Trocadores de calor tubo-aleta: evaporador *no-frost* (esq.) e condensador (dir.)

O trocador estudado neste trabalho é do tipo *no-frost* tubo-aletado, com tubos circulares e aletas planas retangulares e descontínuas. Esse evaporador é formado por uma serpentina com duas fileiras de 10 tubos horizontais, como mostra a Figura 3.2. Tanto tubos como aletas são fabricados em alumínio (para maiores detalhes ver Apêndice I).

O abaixamento da temperatura do ar no interior dos compartimentos do refrigerador é proporcionado pela transferência de calor entre ar e fluido refrigerante através de um processo de convecção forçada na área externa do evaporador. Em uma das fileiras, o refrigerante escoava em contra-corrente e, na outra, paralelamente ao fluxo de ar. A movimentação de ar é induzida pela ação de um ventilador que força a passagem do ar, no sentido ascendente, através dos tubos e aletas do evaporador, fazendo com que o refrigerante absorva calor do ar.

Em relação aos trocadores tubo-aleta convencionais, são vários os aspectos que distinguem o evaporador *no-frost*. Primeiramente, a geometria dos evaporadores *no-frost* é tal que a área de face é menor e o comprimento na direção do fluxo de ar é maior. Assim, o número de fileiras de tubos nessa direção é também superior. Além disso, para evitar a obstrução por formação de geada, o espaçamento entre aletas é diferenciado em cada fileira e significativamente maior que nos trocadores convencionais. Resistências elétricas são também utilizadas para remover periodicamente a geada. As mais comuns têm a forma de uma serpentina de alumínio, sendo montadas nas bordas das aletas, paralelamente aos tubos. Outro aspecto relevante dos evaporadores *no-frost* reside na faixa de vazão de ar ($\sim 50 \text{ m}^3/\text{h}$), inferior a dos trocadores convencionais ($100 \text{ a } 1000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Evaporadores *no-frost* são projetados para máxima performance e mínima perda de carga. Paralelamente, cuidados especiais devem ser tomados para minimizar a formação de geada entre tubos e aletas. Em face do exposto, fica evidente que existe a necessidade de estudar estratégias que visem um melhor entendimento dos fenômenos físicos associados com a formação de geada e com o seu crescimento ao longo do tempo.

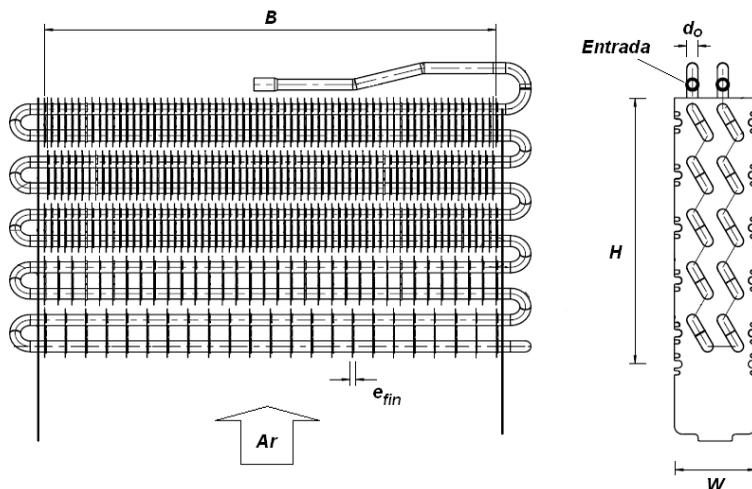


Figura 3.2 – Desenho esquemático do evaporador *no-frost* de aletas discretas

3.2. Formação de geada

O vapor d'água presente no ar muda de fase em condições específicas de temperatura e umidade. Quando a temperatura de uma massa de ar úmido atinge um valor inferior ao seu ponto de orvalho, ocorre a condensação do vapor, o que dá origem a uma neblina. Nesse caso, diz-se que houve um processo homogêneo de mudança de fase, uma vez que não há interação entre a mistura ar-vapor e um substrato. Quando existe uma interação entre o vapor d'água e um substrato sólido, ainda que em nível microscópico, o processo de mudança de fase passa a ser heterogêneo (Piucco, 2008).

Em processos heterogêneos de mudança de fase, o contato do ar úmido com um substrato sólido a uma temperatura inferior à temperatura de orvalho, pode ocasionar a condensação do vapor d'água presente na mistura, e gotas de água podem aparecer sobre a superfície. Caso a temperatura do substrato seja inferior a 0 °C, as gotas de condensado podem congelar formando uma camada de gelo. Dependendo do grau de resfriamento em relação à saturação, a condensação pode dar lugar ao processo de dessublimação, e o vapor d'água pode passar diretamente do estado gasoso para o sólido, originando uma camada porosa de geada. Em ambos os casos, deve haver uma diferença de temperatura ΔT_{sup} entre a superfície e o ponto de orvalho, chamada de grau de super-resfriamento, para que ocorra a mudança de fase (Fletcher, 1970). Como mostrado na Figura 3.3, esta

diferença de temperatura induz uma diferença de umidade absoluta $\Delta\omega_{sup}$ entre a corrente de ar e a superfície, denominada grau de supersaturação.

A nucleação de cristais de gelo resulta de uma seqüência de três processos psicrométricos independentes, ilustrados na Figura 3.3. Primeiramente, o vapor d'água presente no ar (A) é resfriado até o ponto de orvalho (A'), num processo de transferência de calor sensível. Devido às tensões superficiais que atuam sobre o embrião, a nucleação requer uma quantidade adicional de energia para romper o equilíbrio (processo A'-B). Vencida a barreira energética, o equilíbrio é rompido, e ocorre a mudança de fase (processo B-C). Assim, a energia total a ser removida para iniciar o processo de formação de geada é resultado da combinação de uma parcela de calor sensível (A-B) com outra de calor latente (B-C).

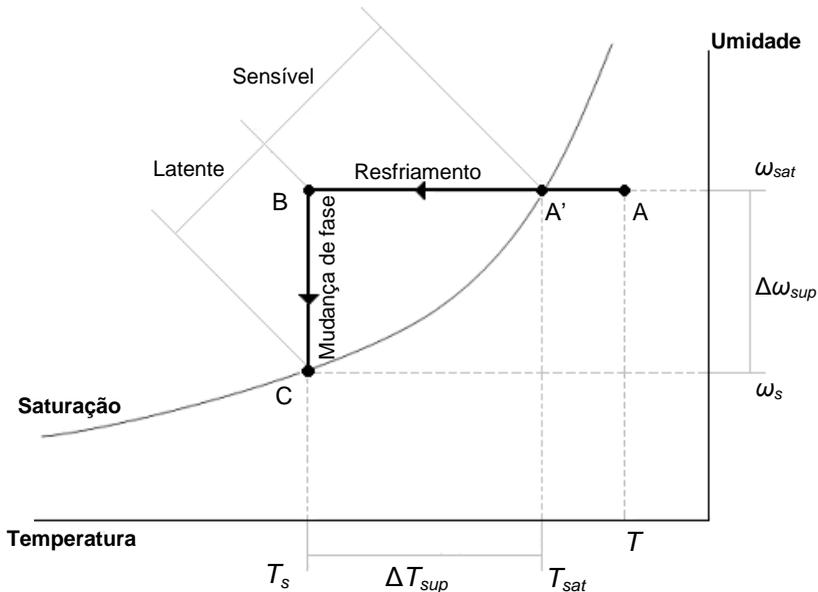


Figura 3.3 – Etapas da nucleação representadas numa carta psicrométrica (Piucco, 2008)

A formação de uma camada de geada pode ser dividida em alguns estágios, como ilustrado na Figura 3.4, que mostra os processos de nucleação, crescimento e adensamento. Assim que as condições de não-equilíbrio são satisfeitas (ΔT_{sup} e $\Delta\omega_{sup}$), a nucleação heterogênea

inicia (1) e o primeiro embrião começa a crescer pela adesão de novas moléculas (2). Durante este processo, a temperatura da superfície do embrião se torna mais elevada que a temperatura do substrato, devido ao isolamento térmico provocado por ele próprio. Além disso, o embrião, ao crescer, aumenta a sua área lateral e seu volume, o que exige uma maior quantidade de energia para manter o crescimento (Piucco *et al.*, 2008). Quando esta quantidade torna-se superior a energia necessária para desencadear a nucleação em um novo sítio, o embrião para de crescer, e uma nucleação secundária ocorre sobre ele (3). Novamente, à medida que o novo embrião cresce (4), cresce também a energia requerida para sustentar tal crescimento. Conseqüentemente, novos sítios de nucleação aparecem sobre a superfície do embrião original (5, 6). Essa seqüência de processos de nucleação e crescimento continua até que os graus de super-resfriamento e supersaturação se aproximem de zero (7). Deste ponto em diante, a camada de geada comporta-se como um meio poroso onde a difusão de vapor d'água para o seu interior leva a um aumento tanto da espessura como da densidade.

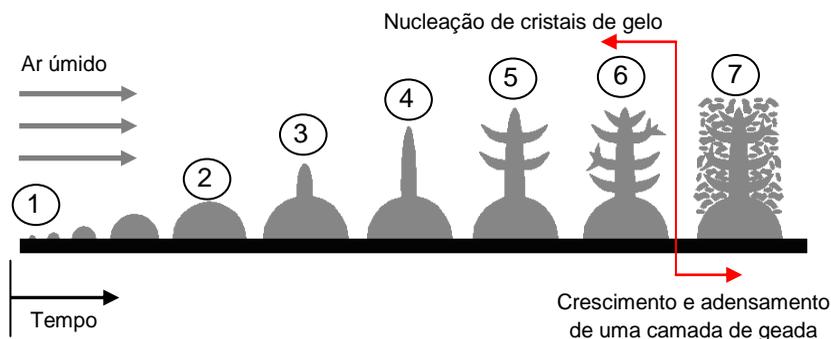


Figura 3.4 – Estágios da formação de geada sobre uma superfície plana (Tao *et al.*, 1993)

Piucco (2008) quantificou analiticamente a barreira energética a ser vencida para deflagrar a nucleação, e a expressou em termos do grau de super-resfriamento e do ângulo de contato da água com o substrato. Os limites de nucleação para os processos de condensação e de dessublimação foram determinados na forma indicada na Figura 3.5. Percebe-se que, a menos que o ângulo de contato seja nulo, deve haver um determinado grau de super-resfriamento, $\Delta T_{sup} = T_{sat} - T_s$, associado

a um único grau de supersaturação, $\Delta\omega_{sup} = \omega_s - \omega_{sat}$, para que o processo de mudança de fase ocorra.

Piucco (2008) também realizou diversos experimentos com um refrigerador *frost-free* submetido à abertura periódica de portas. Um total de oito superfícies internas foi testado, dentre as quais seis apresentaram condições suficientes para desencadear a dessublimação do vapor d'água (ver Figura 3.5).

Como exemplo de utilização da Figura 3.5, considera-se uma situação tipicamente encontrada em evaporadores *no-frost* de refrigeradores domésticos, caracterizada pelos seguintes dados experimentais:

- Material: alumínio (ângulo de contato da água = 90°)
- Temperatura do substrato: $-25,4^\circ\text{C}$
- Temperatura do ar oriundo do resfriador: 5°C
- Umidade relativa média: 60 %

Verifica-se que a temperatura de orvalho do ar úmido, T_{sat} , é de aproximadamente $-1,9^\circ\text{C}$. Assim, o grau de super-resfriamento é de $23,5^\circ\text{C}$. Portanto, para este valor de super-resfriamento, e para um ângulo de contato de 90° , o ponto fica acima da linha de dessublimação, o que significa propensão para a formação de geada.

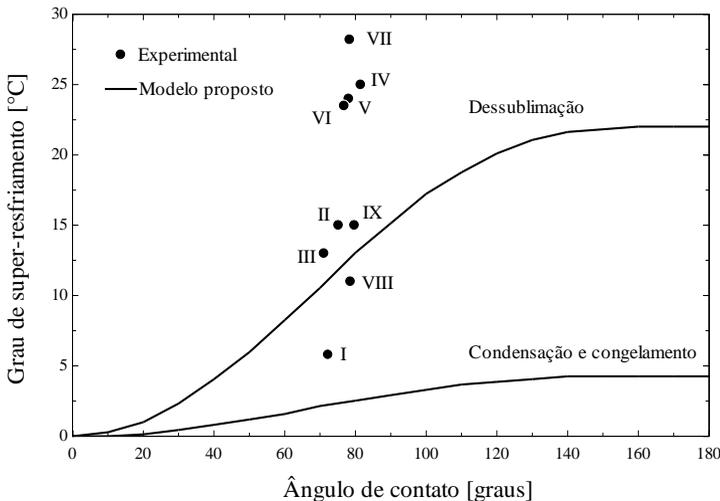


Figura 3.5 – Super-resfriamento mínimo para iniciar a nucleação (Piucco, 2008)

3.3. Processo de Degelo

Devido aos fatores anteriormente mencionados, a formação de geada em evaporadores é um fenômeno inevitável. Para evitar o bloqueio do evaporador e a conseqüente perda de capacidade, a geada deve ser removida de tempos em tempos. Assim, a realização de degelos periódicos também é necessária. Tal processo impõe penalidades ao sistema térmico. Comumente, ao iniciar o degelo, tanto o compressor como o ventilador são desligados. Desta forma, as temperaturas internas aumentam. O degelo por si só também contribui para o aumento da carga térmica uma vez que somente uma parte do calor dissipado derrete a geada, sendo o restante liberado no ambiente refrigerado. Assim, com o término do degelo, o compressor deverá trabalhar por mais tempo para compensar esse aumento de temperatura. Além disso, o sistema de degelo, normalmente instalado sobre o evaporador, gera um aumento na perda de carga do lado do ar. Todos esses fatores somados contribuem para um aumento do consumo de energia global do refrigerador.

Das técnicas de degelo mais utilizadas destacam-se: o derretimento da geada através do escoamento de vapor superaquecido oriundo da descarga do compressor (*hot gas by-pass*), e o derretimento por meio de resistências elétricas. Das duas, a mais difundida e amplamente utilizada em refrigeradores domésticos e em sistemas de refrigeração de pequeno porte é a utilização de resistências elétricas. O derretimento através de gás quente tem a vantagem de consumir menos energia, porém todo um aparato é necessário para a concepção deste sistema, o que inviabiliza a sua aplicação em refrigeradores domésticos. Apesar de acarretar um aumento na resistência ao escoamento de ar e de poder apresentar problemas de corrosão com o tempo, as resistências elétricas têm um custo inferior e são, até então, o método mais usado para a remoção de geada em evaporadores de pequena capacidade (Kim *et al.*, 2006).

Os modelos de resistências mais tradicionais são: (i) as serpentinas tubulares de alumínio para baixa temperatura, (ii) as de tubo de vidro, (iii) e as tubulares revestidas em metal (*calrod*). As serpentinas de alumínio para baixa temperatura, mostradas na Figura 3.6, são as mais encontradas em refrigeradores *frost-free*. Têm a vantagem de não elevarem substancialmente a temperatura da superfície dos tubos e de distribuírem uniformemente o calor. Além disso, não causam danos às partes plásticas e de isopor presentes ao seu redor. Por outro lado, aumentam consideravelmente a perda de carga do lado do ar, podem

apresentar problemas de corrosão e têm sua fabricação e montagem mais complicadas.



Figura 3.6 – Resistência elétrica tubular em alumínio

As resistências de tubo de vidro possuem um projeto bastante simples, como mostrado na Figura 3.7, e não apresentam problemas de corrosão. Todavia, aumentam a perda de carga, pois são instaladas na entrada do evaporador. Adicionalmente, necessitam de proteção para evitar que o vidro trinque com as mudanças súbitas de temperatura, o que acaba elevando ainda mais a perda de carga.

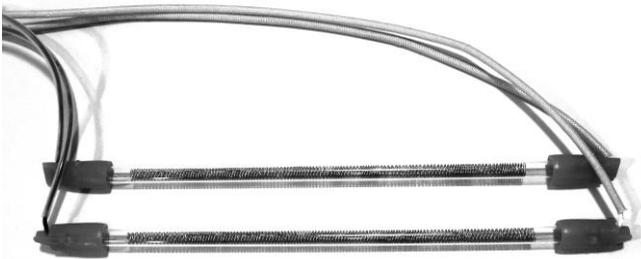


Figura 3.7 – Resistência elétrica de tubo de vidro (sem a calha de proteção)

Da mesma forma que as resistências de tubo de vidro, as do tipo *calrod* também são instaladas na entrada do evaporador e elevam a resistência ao escoamento de ar (ver Figura 3.8). Tais resistências podem causar superaquecimento das paredes de plástico caso o fluxo de calor seja superior a 1 W/cm^2 (Kim *et al.*, 2006). Por outro lado, não apresentam problemas de corrosão.



Figura 3.8 – Resistência elétrica do tipo *calrod*

Conforme mencionado, as serpentinas de alumínio são as mais difundidas entre os refrigeradores domésticos do tipo *frost-free*. Por essa razão optou-se por utilizar uma resistência elétrica desse tipo durante o presente trabalho. Uma análise mais detalhada da eficiência de degelo será apresentada no capítulo 6.

CAPÍTULO 4 - MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1. Aspectos gerais

O presente capítulo apresenta um modelo matemático simplificado para prever o crescimento de geada sobre as superfícies dos tubos e aletas de um evaporador *no-frost*. A queda de performance e o acoplamento do evaporador com o circuito de ar do refrigerador são abordados. A camada de geada é tratada como um meio poroso, cuja temperatura e umidade absoluta superficiais são obtidas através da resolução das equações da difusão de calor e massa. Para tanto as seguintes hipóteses simplificativas são adotadas:

- Os processos de difusão de calor e massa são considerados quase-estáticos e unidimensionais;
- A espessura da geada é uniforme e igual tanto para os tubos como para as aletas;
- As propriedades termofísicas da geada não variam em um mesmo volume de controle;
- A temperatura do fluido refrigerante é constante ao longo de toda a serpentina (grau de superaquecimento nulo no evaporador);
- A densidade da geada em qualquer instante de tempo é um valor médio para toda a camada;
- A condutividade térmica da geada é também um valor médio e proporcional à densidade;
- Não há variação de pressão ao longo da camada de geada;
- A analogia entre a transferência de calor e massa (analogia de Lewis) é aplicável.

O modelo matemático foi dividido em três sub-modelos: o modelo hidrodinâmico, o modelo térmico, e o modelo de crescimento de geada. O primeiro calcula a vazão de ar que passa por cada região do evaporador. O segundo calcula as taxas de transferência de calor e massa na camada de geada, e o terceiro a taxa de crescimento da geada.

4.2. Sub-Modelo Hidrodinâmico

Em refrigeradores *frost-free* de dois compartimentos (freezer e resfriador), o evaporador está sujeito a duas correntes de ar: uma proveniente do freezer (mais fria e com maior vazão) e outra do resfriador (mais quente e com menor vazão), como ilustra a Figura 4.1. Ao se discretizar o evaporador com uma malha bidimensional, torna-se possível captar os efeitos dessa distribuição não-uniforme de temperatura e vazão na entrada do trocador de calor.

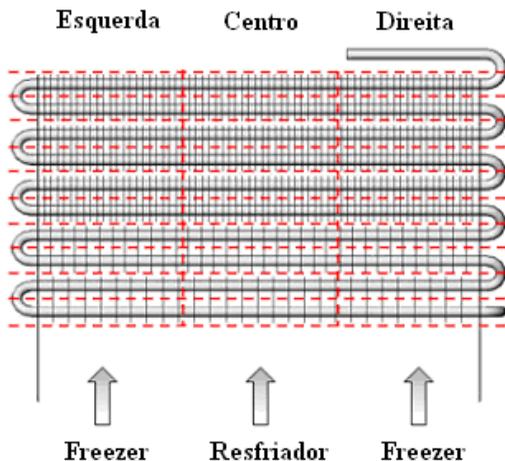


Figura 4.1 – Vista frontal do modelo físico do evaporador

Dessa forma, o evaporador foi dividido em diversos volumes de controle, através de uma varredura bidimensional que se dá tanto no sentido do fluxo de ar como transversalmente a ele. Optou-se por dividir o trocador em 30 volumes de controle, sendo 10 divisões na longitudinal (uma para cada fileira de tubos) e 3 na transversal (uma para cada condição de entrada no evaporador). Admitindo que as condições de entrada nos volumes da esquerda e da direita são simétricas, tratar-se-á apenas dos volumes da esquerda e do meio. Cada volume de controle compreende duas fileiras de tubos paralelas com as aletas dispostas sobre os tubos, como mostra a Figura 4.2.

O escoamento de ar pode ser tratado como uma série de resistências fluidodinâmicas em paralelo, como ilustrado na Figura 4.3. Sendo assim, a diferença de pressão entre a entrada e a saída de cada volume de controle na mesma posição longitudinal deve ser a mesma.

Para tanto, é necessário que a vazão de ar em circulação seja redistribuída entre os volumes de controle.

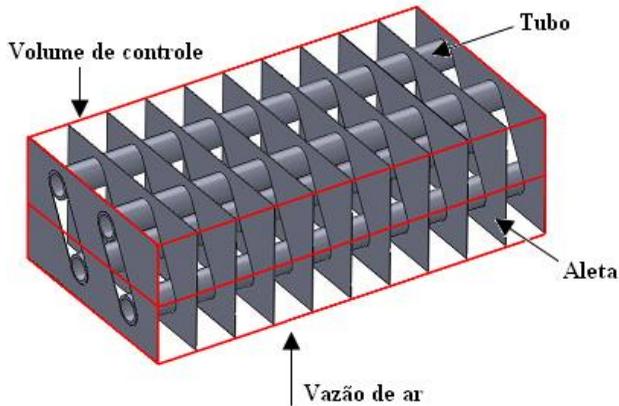


Figura 4.2 – Representação esquemática de dois volumes de controle

Por exemplo, se a queda de pressão no volume da esquerda for superior a do volume do centro, parte da vazão de ar é desviada da esquerda para o centro. Caso a perda de carga no centro seja maior que na esquerda, uma fração da vazão do centro é deslocada para esquerda, como ilustra o esquema abaixo:

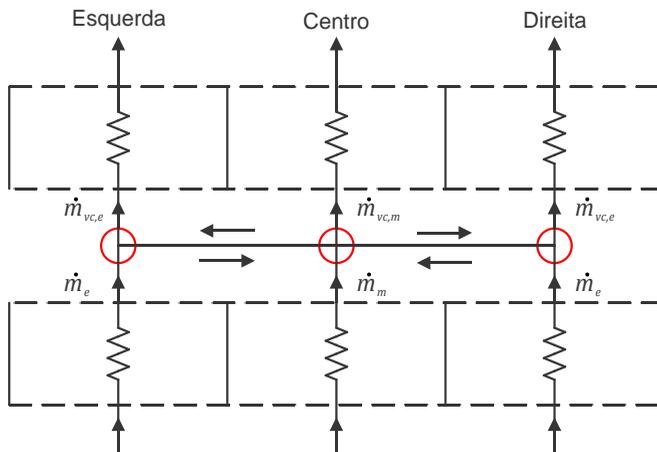


Figura 4.3 – Esquema da distribuição das vazões de ar entre os volumes

Através de balanços de massa e energia nos pontos de mistura, indicados em vermelho na Figura 4.3, pode-se determinar as vazões de ar e a temperatura e umidade absoluta na entrada de cada volume de controle. Se $\Delta P_{vc,e} > \Delta P_{vc,m}$, ar é desviado da esquerda para o centro, de acordo com o balanço de massa:

$$\dot{m}_{vc,e} = \dot{m}_e(1-r) \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{vc,m} = \dot{m}_m + 2\dot{m}_e r \quad (4.2)$$

onde r é a fração de ar desviada de um volume para o outro. A vazão total é dada por $\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{vc,m} + 2\dot{m}_{vc,e} = \rho \dot{V}_{tot}$. Já o balanço de energia mostra que,

$$h_{vc,e} = h_e \quad (4.3)$$

$$h_{vc,m} = \frac{(2h_e \dot{m}_e r + h_m \dot{m}_m)}{(2\dot{m}_e r + \dot{m}_m)} \quad (4.4)$$

Caso $\Delta P_{vc,m} > \Delta P_{vc,e}$, ar é desviado do centro para a esquerda. Assim,

$$\dot{m}_{vc,e} = \dot{m}_e + \dot{m}_m r / 2 \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{vc,m} = \dot{m}_m(1-r) \quad (4.6)$$

e,

$$h_{vc,e} = \frac{(h_e \dot{m}_e + h_m \dot{m}_m r / 2)}{(\dot{m}_e + \dot{m}_m r / 2)} \quad (4.7)$$

$$h_{vc,m} = h_m \quad (4.8)$$

A fração r é determinada iterativamente de maneira que as quedas de pressão através dos volumes de controle laterais e do centro sejam iguais.

A queda de pressão para cada volume é computada a partir da expressão proposta por Kays e London (1984),

$$\Delta P_{vc} = \frac{G_{máx}^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_s}{A_{\min}} \frac{\rho_i}{\rho_{med}} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_{med}} - 1 \right) \right] \quad (4.9)$$

onde $\sigma = A_{\min}/A_{face}$, A_{\min} é a área mínima de passagem do escoamento, A_{face} é a área de face do evaporador, ρ_i é a densidade do ar na entrada do volume de controle, ρ_{med} é a densidade média estimada através da média do volume específico do ar, e f é o fator de atrito.

Para tal faz-se uso do fator de atrito proposto por Barbosa *et al.* (2009),

$$f = 5,965Re^{-0,2948} \zeta_{fin}^{-0,7671} \left(\frac{n_l}{2} \right)^{-0,4436} \quad (4.10)$$

onde ζ_{fin} é o fator de aletamento (A_s/A_t) e n_l é o número de fileiras de tubos na direção longitudinal. A faixa de validade da equação anterior será mostrada na seqüência.

A queda de pressão total do evaporador é obtida somando-se as quedas de pressão de cada volume de controle, no lado esquerdo ou central do evaporador.

A relação entre a queda de pressão total e a diminuição da vazão volumétrica de ar é determinada através da curva característica do ventilador ($\Delta P_{tot} \times \dot{V}_{tot}$), ajustada a partir de dados experimentais na forma de um polinômio de 3º grau (ver Apêndice II),

$$\Delta P_{tot} = a_0 + a_1 \dot{V}_{tot} + a_2 \dot{V}_{tot}^2 + a_3 \dot{V}_{tot}^3 \quad (4.11)$$

A Figura 4.4 ilustra a distribuição do fluxo de ar nos compartimentos do refrigerador. Fazendo uma analogia com um circuito elétrico, a diferença de pressão gerada pelo ventilador pode ser expressa por,

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{4-3} = \Delta P_{4-1} + \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-3} \quad (4.12)$$

A queda de pressão nos trechos 2-3 e 4-1 é dada por,

$$\Delta P_n = K_n \rho \dot{V}_n^2 \quad (4.13)$$

onde os fatores K_n são ajustados pelo método dos mínimos quadrados a partir de medições em túnel de vento. Maiores detalhes a respeito dos ensaios realizados para obtenção da curva do ventilador e dos fatores de perda de carga podem ser encontrados no Apêndice II.

A vazão total é obtida resolvendo-se simultaneamente as equações (4.11) e (4.12).

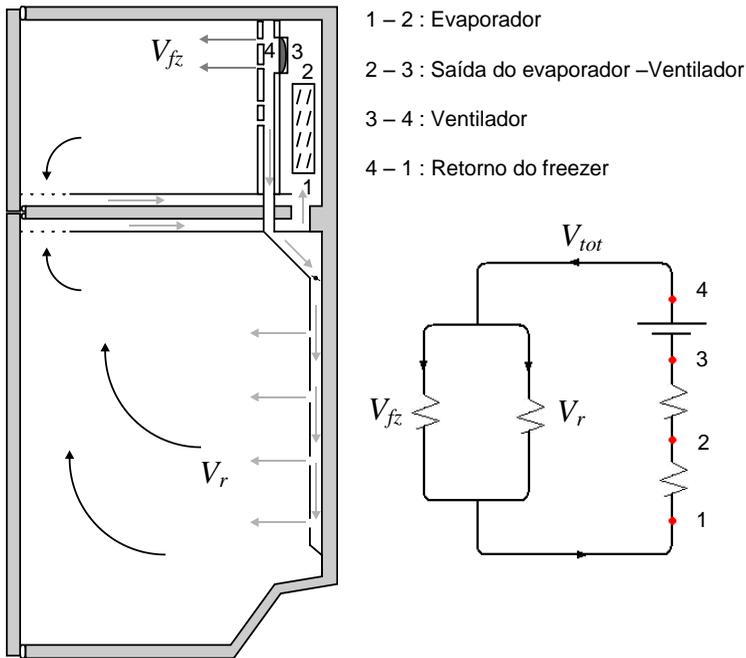


Figura 4.4 – Circuito de ar no interior do refrigerador

As condições de entrada do primeiro volume de controle do evaporador são conhecidas uma vez que as temperaturas, umidades e vazão de ar de cada compartimento refrigerado são dados de entrada do modelo. Com isso, resolvendo-se os modelos hidrodinâmico e térmico, detalhado a seguir, pode-se determinar a temperatura e umidade do ar na saída de cada volume a partir da solução das equações da conservação da energia e da massa.

4.3. Sub-Modelo Térmico

O modelo térmico é necessário para determinar as taxas de transferência de energia e massa para a camada de geada. O modelo baseia-se então em balanços de massa e energia nos volumes de controle, como mencionado anteriormente, assumindo que a espessura de geada é uniforme em cada volume.

Desta forma, um balanço de energia entre a entrada e saída do volume de controle fornece,

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (4.14)$$

onde, \dot{Q}_{sen} e \dot{Q}_{lat} representam as taxas de calor sensível e latente, respectivamente, e são calculadas por meio das equações a seguir,

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}c_p(T_i - T_o) \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}(\omega_i - \omega_o)h_{sv} \quad (4.16)$$

onde, h_{sv} é o calor latente de dessublimação do vapor d'água ($\sim 2,834 \cdot 10^6$ J/kg), e \dot{m} a vazão mássica de ar obtida através do procedimento descrito na seção anterior.

Na superfície, observando que o calor latente é entregue ao sólido, pode-se mostrar que,

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{h}_c A_s \eta_s (T - T_s) \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{h}_m A_s \eta_s (\omega - \omega_s) h_{sv} \quad (4.18)$$

onde,

$$A_s \eta_s = A_t + A_{fin} \eta_{fin} \quad (4.19)$$

onde η_{fin} é a eficiência de aleta e η_s a eficiência de superfície, definida como um fator de correção para a distribuição de temperaturas não uniforme na superfície devido à presença das aletas.

Igualando as equações (4.15) e (4.17), e escrevendo na forma diferencial, chega-se a:

$$\frac{dT}{dA_s} = \frac{\dot{h}_c \eta_s}{\dot{m} c_p} (T_s - T) \quad (4.20)$$

Fazendo o mesmo para as equações (4.16) e (4.18),

$$\frac{d\omega}{dA_s} = \frac{\dot{h}_m \eta_s}{\dot{m}} (\omega_s - \omega) \quad (4.21)$$

Assumindo que as propriedades são constantes ao longo do volume as equações (4.20) e (4.21) podem ser resolvidas analiticamente para obter as condições de saída de cada volume de controle. As soluções gerais são:

$$T_o = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(\frac{-\dot{h}_c \eta_s A_s}{\dot{m} c_p}\right) \quad (4.22)$$

$$\omega_o = \omega_s - (\omega_s - \omega_i) \exp\left(\frac{-\dot{h}_c \eta_s A_s}{\dot{m} c_p \text{Le}^{2/3}}\right) \quad (4.23)$$

onde o coeficiente de transferência de massa \dot{h}_m foi determinado a partir do coeficiente de transferência de calor, através da analogia de Lewis,

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{1/3}} = \frac{\text{Sh}}{\text{Sc}^{1/3}} \Rightarrow \frac{\dot{h}_c}{\dot{h}_m} = c_p \text{Le}^{2/3} \quad (4.24)$$

onde,

$$\text{Le} = \frac{\alpha \tau}{D \varepsilon} \quad (4.25)$$

onde α é a difusividade térmica do ar, D é a difusividade mássica do vapor d'água no ar e τ e ε são, respectivamente, a tortuosidade e a porosidade da camada de geada.

A resistência térmica do lado do ar por unidade de área, $(\dot{h}_c \eta_s)^{-1}$, é calculada por,

$$\dot{h}_c \eta_s = \left[\left(\frac{A_s}{UA} \right) - \left(\frac{A_s}{A_i \dot{h}_i} \right) - R_w'' \right]^{-1} \quad (4.26)$$

Como os tubos são de alumínio (alta condutividade térmica) e a espessura é muito pequena (2 mm), a resistência térmica de condução de calor, R_w'' , é desprezível. Através de uma análise de ordem de grandeza, pode-se desprezar também a resistência térmica de convecção do lado do refrigerante.

Assim, o coeficiente global de transferência de calor, UA , pode ser expresso por,

$$UA \cong \dot{h}_c \eta_s A_s \quad (4.27)$$

O termo $\dot{h}_c \eta_s$ é obtido a partir da correlação empírica para o fator j de Colburn, proposta por Barbosa *et al.* (2009). Assim como a correlação para o fator de atrito, tal correlação foi desenvolvida para evaporadores *no-frost* com aletas secas, discretas e planas, para as seguintes faixas de aplicação:

- Número de aletas: 31 a 261;
- Número de fileiras de tubos na direção do escoamento (arranjo de tubos desencontrados): 4 a 10;
- Comprimento dos tubos: 74 a 189 mm;
- Fator de aletamento, $\zeta_{fin} = A_s/A_i$: 2,57 a 5,82;
- Número de Reynolds baseado no diâmetro externo e na velocidade máxima ($Re = \rho V_{máx} d_o / \mu$): 320 a 1200.

A correlação possui a seguinte forma:

$$j = 0,6976 Re^{-0,4842} \zeta_{fin}^{-0,3426} \quad (4.28)$$

Devido à maneira através da qual as aletas são projetadas e montadas sobre os tubos, a linha de contato entre elas e o perímetro dos tubos não é uniforme, como ilustrado na Figura 4.5. Isto dificulta

substancialmente o cálculo da eficiência de aleta e torna proibitivo o uso de abordagens como a de Schmidt (1949), por exemplo, que assume simetria radial. Karatas *et al.* (1996) contornaram tal problema calculando a eficiência de aleta para evaporadores *no-frost* através do método de elementos finitos. Contudo, os resultados obtidos por tais autores são restritos à geometria de aletas empregada em seus estudos. Dessa forma, Barbosa *et al.* (2009) definiram o fator j de Colburn com base na resistência térmica do lado do ar do seguinte modo:

$$j = \frac{\hat{h}_c \eta_s}{G_{máx} c_p} \text{Pr}^{2/3} \quad (4.29)$$

onde,

$$G_{máx} = \dot{m} / A_{\min} \quad (4.30)$$

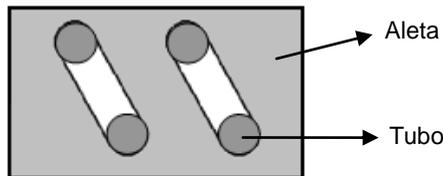


Figura 4.5 – Montagem de uma aleta sobre os tubos

O calor total trocado pelo evaporador é calculado através do somatório das parcelas de todos os volumes de controle, incluindo tanto os volumes das regiões laterais como os da região central.

4.4. Sub-Modelo de Crescimento da Camada de Geadas

O efeito dos processos de crescimento e adensamento da camada de geada e o seu acoplamento com os modelos descritos anteriormente são detalhados a seguir. Tomou-se como base o modelo proposto por Hermes *et al.* (2009), que consiste em decompor o fluxo de massa de vapor d'água transferido da corrente de ar para a camada de geada, m'' , em duas parcelas, uma responsável pelo crescimento, m''_c , e outra pelo adensamento da camada de geada, m''_d , como esquematizado na Figura 4.6,

$$m'' = m''_c + m''_d = \frac{d(\rho_f x_s)}{dt} = \rho_f \frac{dx_s}{dt} + x_s \frac{d\rho_f}{dt} = \dot{h}_m (\omega - \omega_s) \quad (4.31)$$

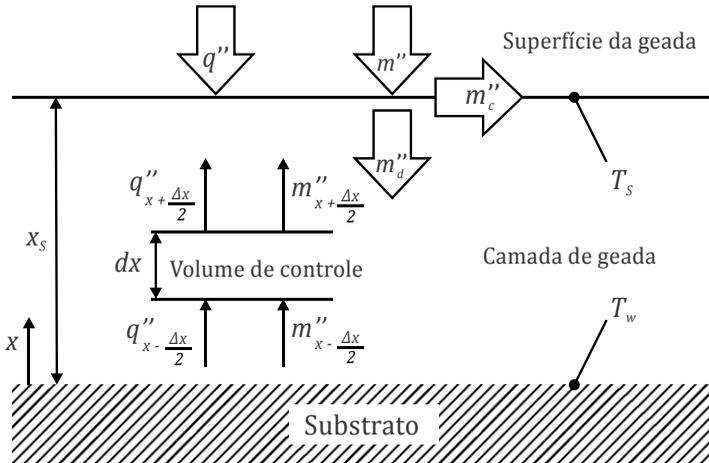


Figura 4.6 – Representação do modelo de formação de geada (Hermes *et al.* 2009)

Devido à escassez de dados para estimar a densidade da geada na faixa de temperatura em questão optou-se pela utilização de um valor médio e invariável com o tempo, calculado através da seguinte expressão empírica (maiores detalhes são apresentados no capítulo 6),

$$\rho_f = 49295 \exp[-0,053(T_{sat,r} - T_w)] \quad (4.32)$$

onde $T_{sat,r}$ é a temperatura de orvalho correspondente à umidade e temperatura do ar no resfriador.

Adotando a hipótese de que a densidade da geada não varia com o tempo, o fluxo de massa de adensamento é nulo e, conseqüentemente, o fluxo de massa de crescimento é igual ao fluxo de massa total, obtido a partir da equação (4.31).

Com m''_c , obtém-se a variação temporal da espessura da geada da seguinte forma,

$$\frac{dx_s}{dt} = \frac{m''}{\rho_f} \quad (4.33)$$

Já a massa de geada depositada é obtida a partir da integração do fluxo total, m'' , em relação à área e ao tempo,

$$M = \iint m'' dA dt \quad (4.34)$$

A massa de geada acumulada após um instante de tempo pode ser calculada a partir de uma integração de primeira ordem da seguinte forma,

$$m = m^0 + m'' A_s \Delta t \quad (4.35)$$

onde m^0 é a massa no instante de tempo anterior e Δt o intervalo de tempo. A massa total acumulada no evaporador é dada então pelo somatório das massas, m , em cada volume de controle.

Um procedimento análogo é adotado para determinar a espessura da camada de geada, x_s . Da equação (4.33), obtém-se:

$$x_s = x_s^0 + \frac{m''}{\rho_f} \Delta t \quad (4.36)$$

Para os instantes de tempo subseqüentes, a área do volume de controle deve ser recalculada para levar em conta a espessura de geada. Dessa forma, o diâmetro externo dos tubos e a espessura das aletas são agora definidos por,

$$d_{eq} = d_o + 2x_s \quad (4.37)$$

$$e_{eq} = e_{fin} + 2x_s \quad (4.38)$$

Assim, as áreas externas de tubos e aletas são reavaliadas para obter a área total do volume de controle, A_s ,

$$A_t = n_t \pi d_{eq} \Delta B - n_{fin} e_{eq} n_t \pi d_{eq} \quad (4.39)$$

$$A_{fin} = 2n_{fin} W \Delta H - 0,25 n_t \pi d_{eq}^2 \quad (4.40)$$

$$A_s = A_t + A_{fin} \quad (4.41)$$

onde ΔB e ΔH são a largura e a altura do volume de controle, respectivamente, expressos por,

$$\Delta B = B/2 \text{ (centro) ou } \Delta B = B/4 \text{ (esquerda)} \quad (4.42)$$

$$\Delta H = H/n_l \quad (4.43)$$

As larguras dos volumes de controle, expressas pela equação (4.42), foram definidas com base na largura dos dutos de retorno na entrada do evaporador. A área mínima de passagem do escoamento, A_{min} , também é modificada e calculada da maneira proposta por Barbosa *et al.* (2009).

Nota-se que, para completar o equacionamento em questão, falta um meio de prever a temperatura e a umidade absoluta na superfície da camada de geada (T_s e ω_s). Para tanto, as equações da difusão de massa e calor na camada de geada são resolvidas, como indicado a seguir.

4.3.1. Equação da Difusão de Massa

Aplicando o princípio da conservação de energia ao volume de controle ilustrado na Figura 4.6, obtém-se:

$$-q''_{x-\Delta x/2} + q''_{x+\Delta x/2} = (-m''_{x-\Delta x/2} + m''_{x+\Delta x/2})h_{sv} \quad (4.44)$$

Dividindo ambos os lados por Δx ,

$$\frac{-q''_{x-\Delta x/2} + q''_{x+\Delta x/2}}{\Delta x} = \frac{(-m''_{x-\Delta x/2} + m''_{x+\Delta x/2})h_{sv}}{\Delta x} \quad (4.45)$$

No limite onde $\Delta x \rightarrow 0$,

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{-q''_{x-\Delta x/2} + q''_{x+\Delta x/2} - (-m''_{x-\Delta x/2} + m''_{x+\Delta x/2})h_{sv}}{\Delta x} = 0 \quad (4.46)$$

A equação anterior pode então ser escrita da seguinte forma,

$$\frac{dq''}{dx} = \frac{dm''}{dx} h_{sv} \quad (4.47)$$

O termo dm''/dx , que representa a variação do fluxo de massa ao longo da espessura da camada de geada, precisa ser determinado. Aplicando a conservação da massa no volume de controle mostrada na Figura 4.6, chega-se a:

$$-m''_{x-\Delta x/2} + m''_{x+\Delta x/2} = \dot{\omega}\Delta x \quad (4.48)$$

Dividindo ambos os lados por Δx ,

$$\frac{-m''_{x-\Delta x/2} + m''_{x+\Delta x/2}}{\Delta x} = \dot{\omega} \quad (4.49)$$

No limite onde $\Delta x \rightarrow 0$,

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{-m''_{x-\Delta x/2} + m''_{x+\Delta x/2}}{\Delta x} - \dot{\omega} = \frac{dm''}{dx} - \dot{\omega} = 0 \quad (4.50)$$

De acordo com Piucco (2008) e Lee *et al.* (1997), a dessublimação do vapor d'água pode ser interpretada como um termo fonte de primeira ordem. Assim, o termo de geração pode ser determinado em função de um coeficiente de dessublimação, λ , como mostrado abaixo,

$$\dot{\omega} = -\rho\lambda\omega \quad (4.51)$$

Aplicando a lei de Fick,

$$m'' = -\rho \frac{D\varepsilon}{\tau} \frac{d\omega}{dx} \quad (4.52)$$

e combinando com as equações (4.50) e (4.51), chega-se a:

$$\frac{d^2\omega}{dx^2} - \frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}\omega = 0 \quad (4.53)$$

onde $D\varepsilon/\tau$ é a difusividade efetiva do vapor d'água no ar, a qual leva em conta tanto a porosidade ε quanto a tortuosidade τ da camada de geada. Como ilustrado na Figura 4.7, a tortuosidade é definida como sendo a relação entre a distância real percorrida por uma molécula de vapor d'água ao se difundir na camada de geada, e o comprimento desta.

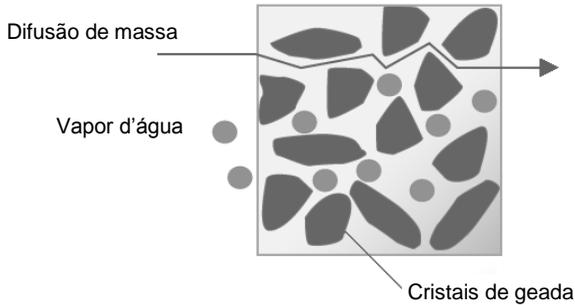


Figura 4.7 – Tortuosidade da camada de geada

Observa-se que quanto maior a tortuosidade, maior é a dificuldade do vapor d'água se difundir na camada de geada, e menor é a taxa de crescimento desta. Para a porosidade, o efeito é oposto, ou seja, quanto maior a quantidade de poros, maior a difusão de massa e, conseqüentemente, a espessura da camada de geada.

Como a equação diferencial anterior é homogênea e com coeficientes constantes, sua solução geral é dada por,

$$\omega = c_1 \exp\left(\sqrt{\frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}} x\right) + c_2 \exp\left(-\sqrt{\frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}} x\right) \quad (4.54)$$

Resolvendo a expressão anterior analiticamente e admitindo que $\omega = \omega_{sat,w}$ e $d\omega/dx = 0$ em $x = 0$ (ver Figura 4.8), obtém-se a seguinte distribuição de umidade ao longo da camada de geada,

$$\omega(x) = \omega_{sat,w} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}} x\right) \quad (4.55)$$

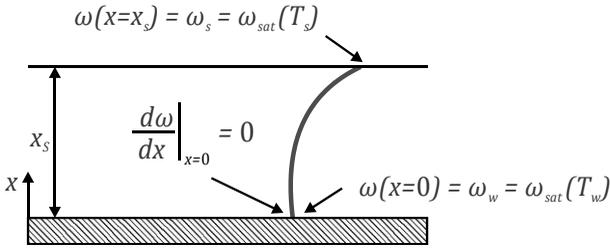


Figura 4.8 – Perfil de umidade ao longo da camada de geada

Assim,

$$\omega(x) = \omega_{sat,w} \cosh(\Gamma x) \quad (4.56)$$

O termo $\Gamma = \sqrt{\lambda \tau \varepsilon^{-1} D^{-1}}$ é obtido substituindo $\omega = \omega_{sat,s}$ para $x = x_s$ na equação (4.56),

$$\Gamma x_s = \operatorname{arccosh} \left(\frac{\omega_{sat,s}}{\omega_{sat,w}} \right) = \text{Ha} \quad (4.57)$$

onde Ha é o número de Hatta, que elevado ao quadrado, representa a razão entre os tempos característicos de difusão, $t_{dif} = \tau x_s^2 / D\varepsilon$ e de dessublimação, $t_{des} = 1/\lambda$,

O coeficiente de dessublimação é obtido então em função do número de Hatta,

$$\lambda = \frac{D\varepsilon}{\tau x_s^2} \text{Ha}^2 \quad (4.58)$$

Analisando a equação anterior, percebe-se que nos primeiros instantes do crescimento (x_s pequeno), o coeficiente de dessublimação é elevado, indicando uma alta taxa de crescimento. Após o crescimento da camada, o valor de λ tende a diminuir como reflexo do aumento da difusão de massa.

4.3.2. Equação da Difusão de Calor

Combinando as equações (4.47) e (4.55) com a lei de Fourier, pode-se escrever a equação da difusão de calor na camada da seguinte forma (Hermes *et al.*, 2009),

$$k_f \frac{d^2T}{dx^2} = -\lambda h_{sv} \rho_{sat,w} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}}x\right) \quad (4.59)$$

Integrando a equação anterior,

$$\frac{dT}{dx} = \frac{-\lambda h_{sv} \rho_{sat,w}}{k_f} \sqrt{\frac{D\varepsilon}{\lambda\tau}} \sinh\left(\sqrt{\frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}}x\right) + c_3 \quad (4.60)$$

Por fim, a distribuição de temperatura é obtida integrando-se novamente,

$$T = -\frac{\lambda h_{sv} \rho_{sat,w}}{k_f} \frac{D\varepsilon}{\lambda\tau} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}}x\right) + c_3x + c_4 \quad (4.61)$$

Admitindo $T = T_w$ em $x = 0$, e um acoplamento de energia em $x = x_s$, (ver Figura 4.9),

$$k_f \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_s} = q''_{sen} + m'' h_{sv} \quad (4.62)$$

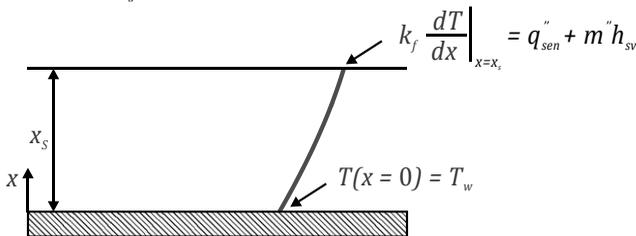


Figura 4.9 – Perfil de temperatura ao longo da camada de geada

Chega-se a:

$$T_s = T_w + \frac{q'' x_s}{k_f} - \frac{h_{sv} \rho D \varepsilon \omega_{sat,w}}{k_f \tau} (\cosh Ha - 1) \quad (4.63)$$

O equacionamento descrito anteriormente ainda requer expressões para o cômputo de propriedades como a difusividade do vapor d'água no ar, D , a condutividade térmica da geadá, k_f , a tortuosidade, τ , e a porosidade da camada de geadá, ε . Tais expressões fecham o problema, e são detalhadas a seguir.

4.5. Equações de Fechamento

A difusividade do vapor d'água no ar foi obtida a partir dos dados apresentados por Lee *et al.* (1997). Admite-se que a mistura de ar e vapor d'água possui o comportamento de gás ideal, de forma que o coeficiente D é função direta da temperatura e inversa da pressão. Como a pressão é praticamente constante durante o processo de formação de geadá, a difusividade do vapor no ar depende apenas da temperatura. Um ajuste linear dos dados propostos por Lee *et al.* (1997), para $-45 < T < 15$ °C, mostra que (ver Figura 4.10),

$$D = 0,132T - 14,042 \quad (4.64)$$

onde T é dada em [K] e D em [mm^2/s].

Para avaliar a condutividade térmica média da geadá foi utilizada a correlação empírica apresentada por Sanders (1974), válida para valores de densidade inferiores a 500 kg/m^3 ,

$$k_f = 0,1202\rho_f^{0,963} \quad (4.65)$$

onde ρ_f é dada em [kg/m^3].

A porosidade foi determinada a partir de uma relação entre as densidades da geadá, ρ_f , do vapor d'água, ρ_v , e do gelo (sólido), ρ_{ice} ,

$$\varepsilon = \frac{\rho_f - \rho_{ice}}{\rho_v - \rho_{ice}} \quad (4.66)$$

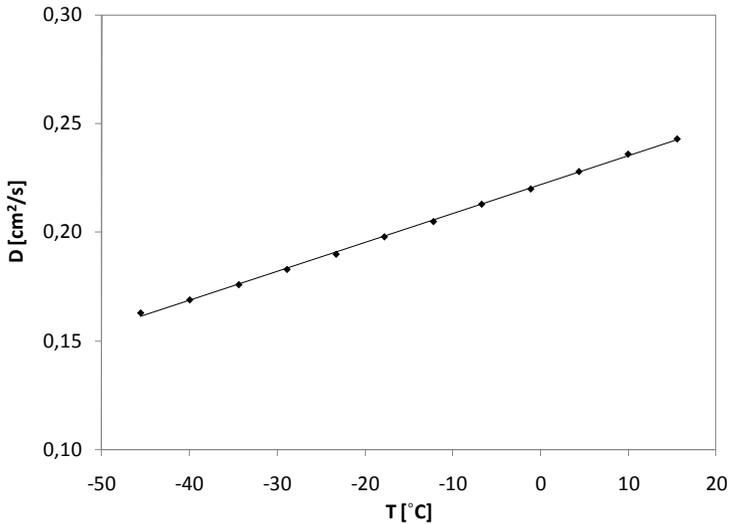


Figura 4.10 – Difusividade em função da temperatura

A tortuosidade, por sua vez, foi calculada através do modelo de Zehnder, citado por Lee (2003),

$$\tau = \frac{\varepsilon}{1 - \sqrt{1 - \varepsilon}} \quad (4.67)$$

4.6. Metodologia de solução

A simulação inicia com a leitura dos dados de entrada:

- Intervalo de tempo: Δt ;
- T_w , T_s e x_s , para $t = 0$;
- Estimativa inicial para a queda de pressão: ΔP ;
- Dados geométricos gerais do evaporador: n_b , n_v , n_{fin} , W , H , B , d_o , e_{fin} ;
- Condições do ar nos compartimentos refrigerados: ζ , T_{fz} , T_r , ϕ_{fz} , e ϕ_r ;
- Curva característica do ventilador;
- Fatores de perda de carga: $K_{retorno}$ e $K_{sucção}$;
- Condição de parada: $Tempo$.

Na seqüência, todos os volumes de controle recebem o valor de espessura e temperatura da superfície da geadá, impostos para $t = 0$. A vazão volumétrica de ar é então estimada a partir da curva característica do ventilador. Com isso, inicia-se a varredura no sentido longitudinal (ao longo das fileiras). Na seqüência, entra-se num laço iterativo onde se estima a fração de desvio, r , e o sentido deste desvio: da esquerda para o centro ou vice-versa. Dentro desse laço é feita a varredura no sentido transversal (da esquerda para o centro). Assim, com a fração e o sentido do desvio estimados e conhecendo-se as condições de temperatura e umidade na entrada do evaporador, determina-se as condições de entrada (vazão, temperatura e umidade absoluta) no volume da esquerda na primeira fileira.

Em seguida, entra-se num novo laço iterativo para determinar a temperatura da superfície da geadá, visto que esta também é estimada. Neste laço, a geometria do volume da primeira fileira do evaporador é reavaliada para levar em conta a presença da camada inicial de geadá. Em seguida, as propriedades da geadá e do ar úmido são computadas através das correlações empíricas. Os fatores j e f também são calculados. Com isso, a umidade absoluta na saída do volume de controle é avaliada, possibilitando o cálculo do fluxo de massa total (crescimento). A temperatura na saída é também obtida e, conseqüentemente, o fluxo total de calor (sensível + latente) é computado. Assim, é possível calcular a taxa de crescimento da geadá e, conseqüentemente, corrigir a estimativa da temperatura da superfície da camada de geadá através da equação (4.63). As iterações terminam quando a diferença absoluta entre o valor estimado e o calculado para T_3 é inferior a $0,1^\circ\text{C}$.

Se o critério de convergência anterior for atendido, calcula-se a diferença de pressão no volume de controle da esquerda. Ainda na mesma fileira, a varredura transversal continua e o procedimento anterior é repetido para o volume do centro. Com as diferenças de pressão nos volumes da esquerda e do centro calculadas, corrige-se a fração de desvio e determina-se o seu sentido. O laço iterativo para r termina quando $|\Delta P_{k,1} - \Delta P_{k,2}| < 0,01$ Pa. Tal procedimento se repete para a fileira seguinte e continua até que o último volume da última fileira seja avaliado.

Após avaliar as condições de saída do último volume de controle, a queda de pressão total, ΔP , é calculada e a estimativa inicial é verificada. Se a diferença absoluta entre tais valores for inferior ao critério estabelecido ($0,1$ Pa), o processamento dos dados continua. Caso contrário, entra-se num laço iterativo onde, através de substituições

sucessivas, a estimativa inicial de ΔP é corrigida através da equação (4.12). Utilizou-se uma sub-relaxação de 0,01 para ΔP .

Atendido o critério anterior, parte-se para o instante de tempo subsequente. O valor da espessura da camada de geada de cada volume neste instante é obtido através de uma integração numérica de primeira ordem (Euler) por meio da equação (4.36). A simulação termina quando o tempo de teste imposto for atingido.

O algoritmo de solução foi implementado na plataforma EES (Klein, 2009) e é capaz de simular um transiente de 4 horas em aproximadamente 1 minuto.

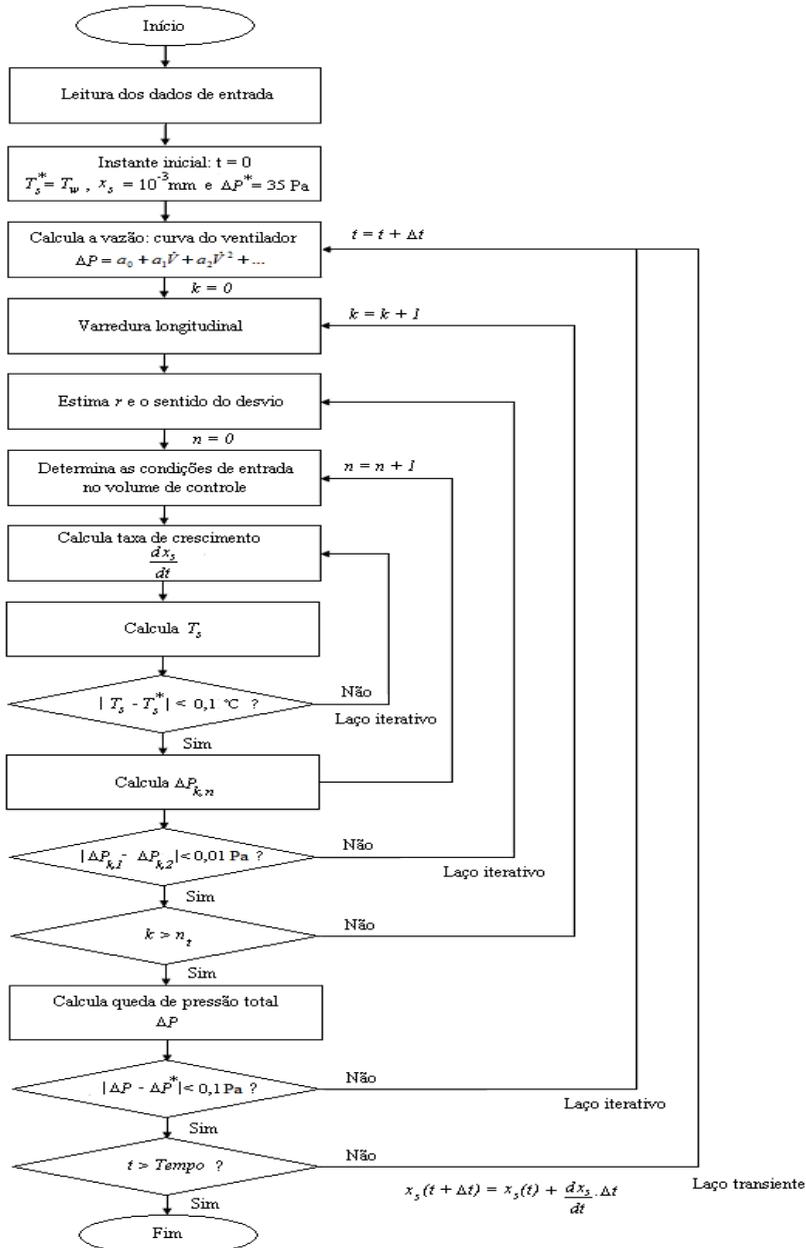


Figura 4.11 – Fluxograma do algoritmo de solução

CAPÍTULO 5 - TRABALHO EXPERIMENTAL

Além de uma análise teórica, o processo de formação de geada foi avaliado experimentalmente através de ensaios realizados *in-situ*, ou seja, com o evaporador montado no refrigerador. Quatorze ensaios experimentais foram realizados com o objetivo de: (i) obter um conjunto de dados confiável para validar o modelo proposto; (ii) medir a taxa de formação de geada no evaporador e correlacioná-la com as condições psicrométricas e de superfície; (iii) visualizar e registrar os padrões de crescimento da geada para diferentes condições de operação, e (iv) computar a eficiência do sistema de degelo. Dos quatorze ensaios realizados, nove foram utilizados para validar o modelo e cinco para analisar o processo de degelo. Em todos os experimentos, a formação de geada foi induzida através da geração de umidade no interior do refrigerador.

Na seqüência serão apresentados detalhes do aparato e do procedimento experimental empregados neste trabalho.

5.1. Aparato Experimental

O aparato experimental é composto basicamente por um calorímetro de evaporadores *no-frost*, um refrigerador *frost-free* típico e uma câmara climatizada. O calorímetro foi construído sobre uma estrutura metálica situada fora da câmara de testes, e é ligado ao evaporador que está dentro do refrigerador, que por sua vez está dentro da câmara de testes, através de tubulações que passam através das paredes da câmara.

5.1.1. Calorímetro

Para avaliar o comportamento do evaporador sob a influência da geada, construiu-se um aparato de teste capaz de manter e controlar as condições de operação do sistema. A Figura 5.1 mostra uma vista geral de tal aparato, denominado calorímetro. A descrição do circuito, a instrumentação utilizada e os procedimentos de controle são detalhados a seguir.

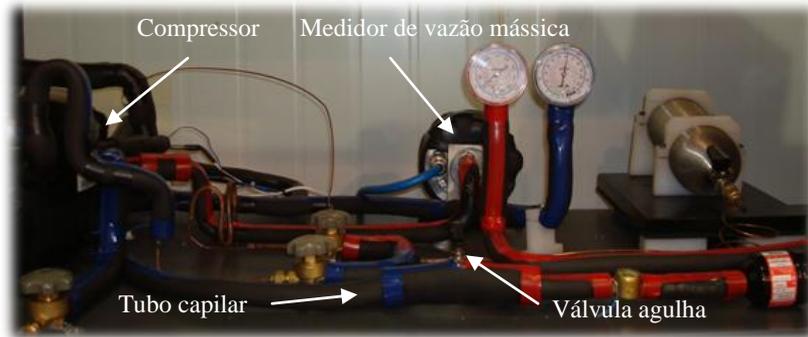


Figura 5.1 – Vista geral do calorímetro de evaporadores *no-frost*

O calorímetro foi projetado para operar com o fluido HFC-134a, nos seguintes limites de operação:

- Temperatura de evaporação: -35 °C a -15 °C
- Temperatura de condensação: 30 a 65 °C
- Fluxo de massa: 1 a 10 kg/h
- Capacidade de refrigeração: 50 a 250 W
- Superaquecimento: até 20 °C

Conforme ilustrado na Figura 5.2, após ser comprimido pelo compressor, o refrigerante passa por um medidor de vazão mássica do tipo *Coriolis* (fabricante Danfoss, modelo Mass 6000), localizado na tubulação de descarga. Na seqüência, o vapor passa por um condensador do tipo tubo-aleta com convecção forçada, onde é condensado. O fluido, agora no estado líquido, sai do condensador e passa por um filtro secador e por um visor de líquido. Logo em seguida, há uma tomada de pressão que permite a leitura da pressão de condensação.

A expansão ocorre em seguida, quando o refrigerante passa por uma válvula agulha montada em série com um tubo capilar. Na descarga do capilar há outra tomada de pressão que permite a leitura da pressão de evaporação.

O refrigerante a baixa pressão e temperatura entra no evaporador onde absorve calor de um fluxo de ar induzido pela ação de um ventilador axial. Devido à elevada quantidade de refrigerante inserida no calorímetro, o escoamento permanece saturado ao longo de todo o evaporador (superaquecimento nulo).

Em seguida, o refrigerante sai do evaporador, passa pelo teto do refrigerador e pela parede lateral da câmara de testes, antes de retornar ao compressor. Antes do compressor, existe uma resistência elétrica controlada por um PID, cujo objetivo é evitar a penetração de líquido neste componente.

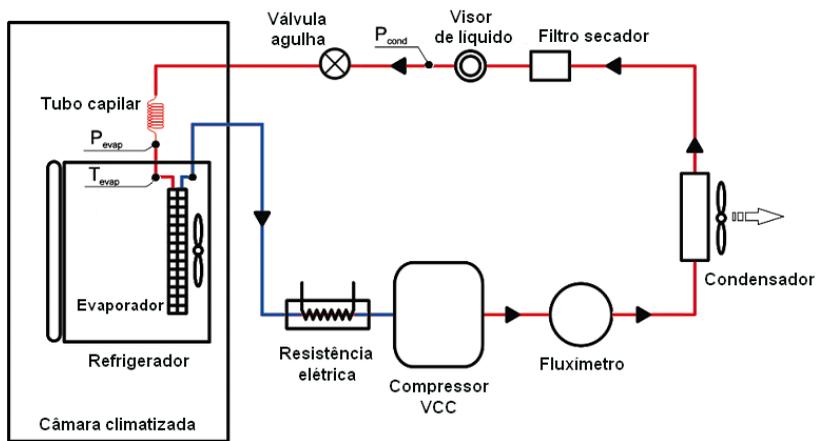


Figura 5.2 – Esquema do circuito de refrigeração do calorímetro

Segue abaixo uma descrição detalhada dos componentes:

✓ **Compressor:**

A capacidade de refrigeração de evaporadores *no-frost* pode atingir valores da ordem de 200 W. Para tanto, selecionou-se um compressor alternativo do tipo VCC (rotação variável), modelo VEGY8H, fabricado pela Embraco. Na Tabela 5.1 e Tabela 5.2 encontram-se alguns valores de capacidade de refrigeração deste compressor, na rotação máxima de 4500 RPM e em três temperaturas de evaporação, respectivamente nas temperaturas de condensação de 35 °C e 45 °C.

Tabela 5.1 – Capacidade do compressor para condensação de 35 °C

Evaporação [°C]	Capacidade [W]
-20	188
-25	269
-30	347

Tabela 5.2 – Capacidade do compressor para condensação de 45 °C

Evaporação [°C]	Capacidade [W]
-20	178
-25	254
-30	325

O compressor foi acoplado a um inversor de frequência com comunicação serial, através do qual se pode variar a rotação e alterar a vazão mássica de refrigerante. As temperaturas do refrigerante nas tubulações de sucção e descarga e na carcaça do compressor foram monitoradas através de termopares do tipo T instalados nas superfícies.

✓ **Condensador:**

O condensador é um trocador de calor do tipo tubo-aleta do mesmo tipo utilizado em cassetes de refrigeração comercial. Possui tubos de cobre e aletas contínuas fabricadas em alumínio, e rejeita calor para o ar externo mediante a ação de um ventilador radial. A rotação do ventilador é controlada por um PID que responde ao sinal enviado pelo transdutor de pressão instalado na entrada do evaporador. O controlador mantém então a pressão de evaporação desejada, evitando que esta seja reduzida devido ao acúmulo de geada sobre o evaporador.

Além disso, o condensador foi instrumentado com termopares do tipo T, posicionados nas superfícies dos tubos, na entrada, no centro e na saída.

✓ **Dispositivos de expansão:**

O refrigerante é expandido através da ação do par válvula agulha-tubo capilar. Utilizou-se uma válvula agulha, modelo 1300, com 18 voltas de atuação, fabricada pela Hoke, e um tubo capilar com diâmetro interno de 1,07 mm e comprimento de aproximadamente 3,5m. A abertura ou fechamento da válvula permite um controle manual da temperatura de evaporação e também da vazão mássica de refrigerante em circulação.

✓ **Evaporador:**

Como mencionado anteriormente, o evaporador é do tipo *no-frost* com tubos e aletas fabricados em alumínio. As aletas são discretas

e igualmente espaçadas em cada fileira de tubo. O número de aletas e o espaçamento entre elas varia de uma fileira para outra. Existem 20 fileiras de tubos, 10 no sentido longitudinal e 2 no sentido transversal ao fluxo de ar. Existe ainda uma resistência de degelo na forma de uma serpentina tubular uniformemente distribuída ao longo do evaporador, como mostrado na Figura 5.3. Mais detalhes a respeito da geometria do evaporador podem ser vistos no Apêndice I.

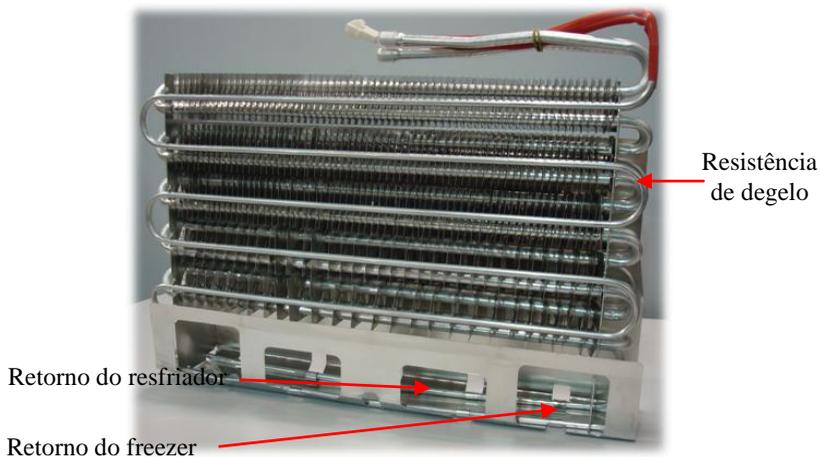


Figura 5.3 – Evaporador *no-frost*

As temperaturas do refrigerante na entrada e na saída do evaporador foram obtidas através de termopares do tipo T, fixados sobre a tubulação. A distribuição de temperatura do ar na saída do evaporador foi mapeada através de 3 termopares do tipo T. A queda de pressão no evaporador foi medida através de mangueiras perfuradas posicionadas nas regiões de entrada e saída do evaporador. Tais mangueiras foram conectadas a um transdutor de pressão diferencial fabricado pela GE Druck, modelo LP1010, com fundo de escala de 25 Pa e precisão de 0,125 Pa. Detalhes da instrumentação do evaporador podem ser vistos na Figura 5.4 e Figura 5.5.

✓ **Resistência elétrica:**

Antes de chegar ao compressor, o refrigerante passa por uma serpentina sobre a qual é montada uma resistência tubular de 800 W de potência. O calor dissipado pela resistência é modulado por um

controlador PID que atua com base no sinal de temperatura enviado pelo termopar localizado na sucção do compressor. O objetivo principal dessa resistência é evitar a presença de refrigerante líquido na entrada do compressor.



Figura 5.4 – Tomada de pressão na região de entrada



Figura 5.5 – Termopares e tomada de pressão na região de saída

5.1.2. Refrigerador

Como mencionado anteriormente, o refrigerador em questão é do tipo *frost-free*, com dois compartimentos distintos: o freezer de menor volume e mais frio, e o resfriador, de maior volume e mais quente. A circulação interna do ar é induzida por um ventilador axial posicionado acima do evaporador. A vazão de ar é distribuída entre os dois compartimentos através de um *dampers*.

O refrigerador foi instrumentado com diversos termopares posicionados em locais estratégicos no interior do freezer e do resfriador, como ilustra a Figura 5.6. Três termopares do tipo T foram instalados no centro geométrico e distribuídos simetricamente ao longo da altura de cada compartimento. Além disso, dois termopares, também do tipo T, foram colocados na frente das grades de retorno de ar de cada compartimento.

A temperatura média do ar na entrada dos dutos de retorno foi controlada através de resistências elétricas uniformemente distribuídas no interior de cada compartimento. A potência das resistências foi controlada por ação de controladores do tipo PID que atuam com base no sinal de temperatura enviado pelos termopares instalados na entrada das grades de retorno do freezer e do resfriador. As resistências são do tipo termogel, com potência nominal máxima de 15 W. No freezer foram instaladas seis resistências, com uma potência total de 90 W. Já no resfriador foram instaladas oito resistências, totalizando uma potência máxima de 120 W.

Para permitir a determinação da umidade absoluta do ar na entrada do evaporador, transdutores de umidade relativa foram instalados em frente às grades de retorno. Os sensores em questão foram fabricados pela Testo, e compreendem um transmissor modelo 6681 e uma sonda modelo 6614, com ponteira aquecida para evitar condensação, e precisão de $\pm 1,0\%$ (ver Figura 5.7).

A formação de geada sobre o evaporador foi induzida através da geração de vapor d'água no interior do resfriador. Para tanto utilizou-se uma bandeja com volume aproximado de 700 ml, posicionada no chão do resfriador e aquecida por uma resistência elétrica (ver Figura 5.8). A potência da resistência foi modulada por um controlador do tipo PID, que respondia ao sinal de umidade relativa enviado pelo transdutor de umidade. A bandeja foi apoiada sobre duas células de carga, o que permitiu o monitoramento da quantidade de água evaporada e conseqüentemente, da massa aproximada de geada depositada sobre o

evaporador. Os sensores foram fabricados pela Interface, modelo SMT S-Type, com precisão de $\pm 0,5$ g e capacidade de 1 kg cada.

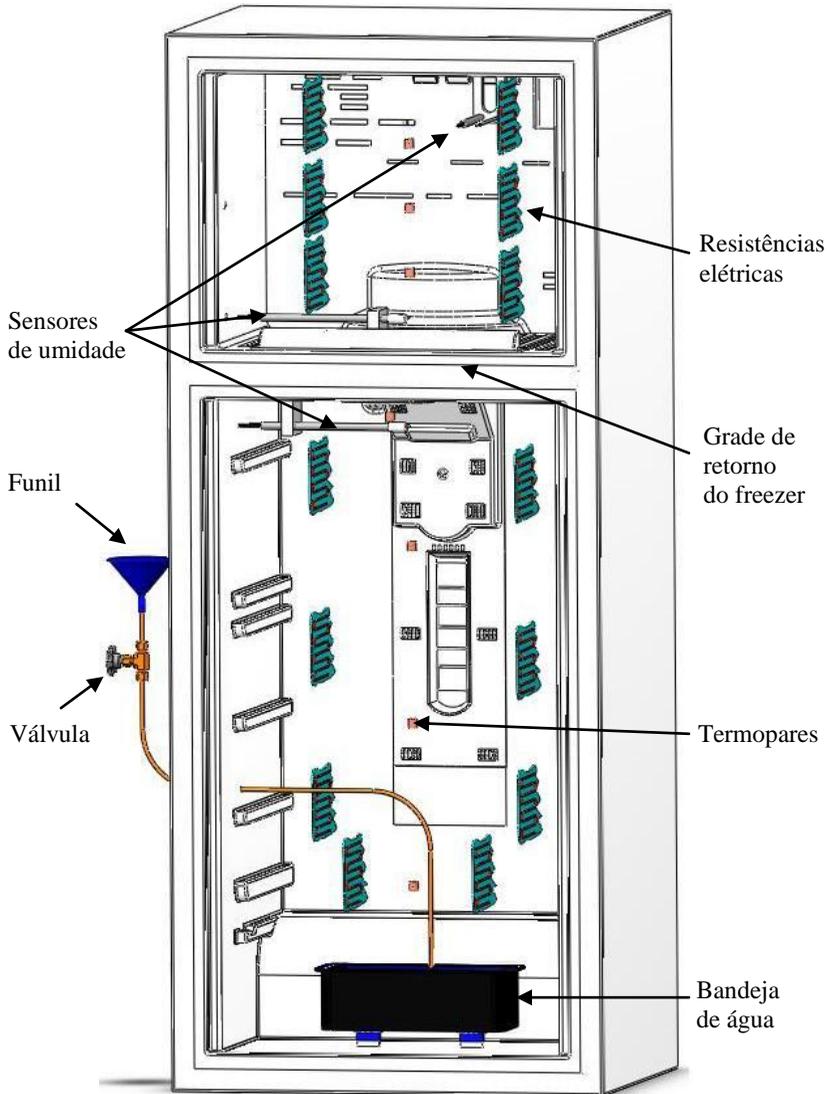


Figura 5.6 – Instrumentação do refrigerador



Figura 5.7 – Transdutor de umidade relativa: transmissor (esq.) e sonda (dir.)



Figura 5.8 – Sistema de umidificação e medição da massa de gead

A vazão de ar insuflada pelo ventilador foi obtida medindo-se a diferença de pressão entre a descarga do ventilador e a entrada do evaporador, e aplicando o valor obtido na curva de perda de carga do

trecho em questão (ver Figura 4.4). O fator de perda de carga, K_{4-1} , foi regredido a partir de experimentos em túnel de vento (ver Apêndice II). A queda de pressão foi medida com mangueiras perfuradas conectadas a um transdutor de pressão diferencial, modelo 607-1, com fundo de escala de 62,3 Pa e precisão de 0,3 Pa, fabricado pela Dwyer.

Adicionalmente, para permitir a visualização do processo de formação de geada sobre o evaporador, foram instaladas duas janelas de vidro na parede traseira do refrigerador, como mostra a Figura 5.9. As janelas possuem três camadas de vidro temperado de 3 mm de espessura justapostas, e foram posicionadas uma em frente à outra, com um espaçamento de aproximadamente 3 cm entre elas. Além disso, colocou-se uma fina camada de cristais de sílica gel azul no espaço entre as janelas para evitar condensação. Os vidros foram fabricados pela Schott, modelo Termofrost AB Standard LT.

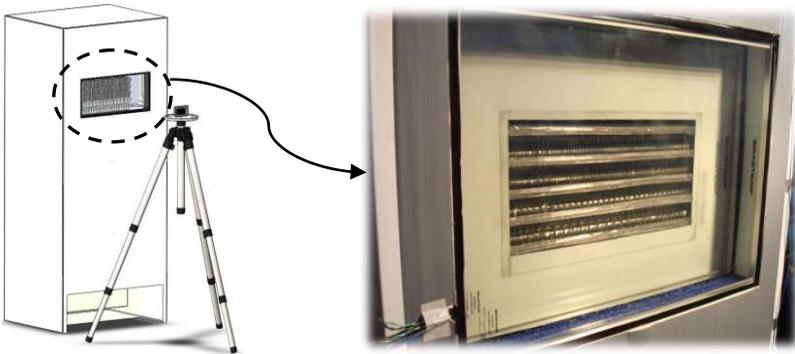


Figura 5.9 – Janela para visualização do evaporador no fundo do refrigerador

5.1.3. Câmara climatizada

O refrigerador foi colocado no interior de uma câmara climatizada para que a temperatura e umidade do ar ambiente pudessem ser controladas. A câmara permite variações de temperatura entre 15 °C a 45 °C ($\pm 0,2$ °C) com umidade relativa entre 30 % e 90 % (± 1 %). Estes parâmetros são controlados através de um sistema de refrigeração convencional, auxiliado por ventiladores, *dampers*, um conjunto de resistências elétricas e por uma bandeja de umidificação, como mostra a Figura 5.10.

O ventilador movimenta uma vazão de ar sobre o evaporador, o qual resfria e retira umidade da corrente de ar. Em paralelo com o

evaporador há um duto de *by-pass*, controlado por um *damper*, que permite a regulagem da vazão de ar que passa através do trocador de calor. O ar é descarregado num *plenum*, que consiste basicamente em um forro falso perfurado, de onde o ar é distribuído para a área de testes. Na seqüência, o ar passa pelo piso, que também é perfurado, pela bandeja de umidificação e retorna ao evaporador, completando o circuito. Tal arranjo permite que a velocidade do ar na secção de testes se mantenha na faixa de 0,1 m/s a 0,25 m/s ($\pm 0,05$ m/s).

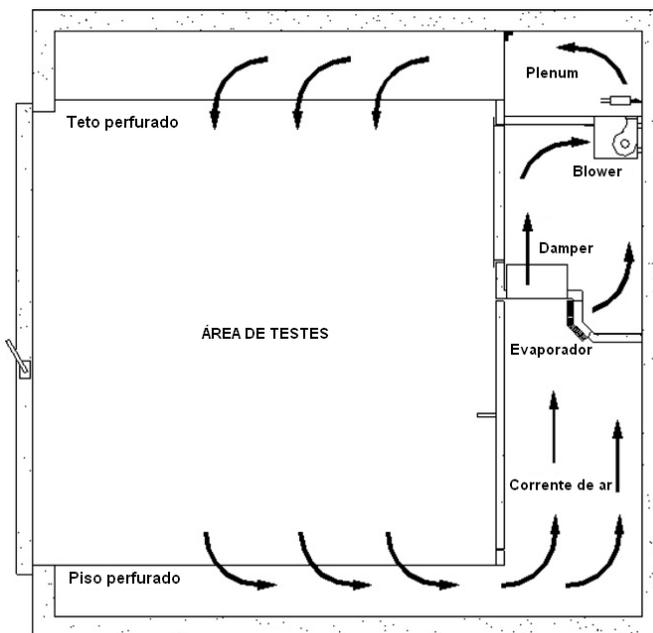


Figura 5.10 – Esquema do funcionamento da câmara de testes (Piucco, 2008)

Resistências elétricas estrategicamente posicionadas após o ventilador, acionadas e moduladas por um controlador PID, são utilizadas para manter a temperatura do ar no valor desejado. O controlador atua com base no sinal enviado por três termopares do tipo T colocados na frente, à direita e à esquerda do refrigerador. A umidade relativa do ar no interior da câmara é também controlada por um sistema de umidificação que consiste essencialmente de uma bandeja com água, onde existe uma resistência elétrica controlada por um PID.

5.2. Procedimento de Testes

Para garantir a confiabilidade dos resultados obtidos, desenvolveu-se um procedimento padronizado para a realização dos experimentos. Todas as etapas deste procedimento foram seguidas rigorosamente em todos os ensaios realizados.

Antes do início de cada teste, a câmara de testes é ligada para atender às condições de temperatura e umidade do ar, pré-estabelecidas. Em seguida, dez pacotes de sílica gel são colocados tanto no freezer e no resfriador para diminuir a concentração de vapor d'água no interior do refrigerador. O refrigerador é mantido nessa condição com as portas fechadas por aproximadamente 24 horas. Todo esse cuidado tem por objetivo minimizar a formação de geada durante o transiente inicial de partida.

Com a temperatura da câmara controlada e com ar praticamente seco no interior do refrigerador, liga-se a bancada externa (calorímetro). Primeiramente, aciona-se o ventilador do refrigerador. Na seqüência, aciona-se o compressor e a sua rotação é ajustada. Paralelamente, o ventilador do condensador também é ativado e a pressão de evaporação desejada é informada ao controlador PID correspondente. As temperaturas desejadas para o ar na entrada dos dutos de retorno dos compartimentos refrigerados são informadas aos PIDs correspondentes.

Com isso, inicia-se o período de abaixamento das temperaturas no interior do refrigerador. Após o transiente inicial de partida, o sistema entra em regime permanente (ver Figura 5.11). O critério proposto por Silva (2008) foi adotado para definir se a condição de regime foi atingida. De acordo com tal critério, deve-se, primeiramente, ajustar linearmente o comportamento de uma determinada variável ao longo de 30 minutos:

$$f(t) = c_0 t + c_1 \quad (5.1)$$

O regime é alcançado quando a diferença em módulo entre o ponto inicial e o ponto final desse intervalo for menor que 3 desvios-padrão (DP):

$$|f(t_{final}) - f(t_{inicial})| < 3DP \quad (5.2)$$

No presente trabalho, admitiu-se que o regime permanente é atingido quando o critério estabelecido é atendido tanto para a

temperatura média do ar no freezer quanto para a temperatura média no resfriador.

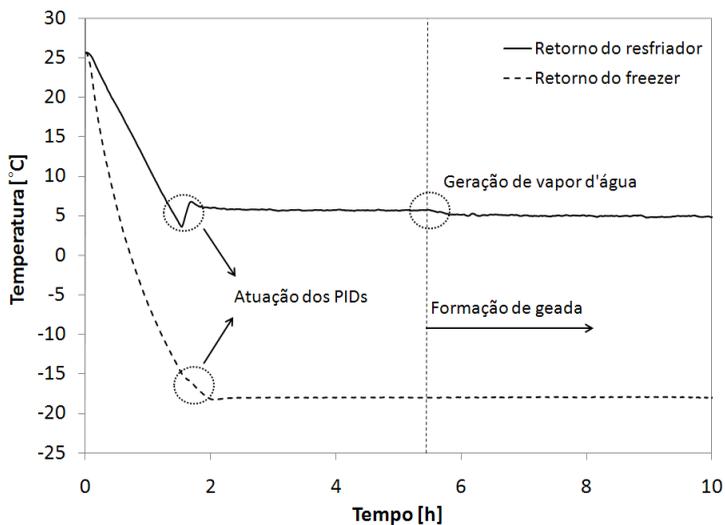


Figura 5.11 – Perfis de temperatura típicos do transiente de partida dos testes realizados

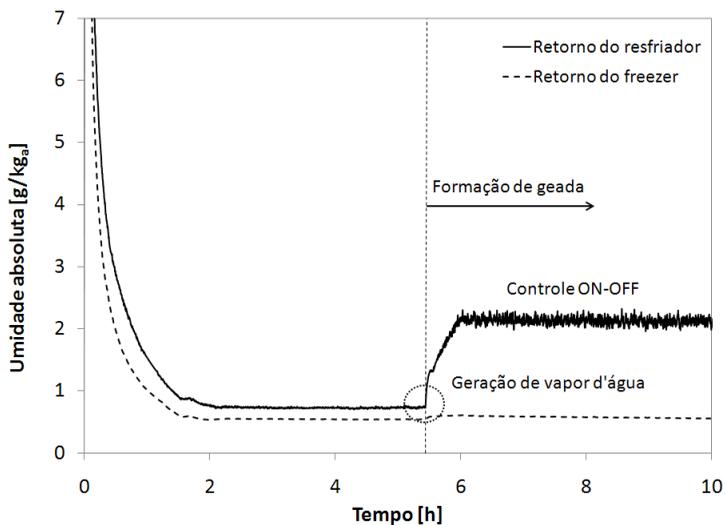


Figura 5.12 – Início da geração de vapor d'água e controle da umidade relativa

Atingido o regime permanente, inicia-se a geração de vapor d'água no interior do resfriador (ver Figura 5.12). A bandeja posicionada no chão do resfriador é reabastecida com água através de uma tubulação que atravessa a parede do resfriador e é conectada a um funil como ilustrado na Figura 5.6. A tubulação possui uma válvula, que quando aberta permite a passagem de água para a bandeja. Tal procedimento visa evitar a abertura da porta do resfriador e, conseqüentemente, a infiltração de ar quente e úmido. Na seqüência, a umidade relativa desejada é informada ao controlador PID correspondente.

O período de formação de geada tem uma duração de aproximadamente quatro horas, contadas a partir do instante em que o controle de umidade é acionado. Durante este período, são registradas fotos a cada 30 minutos com o objetivo de registrar o processo de formação de geada sobre o evaporador.

O teste termina após quatro horas. Desliga-se então o ventilador do evaporador, o sistema de refrigeração da bancada e a geração de umidade. Logo em seguida, a resistência de degelo é acionada para que a geada depositada sobre o trocador seja removida. Assim, a geada derrete e escoar pelo dreno do refrigerador até uma bandeja localizada externamente ao refrigerador. A massa coletada é então medida em uma balança com precisão de $\pm 0,01$ g.

5.3. Processamento dos Dados

As principais variáveis derivadas dos experimentos são: a taxa de transferência de calor e a queda de pressão no evaporador, a vazão volumétrica de ar e a massa de geada acumulada. Destas, apenas a queda de pressão é medida diretamente a partir da indicação do transdutor de pressão diferencial. As demais são avaliadas indiretamente a partir de balanços de energia e massa no trocador de calor, como detalhado a seguir.

A vazão volumétrica total é obtida indiretamente a partir da vazão insuflada no freezer através, da seguinte equação:

$$\dot{V}_{tot} = \frac{\dot{V}_{fc}}{\zeta} = \frac{1}{\zeta} \sqrt{\frac{\Delta P_{4-1}}{K_{4-1} \rho}} \quad (5.3)$$

onde ΔP_{4-1} é a queda de pressão medida por um transdutor diferencial com tomadas de pressão instaladas no trecho 4-1 (ver capítulo 4) e K_{4-1} é

o fator de perda de carga obtido experimentalmente através de ensaios em túnel de vento. O parâmetro ζ é a fração de ar que circula no freezer, também obtida através de testes em túnel de vento (ver Apêndice II).

A taxa de transferência de calor no evaporador é calculada através de um balanço de energia no trocador:

$$\dot{Q}_{tot} = \rho \dot{V}_{tot} c_p (T_{i,m} - T_{o,m}) + \rho \dot{V}_{tot} (\omega_{i,m} - \omega_{o,m}) h_{sv} \quad (5.4)$$

onde $T_{i,m}$ e $\omega_{i,m}$ são respectivamente a temperatura e a umidade absoluta do ar na entrada do evaporador, determinadas com base na mistura das correntes de ar provenientes dos dutos de retorno do freezer e do resfriador,

$$T_{i,m} = T_{fz} \zeta + (1 - \zeta) T_r \quad (5.5)$$

$$\omega_{i,m} = \omega_{fz} \zeta + (1 - \zeta) \omega_r \quad (5.6)$$

onde T_{fz} e ω_{fz} , e T_r e ω_r , são as temperaturas e umidades relativas medidas na entrada dos dutos de retorno do freezer e resfriador, respectivamente. Assume-se que tais parâmetros não se alteram ao longo dos dutos de retorno, sendo, portanto, iguais aos da região de entrada do evaporador.

A temperatura na saída, $T_{o,m}$, é obtida da média entre os três termopares instalados no local. A umidade absoluta na saída, $\omega_{o,m}$, é determinada a partir da indicação de um transdutor de umidade relativa instalado após o ventilador. Tal transdutor foi instalado neste local devido à falta de espaço na região de saída do evaporador. Assume-se, portanto, que a umidade absoluta não varia com a passagem do ar pelo ventilador.

A taxa de formação de geada é computada com base num balanço de massa no evaporador:

$$\dot{m}_w = \rho \dot{V}_{tot} (\omega_{i,m} - \omega_{o,m}) \quad (5.7)$$

A massa de geada acumulada sobre o evaporador é obtida através da integração no tempo da equação anterior.

5.4. Plano de Testes

O aparato experimental descrito anteriormente foi utilizado para realizar alguns testes com o objetivo de estudar o efeito das condições psicrométricas sobre o processo de formação de geada num evaporador *no-frost* típico de refrigeradores *frost-free* e também de validar o modelo numérico desenvolvido. Em todos os ensaios, a temperatura do ar no interior da câmara climatizada foi mantida em 25 °C e o intervalo de aquisição de dados em 10 s. No total foram realizados nove ensaios, com variação da temperatura ($4,5 < T_r < 7,2^\circ\text{C}$) e umidade ($0,2 < \phi_r < 0,8$) no resfriador, da temperatura no freezer ($-18,0 < T_{fz} < -15,0^\circ\text{C}$), e da temperatura de evaporação ($-25,5 < T_w < -20,0^\circ\text{C}$). As condições de cada teste são mostradas na Tabela 5.3.

Tais parâmetros foram variados de modo a submeter o evaporador a diferentes graus de super-resfriamento na entrada, como mostra a Figura 5.13. Neste caso, o grau de super-resfriamento é definido através da diferença entre a temperatura de orvalho, baseada nas condições de temperatura e umidade do resfriador, e a temperatura de evaporação. A maioria dos pontos foi escolhida propositalmente acima da linha de dessublimação para favorecer a formação de geada. Os resultados são apresentados e discutidos no capítulo 6.

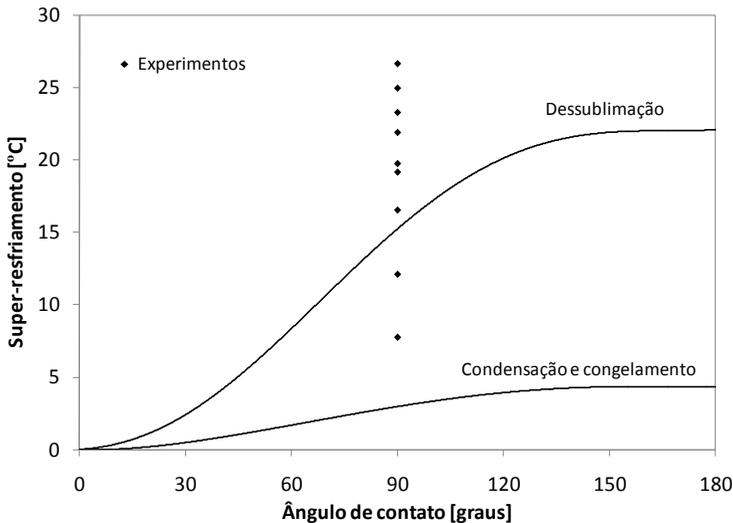


Figura 5.13 – Plano de testes: variação do grau de super-resfriamento

Tabela 5.3 – Condições de teste

Teste	T_{fz} [°C]	T_r [°C]	ϕ_r [%]	T_w [°C]	ΔT_{sup} [°C]
1	-18,0	5,0	39,6	-25,9	19,1
2	-18,0	4,9	58,8	-25,4	23,3
3	-18,0	4,4	80,1	-25,4	26,6
4	-15,0	7,1	40,6	-24,5	19,7
5	-15,1	5,1	61,4	-23,4	21,9
6	-15,2	4,7	80,5	-23,3	24,9
7	-15,2	7,3	20,3	-20,3	7,7
8	-15,0	7,2	30,1	-20,3	12,1
9	-15,1	7,1	44,7	-20,2	16,6

Outros cinco experimentos foram realizados com o intuito de analisar o processo de degelo. Tais ensaios foram conduzidos adotando-se as mesmas condições do teste 6 (alta umidade no resfriador) para garantir uma formação de geada mais intensa. A potência e o tempo de atuação da resistência de degelo foram variados com o objetivo de maximizar a eficiência de degelo. Os resultados destes testes e uma análise mais detalhada da eficiência do sistema de degelo serão apresentados no próximo capítulo.

CAPÍTULO 6 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são mostrados os principais resultados obtidos durante os experimentos. Uma comparação com os resultados gerados pelo modelo matemático também é realizada e os resultados são discutidos. Além disso, fotografias registradas ao longo dos testes são mostradas e analisadas. Adicionalmente, algumas potencialidades do modelo são exploradas, tais como o efeito do número e do espaçamento entre aletas no evaporador.

Os resultados obtidos com os experimentos de degelo são também apresentados e discutidos, com ênfase na eficiência do sistema de degelo. O modelo também é utilizado para prever a distribuição da massa de geada ao longo do evaporador, o que permite explorar alternativas mais eficientes para o sistema de degelo.

6.1. Validação do Modelo Matemático

O modelo matemático foi validado contra os dados experimentais obtidos através dos ensaios listados na Tabela 5.3, com exceção do ensaio número 7, em que não houve formação de geada. O ensaio número 8 também foi validado por apresentar formação de geada (porosa), apesar de estar abaixo da linha de dessublimação (ver Figura 5.13). Deve-se ressaltar que o diagrama mostrado na Figura 5.13 serve como um indicativo, uma vez que é válido para superfícies lisas.

Como mencionado no capítulo 4, devido à escassez de dados experimentais para estimar a densidade da geada, optou-se por estimar de maneira iterativa um valor para cada ensaio de forma a aproximar as previsões do modelo dos resultados experimentais de queda de pressão e massa acumulada de geada. Os valores obtidos foram correlacionados com o grau de super-resfriamento ($R^2=0,994$), calculado com base na temperatura de retorno do resfriador, na forma indicada a seguir,

$$\rho_f = 49295 \exp\left[-0,053(T_{sat,r} - T_w)\right] \quad (6.1)$$

O comportamento experimental ilustrado na Figura 6.1 é consistente com as observações de Mao *et al.* (1999), que mostraram que, para condições psicrométricas semelhantes às estudadas, a variação da densidade da geada com o tempo não é significativa. Verma *et al.*

(2002) também trataram a densidade da geada com uma constante ao longo do tempo.

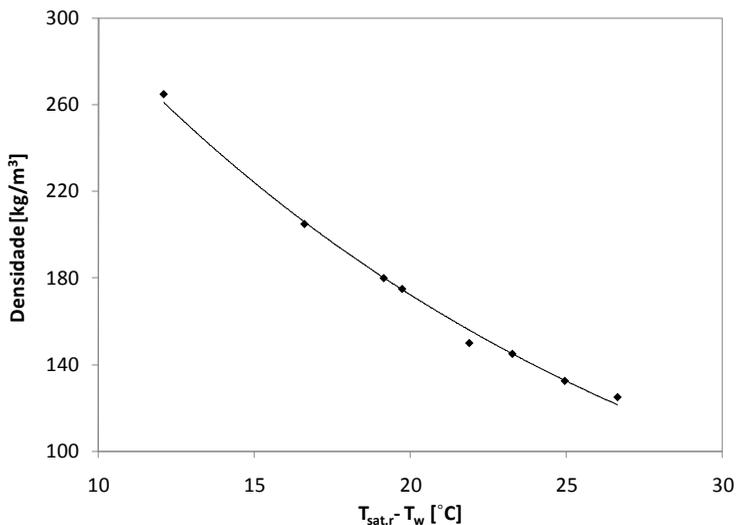
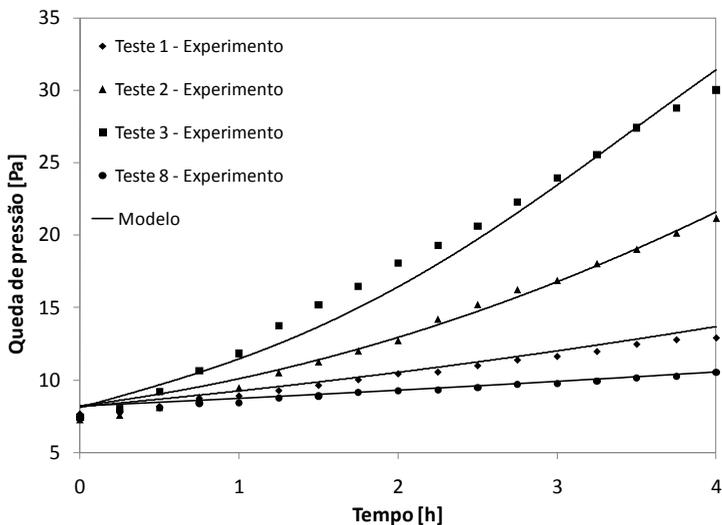


Figura 6.1 – Correlação para a densidade da geada

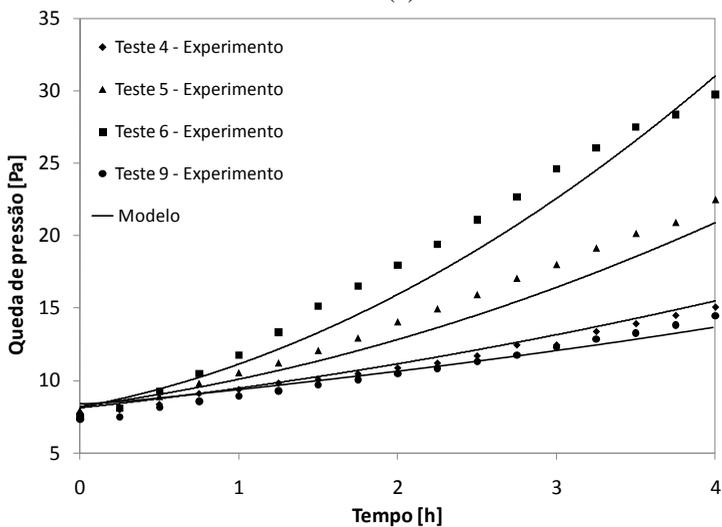
No exercício de validação, as seguintes variáveis foram exploradas: queda de pressão e capacidade de refrigeração do evaporador, vazão total insuflada pelo ventilador e a massa de geada acumulada.

6.1.1. Queda de Pressão

A Figura 6.2 mostra uma comparação entre os valores de queda de pressão obtidos experimentalmente com as previsões do modelo. Percebe-se que, mesmo utilizando um fator de atrito para evaporadores secos, o modelo foi capaz de representar satisfatoriamente as tendências experimentais ao longo do transiente de quatro horas (erros inferiores a 15 % para todos os testes). Um leve distanciamento em relação à tendência do modelo pode ser observado para os testes 3 e 6, especialmente a partir de 25 Pa. Deve-se mencionar que a faixa de medição do transdutor utilizado para medir a perda de carga no evaporador é de 0 a 25 Pa, o que significa que tanto a incerteza experimental como a discordância entre dados experimentais e calculados a partir desse ponto é maior.



(a)



(b)

Figura 6.2 – Comparação para a queda de pressão: (a) testes 1, 2, 3 e 8, (b) testes 4, 5, 6 e 9

A Tabela 6.1 mostra um quadro comparativo entre os valores de queda de pressão nos instantes iniciais, ou seja, com o evaporador seco, e finais (fim do ensaio). Considerando a dificuldade em se medir

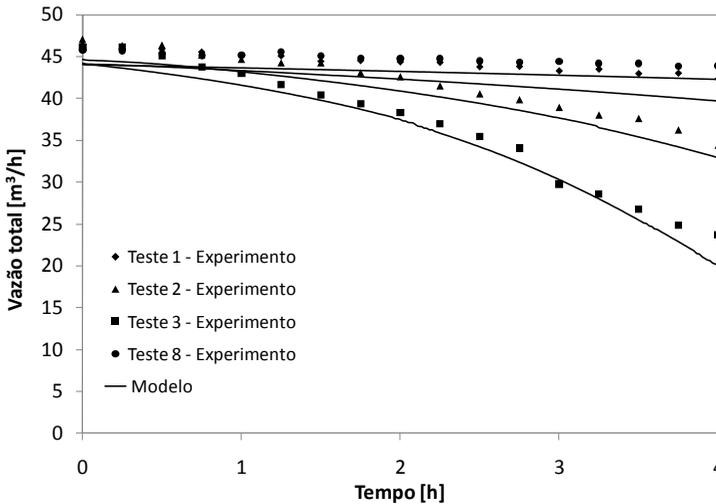
diferenças de pressões tão baixas, pode-se concluir que as diferenças percentuais apresentadas (i.e. valores absolutos inferiores a 1 Pa) são bastante razoáveis.

Tabela 6.1 – Quadro comparativo: queda de pressão

Teste	Experimental [Pa]		Modelo [Pa]		Erro relativo [%]	
	Início	Fim	Início	Fim	Início	Fim
1	7,7	12,9	8,2	13,7	-7,7	-6,2
2	7,3	21,2	8,3	21,6	-14,2	-2,0
3	7,4	30,0	8,3	31,5	-11,2	-4,8
4	7,8	15,1	8,2	15,5	-5,1	-3,1
5	7,9	22,5	8,3	21,0	-5,4	6,8
6	7,5	29,8	8,4	30,9	-11,4	-3,7
8	7,4	10,5	8,3	10,6	-11,1	-0,3
9	7,3	14,5	8,4	13,7	-14,8	5,5

6.1.2. Vazão Total

O modelo também foi capaz de reproduzir adequadamente o comportamento da vazão total insuflada pelo ventilador. Tal resultado é mostrado na Figura 6.3.



(a)

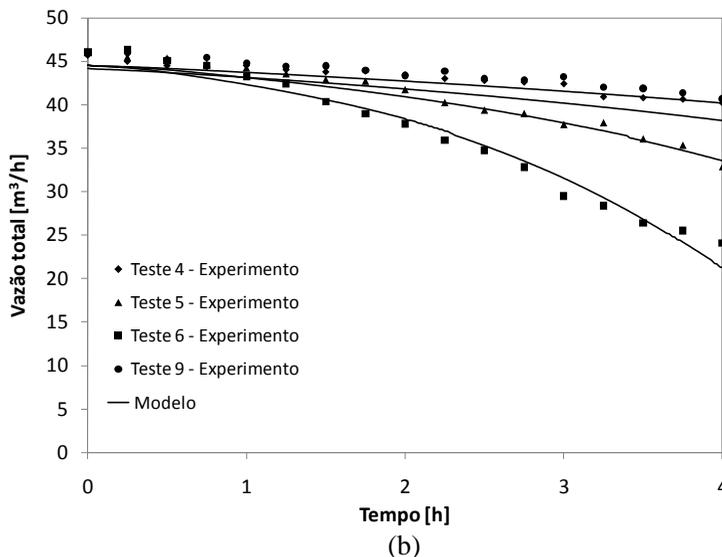


Figura 6.3 – Comparação para a vazão de ar: (a) testes 1, 2, 3 e 8, (b) testes 4, 5, 6 e 9

A Tabela 6.2 mostra erros inferiores a 10 % para todos os ensaios. As maiores diferenças foram observadas ao final dos testes 3 e 6. Nesses casos, a vazão de ar ao final do teste é bastante baixa, o que faz com que o transdutor de pressão diferencial utilizado para o cálculo indireto da vazão seja utilizado no limite inferior da sua faixa de aplicação, com conseqüente impacto na incerteza de medição.

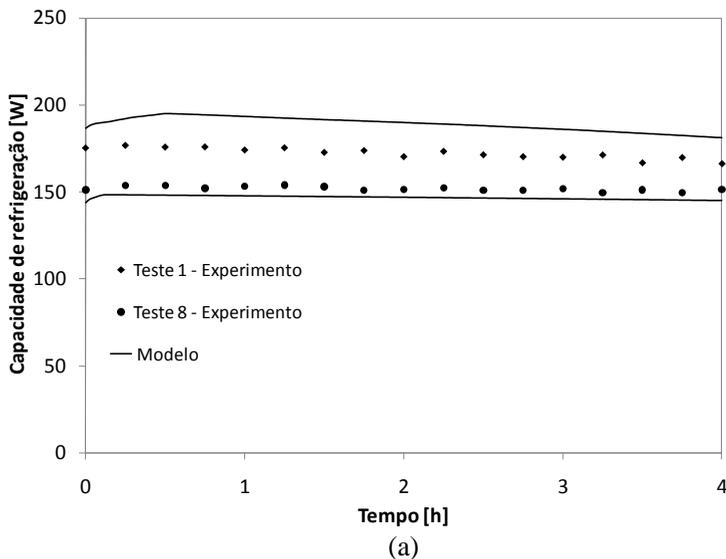
Tabela 6.2 – Quadro comparativo: vazão total

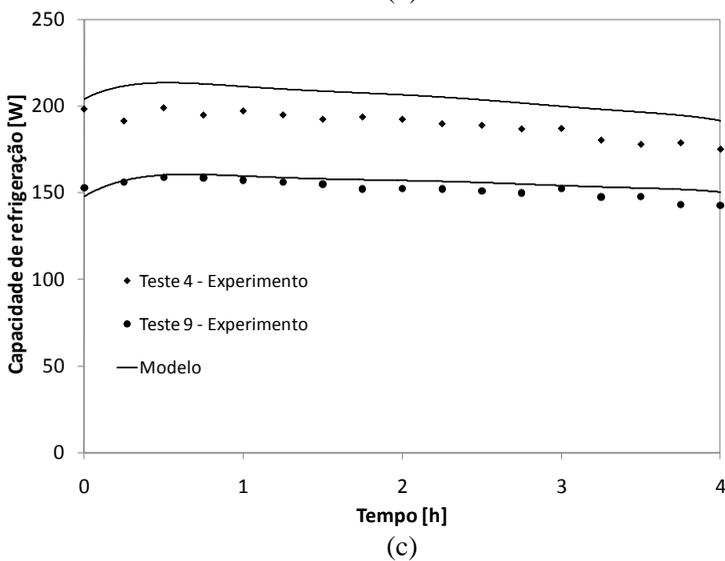
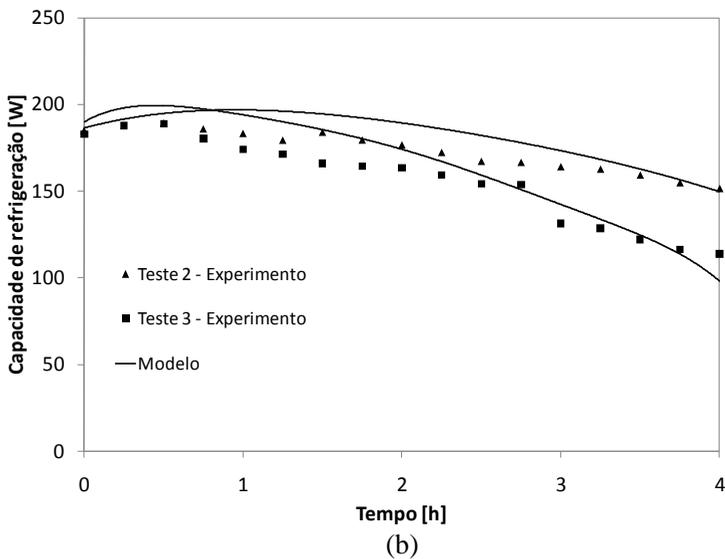
Teste	Experimental [m ³ /h]		Modelo [m ³ /h]		Erro relativo [%]	
	Início	Fim	Início	Fim	Início	Fim
1	46,4	42,3	44,2	39,7	4,8	6,1
2	47,1	34,4	44,7	32,9	5,1	4,3
3	46,1	23,7	44,1	20,0	4,3	15,6
4	45,7	40,2	44,2	38,2	3,3	5,0
5	46,1	32,9	44,6	33,6	3,3	-2,0
6	46,0	24,1	44,6	21,3	3,1	11,8
8	45,8	43,9	44,1	42,3	3,5	3,7
9	46,0	40,7	44,6	40,2	3,1	1,2

6.1.3. Capacidade de Refrigeração

A Figura 6.4 compara as previsões do modelo para a taxa de transferência de calor no evaporador com resultados experimentais. Nota-se que o modelo representa satisfatoriamente as tendências experimentais. Percebe-se, em todos os ensaios, um leve aumento da capacidade nos instantes iniciais do processo. Isto se deve à adição da parcela latente no cômputo da capacidade e também ao leve aumento da área de troca de calor proporcionado pela fina camada de geada.

Nota-se também que a capacidade de refrigeração praticamente não variou com o tempo, durante os testes 1 e 8, e 4 e 9. Nesses ensaios, a deposição de geada no evaporador não foi suficiente para provocar uma diminuição significativa de vazão, como mostrado na Figura 6.4 (a) e (c). Uma degeneração mais acentuada, da ordem de 40 %, é observada nos ensaios 2, 3, 5 e 6, nos quais o crescimento da geada foi mais intenso devido ao elevado grau de super-resfriamento do ar na entrada do evaporador.





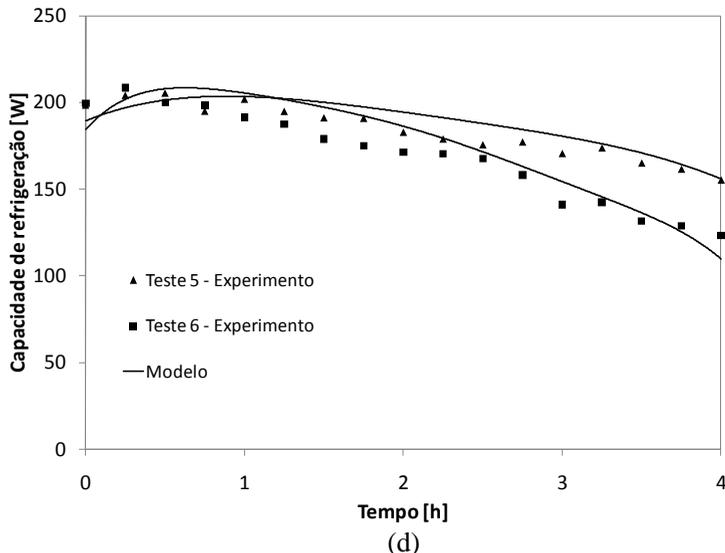


Figura 6.4 – Comparação para a capacidade de refrigeração: (a) testes 1 e 8, (b) testes 2 e 3, (c) testes 4 e 9, (d) testes 5 e 6

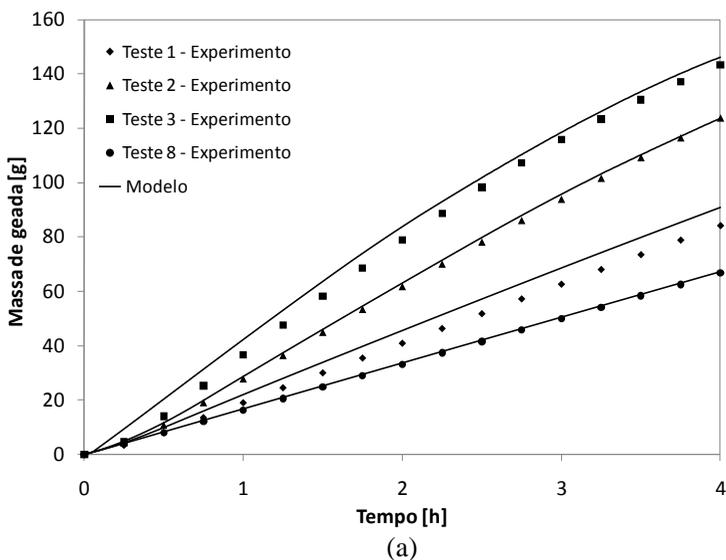
A Tabela 6.3 compara os resultados experimentais com as previsões do modelo. Percebe-se que o modelo é capaz de prever a capacidade de refrigeração tanto para a condição sem (início do teste) quanto para a condição com geada (final do teste), com erros da ordem de 10 %.

Tabela 6.3 – Quadro comparativo: capacidade de refrigeração

Teste	Experimental [W]		Modelo [W]		Erro relativo [%]	
	Início	Fim	Início	Fim	Início	Fim
1	175,5	166,3	186,5	181,1	-6,3	-8,9
2	184,9	151,6	181,3	151,8	1,9	-0,1
3	183,0	113,8	183,6	100,4	-0,3	11,8
4	198,2	175,0	202,8	192,2	-2,3	-9,8
5	198,4	155,3	187,0	159,4	5,7	-2,6
6	199,4	123,4	185,7	111,6	6,9	9,6
8	151,2	149,6	143,7	145,1	4,9	3,0
9	152,7	142,6	147,0	150,8	3,7	-5,7

6.1.4. Massa de Geadas

Os resultados do modelo para a massa de geada acumulada foram comparados com os valores experimentais, derivados através da equação (5.7). Optou-se pelo balanço de massa por esse fornecer resultados mais realísticos que os fornecidos pelas células de carga. A Figura 6.5 mostra que o modelo consegue prever as tendências experimentais satisfatoriamente, com um erro máximo de 10 g. As pequenas diferenças apresentadas encontram-se dentro da faixa de incerteza de medição (ver Apêndice III).



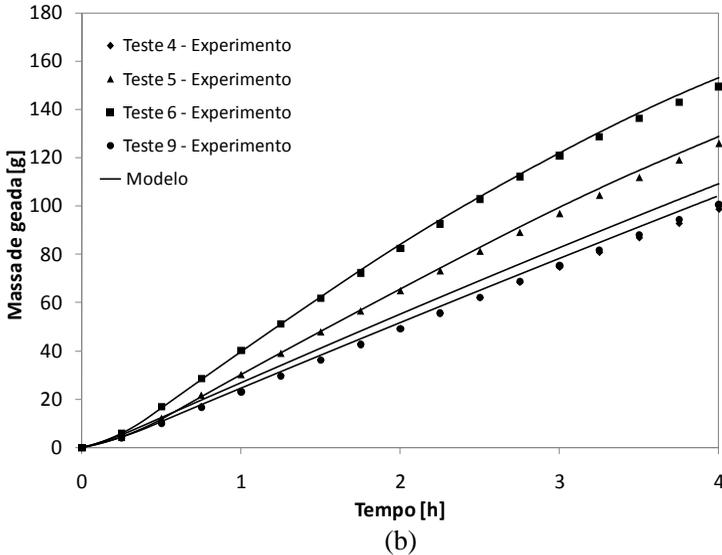


Figura 6.5 – Comparação para a massa de geada: (a) testes 1, 2, 3 e 8, (b) testes 4, 5, 6 e 9

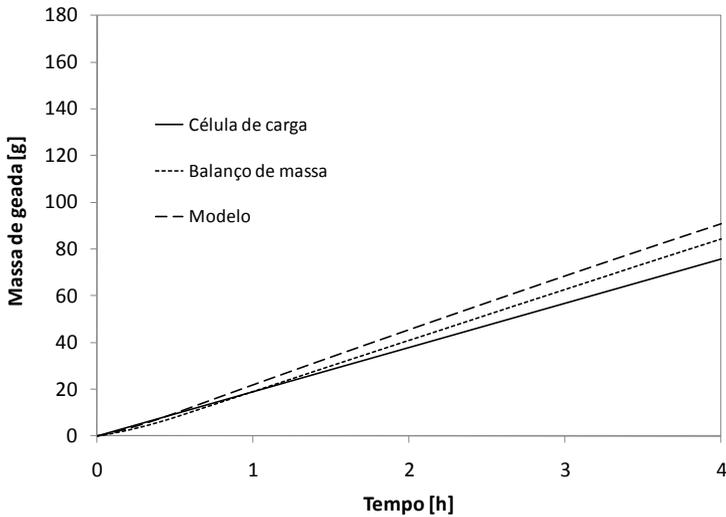


Figura 6.6 – Comparativo entre os métodos de obtenção da massa de geada: Teste 1

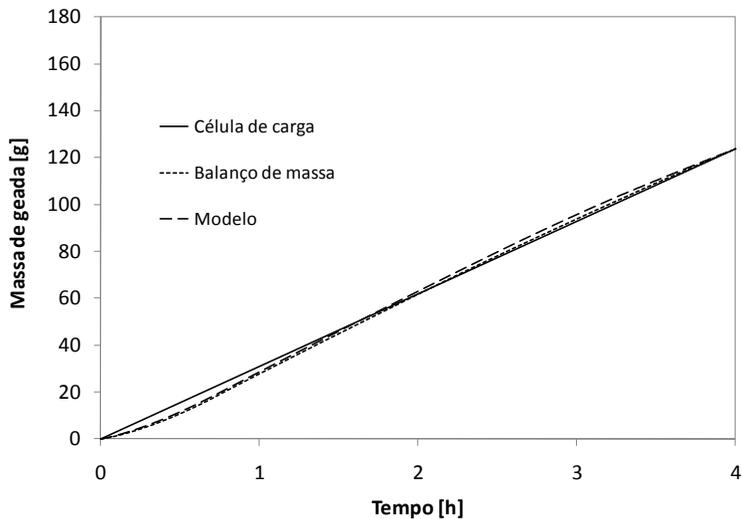


Figura 6.7 – Comparativo entre os métodos de obtenção da massa de geada: Teste 2

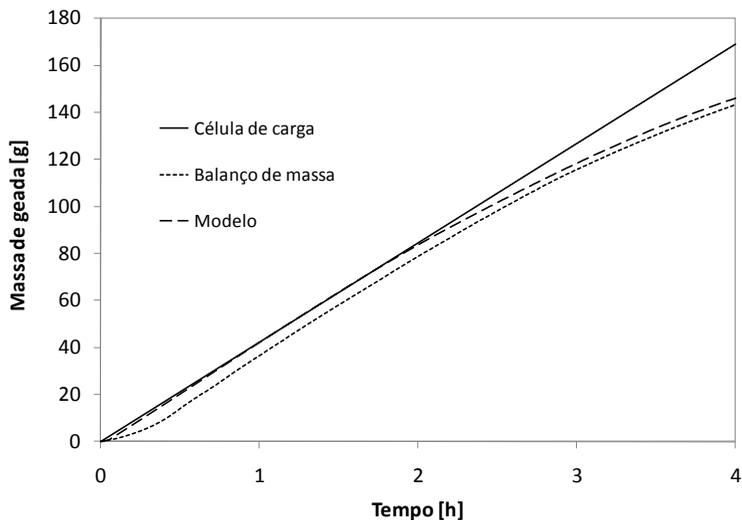


Figura 6.8 – Comparativo entre os métodos de obtenção da massa de geada: Teste 3

6.2. Visualização do Processo

Com o objetivo de visualizar o processo de distribuição de geada sobre a área externa do evaporador, foram registradas imagens a cada 30 minutos através de uma câmera fotográfica. Uma luminária com LED's (diodos emissores de luz) foi utilizada para iluminar o ambiente sem comprometer a carga térmica. São mostrados abaixo os registros relativos aos testes 1, 2 e 3.

6.2.1. Teste 1

Como esperado, a formação de geada neste teste é menos intensa que nos testes 2 e 3. A Figura 6.9 mostra que o acúmulo de geada é maior nas primeiras fileiras e na região central do evaporador, onde o grau de super-resfriamento do ar é mais elevado. Percebe-se também que a área de passagem do ar não diminui significativamente com o passar do tempo, o que comprova a pequena diminuição de capacidade de refrigeração mostrada na Figura 6.4.



(0,5 h)



(1 h)



(2 h)



(3 h)

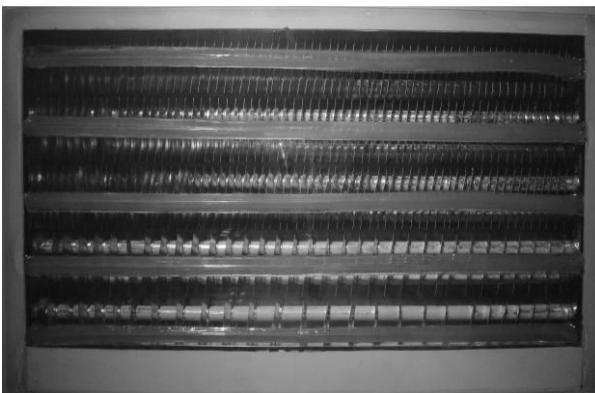


(4 h)

Figura 6.9 – Formação de geada: teste 1

6.2.2. Teste 2

No teste 2, o padrão de crescimento observado é similar ao anterior, porém mais intenso. Novamente, o acúmulo de geada é mais intenso na região central do que nas laterais. Embora a vazão de ar nas regiões laterais seja superior a da região central, as condições psicrométricas do ar não favorecem um crescimento acentuado uma vez que o grau de super-resfriamento é baixo. Percebe-se também que a distribuição de geada é aproximadamente parabólica, ou seja, mais massa no centro e nas primeiras fileiras e menos massa nas laterais e nas outras fileiras.



(0,5 h)



(1 h)



(2 h)



(3 h)

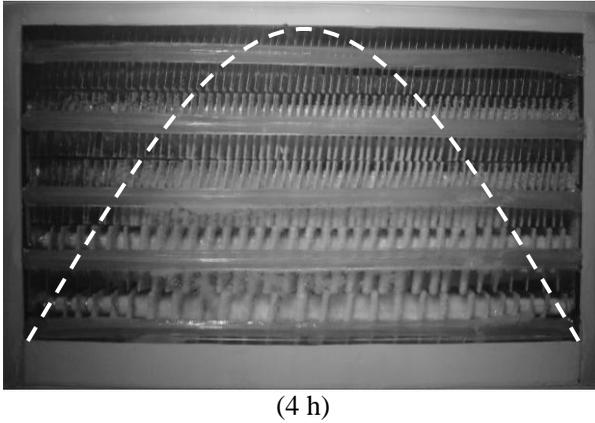


Figura 6.10 – Formação de geada: teste 2

Nota-se que, após 3 horas, a região central já se encontra parcialmente bloqueada na primeira fileira o que faz com que parte da vazão de ar proveniente do duto de retorno do resfriador, mais quente e úmida, seja desviada para as laterais e acelere o crescimento nessas regiões. Tal fato é comprovado pelos resultados do modelo matemático, como mostrado na Figura 6.11 e Figura 6.12.

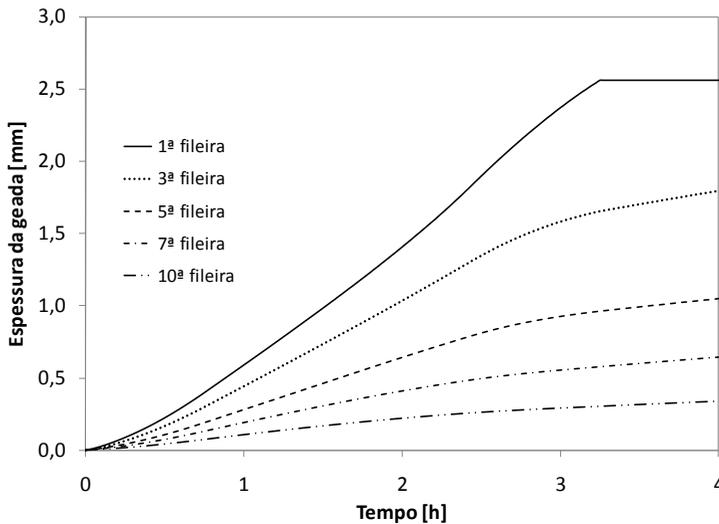


Figura 6.11 – Espessura da geada na região central

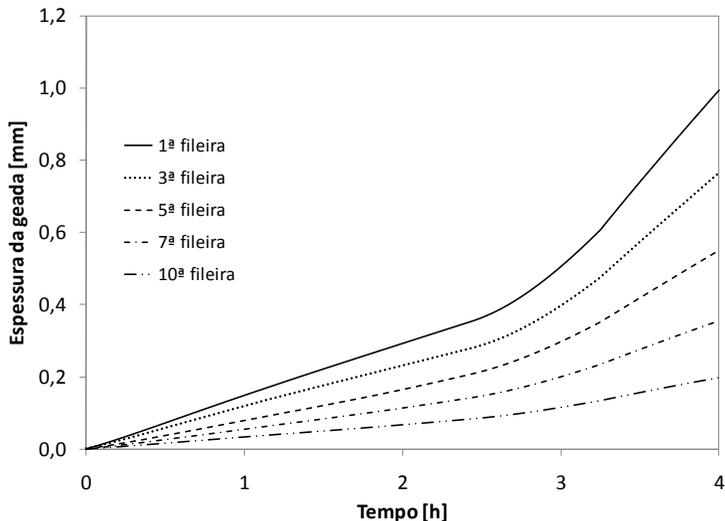


Figura 6.12 – Espessura da geada nas laterais

6.2.3. Teste 3

A formação de geada neste ensaio é bastante intensa. A alta umidade relativa do ar proveniente do resfriador (80 %) gera um grau de super-resfriamento cerca de 30 % superior ao do teste 1. Um grau de super-resfriamento elevado aumenta a taxa de transferência de massa e, conseqüentemente, a taxa de crescimento. Após 2 horas de ensaio, percebe-se que a primeira fileira está praticamente bloqueada. Assim como nos testes 1 e 2, o padrão de crescimento é parabólico, e é quase imperceptível a presença de geada na última fileira, o que indica que pouco calor deveria ser dissipado pela resistência de degelo nessa região.



(0,5 h)



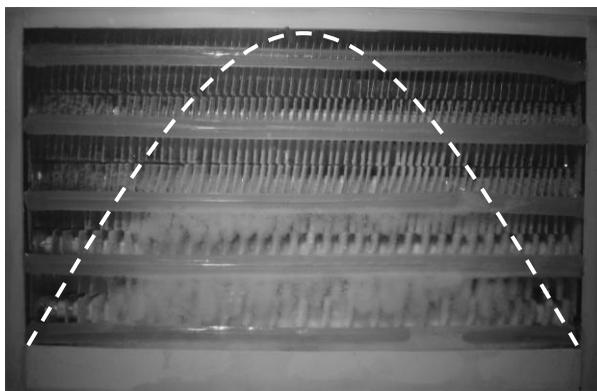
(1 h)



(2 h)



(3 h)



(4 h)

Figura 6.13 – Formação de geada: teste 3

6.3. Análise de Sensibilidade

Após a validação do modelo matemático torna-se possível analisar o efeito da geometria e das condições de operação do evaporador sobre o processo de formação de geada, sem a necessidade de experimentos e protótipos. O modelo foi então utilizado para explorar o efeito do número e do espaçamento entre aletas do evaporador e da vazão de ar sobre a massa de geada acumulada e sobre a capacidade de refrigeração. Para tanto, foram adotadas as mesmas condições do teste 6, visto que este foi o que apresentou uma formação de geada mais acentuada.

6.3.1. Efeito do número/espaçamento de aletas

Nesta análise, o número de aletas nas diversas fileiras do evaporador foi variado. Conseqüentemente, o espaçamento entre as aletas foi alterado, porém mantido uniforme em cada fileira. As alterações foram propostas com o intuito de minimizar a massa de geada acumulada de maneira que a performance do evaporador fosse reduzida o mínimo possível. Tais alterações são mostradas na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Modificações propostas

	Filas 1-2	Filas 3-4	Filas 5-6	Filas 7-8	Filas 9-10
Original	26	34	67	67	67
1 ^a	26	34	42	67	67
2 ^a	26	34	42	42	67
3 ^a	26	26	34	42	42
4 ^a	26	26	26	26	26

Como mostrado na tabela acima, a idéia geral das modificações propostas foi a de reduzir o número de aletas nas fileiras superiores do evaporador visando não só reduzir o acúmulo de geada, mas também evitar o bloqueio da região central de algumas fileiras, como a 5^a, por exemplo. Nota-se que da 4^a para a 5^a fileira existe uma mudança brusca no número de aletas (quase o dobro), o que impõe uma barreira muito forte ao escoamento devido à grande redução da área de passagem. Os resultados do modelo para todas as configurações da Tabela 6.4 são mostrados nas Figuras 6.14 a 6.18.

Na primeira modificação foram retiradas 25 aletas da 5^a fileira. Com tal alteração, a redução de capacidade foi de apenas 2,5 % ao longo de boa parte do transiente, em comparação com a configuração original (ver Figura 6.19). Entretanto, ao final do teste, percebe-se que o decréscimo de capacidade é maior para a configuração original, fato ocasionado pelo bloqueio parcial da 5^a fileira. Isto mostra que, apesar de ocorrer uma leve redução de capacidade durante o início do teste devido à retirada de aletas, a redução de capacidade passa a ser muito maior para a configuração original à medida que o evaporador fica bloqueado. É interessante notar que, apesar de uma discreta diminuição da massa acumulada (Figura 6.20), obteve-se um ganho considerável no tempo de bloqueio da 5^a fileira, conforme ilustrado na Figura 6.15. Enquanto na configuração original a área de passagem era de aproximadamente 6 % no final do transiente, com a modificação proposta o percentual de área livre aumentou para mais de 15 %, o que explica o aumento do tempo de bloqueio.

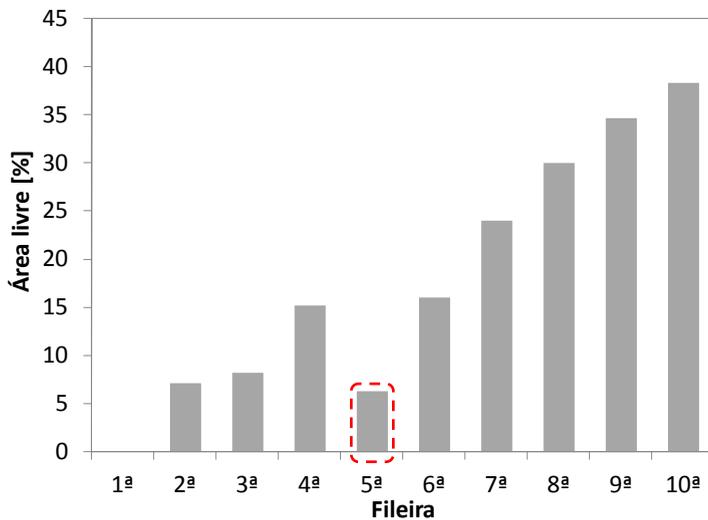


Figura 6.14 – Área livre de passagem no centro do evaporador: original

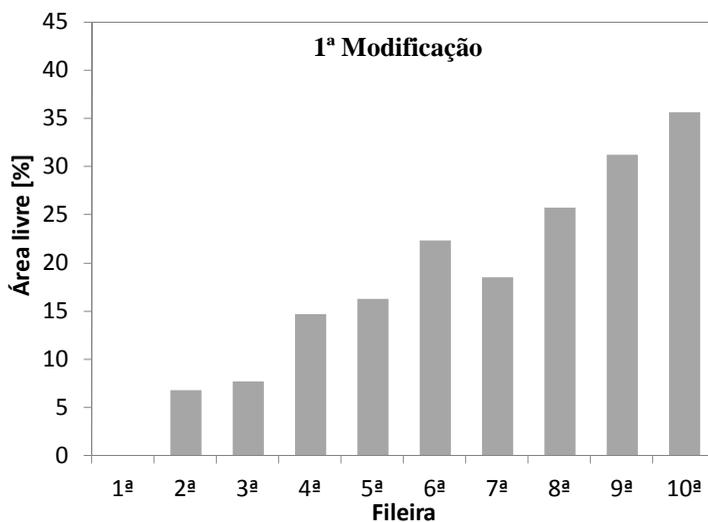


Figura 6.15 – Área livre de passagem no centro do evaporador: 1ª modificação

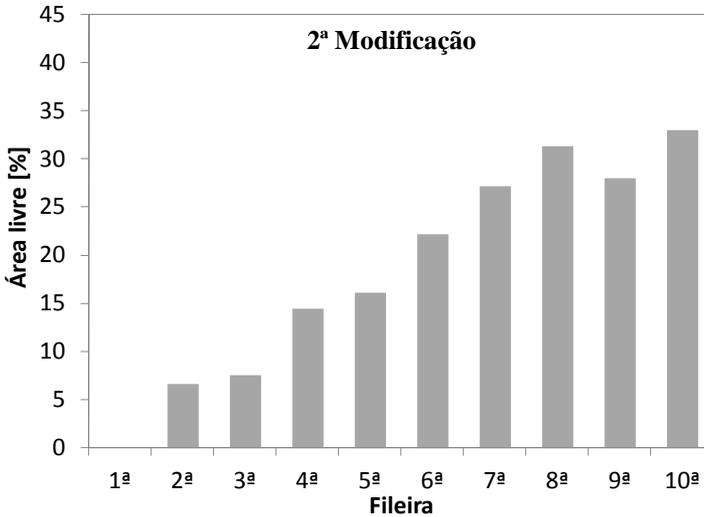


Figura 6.16 – Área livre de passagem no centro do evaporador: 2ª modificação

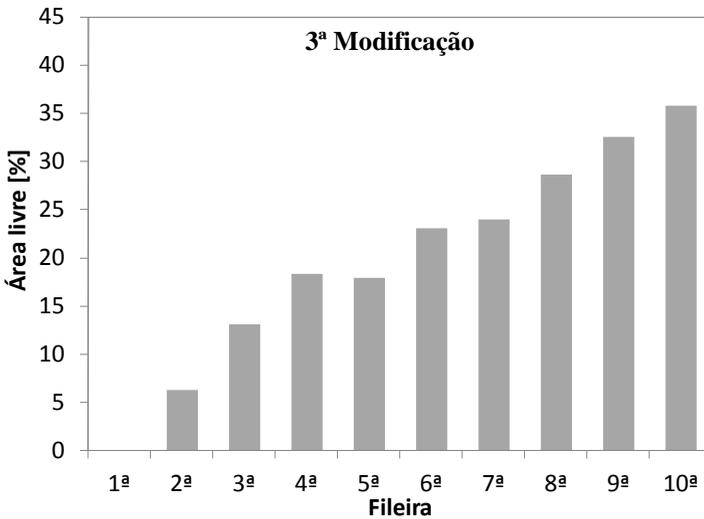


Figura 6.17 – Área livre de passagem no centro do evaporador: 3ª modificação

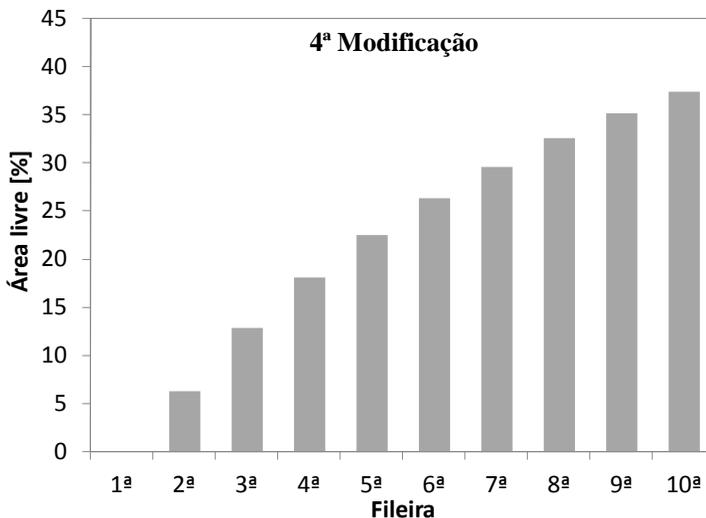


Figura 6.18 – Área livre de passagem no centro do evaporador: 4ª modificação

Seguindo a mesma linha de pensamento, foram retiradas mais 25 aletas da fileira 7 (2ª modificação). Como mostrado na Figura 6.19, a capacidade de refrigeração foi reduzida em no máximo 4,5 % ao longo de grande parte do transiente. Novamente, como apresentado na Figura 6.20, a diminuição da massa de geada acumulada foi sutil, 5 %, mas o tempo de bloqueio para as fileiras 7 e 8 aumentou e não houve uma redução brusca de capacidade ao final do transiente, como na configuração original.

Na terceira modificação, foram removidas mais 8 aletas nas fileiras 3 e 5. Observa-se que tanto a redução de capacidade como a de massa de geada mantiveram-se abaixo de 10 %. Além disso, a área de passagem da 3ª fileira aumentou em aproximadamente 5 %. Da mesma maneira que nas configurações 1 e 2, não se observou uma diminuição acentuada da capacidade de refrigeração do evaporador ao final do transiente.

A 4ª modificação é um pouco mais ousada. Foi considerado o mesmo número de aletas (26) para todas as fileiras. Tal modificação provoca uma diminuição de mais de 15 % na massa de geada acumulada, mas reduz a capacidade de refrigeração em mais de 15 %, o que poderia comprometer o desempenho do sistema de refrigeração.

É importante ressaltar que a eliminação de aletas diminui a queda de pressão e aumenta a vazão, o que atenua o impacto sobre a capacidade de refrigeração. Das configurações avaliadas, a mais viável é

a de número 3, tanto em termos de custo, acúmulo de geada e capacidade de refrigeração.

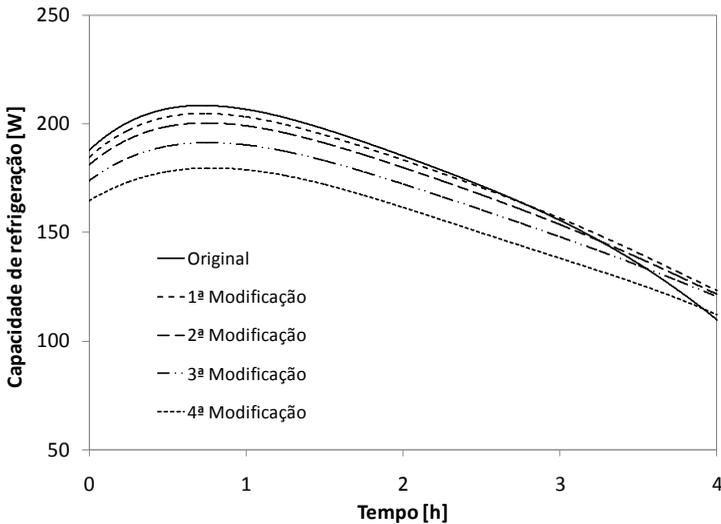


Figura 6.19 – Redução da capacidade de refrigeração para diferentes números de aletas

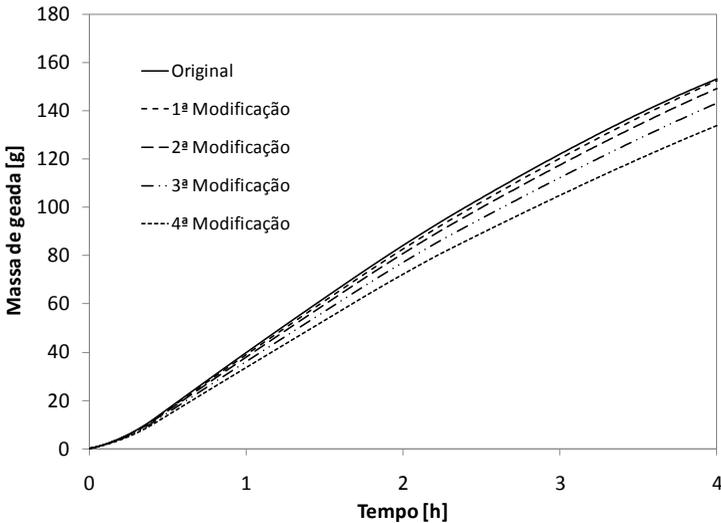


Figura 6.20 – Redução da massa de geada para diferentes números de aletas

Deve-se ressaltar que tal análise considera apenas o evaporador, ou seja, não leva em conta o impacto desse componente sobre o consumo de energia do refrigerador.

6.3.2. Efeito da vazão/ventilador

O impacto da vazão de ar sobre o acúmulo de geada foi investigado através da alteração da rotação do ventilador. Tomando por base a curva característica original do ventilador a 3000 RPM (ver Apêndice II), foram geradas curvas para diferentes rotações através das relações de similaridade para máquinas de fluxo (i.e. lei dos ventiladores). Os novos pares de vazão e pressão das novas curvas, mostradas na Figura 6.21, foram obtidos a partir das seguintes equações,

$$\Delta P_1 = \Delta P_0 \left(\frac{N_1}{N_0} \right)^2 \quad (6.2)$$

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_0 \left(\frac{N_1}{N_0} \right) \quad (6.3)$$

onde N_0 e N_1 referem-se respectivamente às rotações original e modificada.

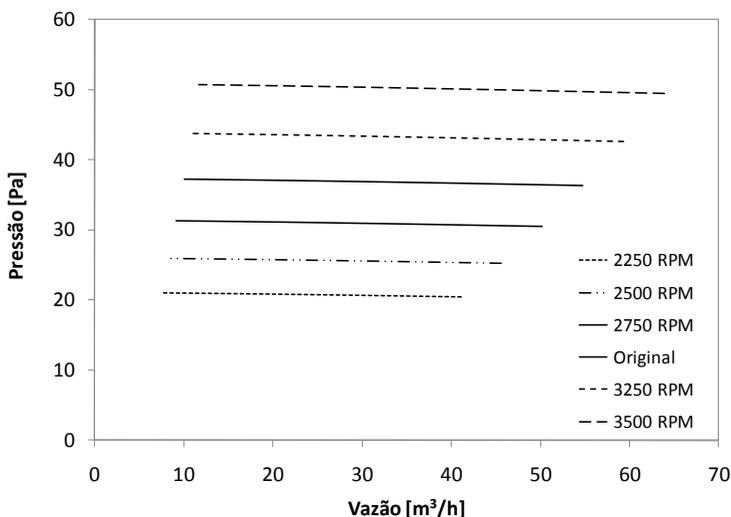


Figura 6.21 – Curvas características para diferentes rotações

O aumento da rotação e a conseqüente elevação da vazão (ver Figura 6.22) contribuem para um aumento de capacidade de refrigeração. Entretanto, o aumento de vazão aumenta também o acúmulo de geada sobre o evaporador (Figura 6.23). Isso faz com que a capacidade de refrigeração decaia com o tempo, especialmente nas rotações mais elevadas. Após certo tempo, o aumento da rotação leva a uma aceleração do bloqueio de determinadas fileiras do evaporador, fazendo com que a vazão caia mais rapidamente.

Portanto, ao se escolher um ventilador para o refrigerador, deve-se ter em mente que vazões mais elevadas não necessariamente significam aumentos de capacidade de refrigeração, especialmente em transientes mais longos.

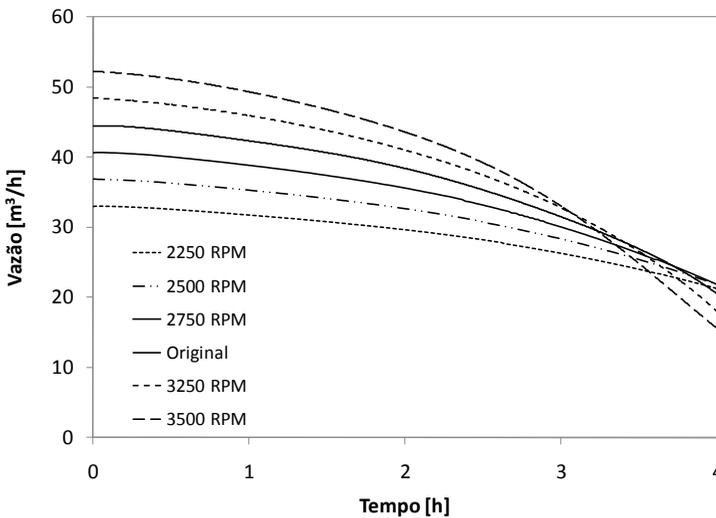


Figura 6.22 – Vazão em função do tempo para diferentes rotações do ventilador

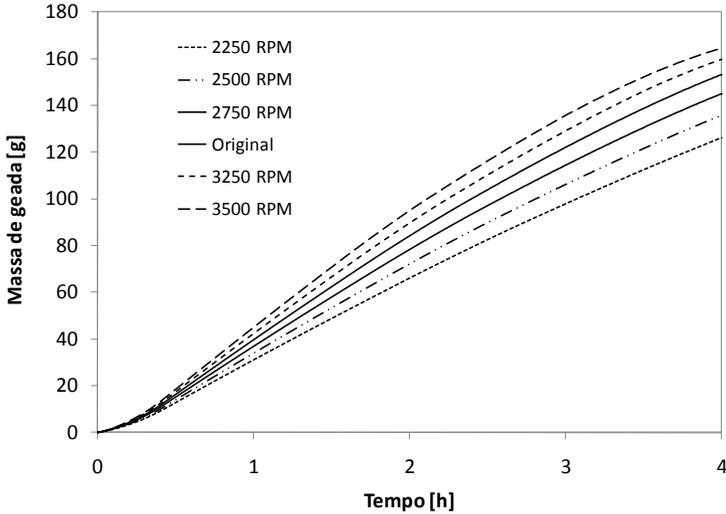


Figura 6.23 – Massa de geada em função do tempo para diferentes rotações do ventilador

6.4. Degelo

A eficiência de degelo é a razão entre a energia idealmente necessária para derreter a geada e a energia realmente liberada pelo sistema de degelo, como mostra a equação abaixo:

$$\eta_d = \frac{E_{id}}{E_r} \quad (6.4)$$

A energia ideal, E_{id} , é composta por uma parcela sensível, responsável pela elevação da temperatura do substrato até 0 °C, e por uma parcela latente, responsável pela mudança do estado sólido para o líquido. A energia real, E_r , é a integração no tempo da potência dissipada pelo sistema de degelo,

$$E_{id} = m c_{p,g} (T_{melt} - T_w) + m h_{sl} \quad (6.5)$$

$$E_r = \int_0^t \dot{W}_d dt \quad (6.6)$$

onde $c_{p,g}$ é o calor específico do gelo ($\sim 1,9$ kJ/kgK) e T_{melt} e h_{sl} são a temperatura (0 °C) e o calor latente ($\sim 333,6$ kJ/kg) de fusão da água, respectivamente.

O sistema de degelo do refrigerador em análise consiste em uma resistência elétrica tubular de alumínio de 5 mm de diâmetro, distribuída ao longo do evaporador, e com potência nominal de 235 W.

Cinco ensaios experimentais foram realizados para avaliar a eficiência do sistema de degelo original do refrigerador e explorar o efeito do par potência-tempo sobre tal parâmetro. A geometria da resistência não foi alterada durante os testes.

Para padronizar os ensaios e possibilitar uma comparação adequada entre eles, as condições de teste foram mantidas fixas e iguais as do teste 6 (ver Tabela 5.3), para que a massa de geadas fosse aproximadamente a mesma ao final de cada experimento. Em cada ensaio, a resistência de degelo foi acionada imediatamente após o desligamento simultâneo do ventilador, do sistema de geração de vapor d'água e do compressor. Uma balança com precisão de 0,01 g foi utilizada para coletar a massa derretida e drenada ao final dos ensaios. Tal balança, juntamente com a bandeja de coleta, foi posicionada abaixo da saída do dreno de degelo, como mostra a Figura 6.24. As condições de teste são listadas na Tabela 6.5.

Tabela 6.5 – Alterações testadas

Teste	t [min]	W_d [W]	T_w [°C]	m [g]	η_d [-]
1	14,67	233,3	-23,3	144,5	0,27
2	8,67	234,0	-23,1	143,3	0,45
3	17,00	117,5	-23,1	145,1	0,46
4	4,83/5,00	234,8/117,1	-23,0	144,1	0,53
5	4,00/3,67/3,83	234,4/117,7/58,4	-22,9	149,3	0,59

Em refrigeradores *frost-free*, o tempo de degelo geralmente varia de 10 a 20 min (Piucco, 2009), com a potência nominal mantida constante ao longo deste intervalo. O objetivo do teste 1 foi o de avaliar a eficiência de degelo em tais condições, ou seja, com uma potência média de fixa de 233,3 W e em um tempo médio de 15 min. Como mostrado na Tabela 6.5, a eficiência obtida foi extremamente baixa, o que significa que apenas uma pequena parte do calor dissipado pela resistência foi utilizada para derreter a geadas, sendo o restante liberado

no ambiente refrigerado. Além disso, a parcela sensível representou aproximadamente 11 % da energia total necessária para derreter a geadas, indicando que a quantidade de energia responsável por elevar a temperatura da geadas até 0 °C é mínima. Percebe-se também que a massa de água a ser coletada nos demais testes deve ser próxima de 145 g. Assim, adotou-se como critério para desligamento da resistência não só a inspeção visual através da janela, mas também a massa coletada e medida instantaneamente através da balança.

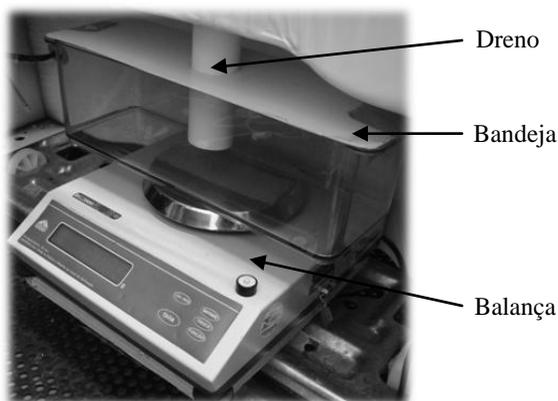


Figura 6.24 – Aparato utilizado para coletar o gelo derretido

Diante disso, optou-se por realizar um segundo teste com o tempo de atuação reduzido. Percebeu-se que após aproximadamente 8 minutos e 40 segundos, toda a geadas havia sido derretida, indicando que houve um melhor aproveitamento do calor dissipado. Como consequência, a eficiência de degelo aumentou quase 67 %. Tal resultado comprova dados fornecidos pelo fabricante do refrigerador (Piucco, 2009), que mostram que, em condições reais de operação, a resistência opera por aproximadamente 8 minutos e 30 segundos.

No terceiro teste reduziu-se a potência de degelo pela metade e deixou-se o tempo de atuação livre. Ao final do teste, verificou-se que foram necessários 17 minutos para que a geadas fosse totalmente removida (Figura 6.25). Percebe-se que o tempo praticamente dobrou, e como a potência foi reduzida pela metade, os efeitos se contrabalancearam e a eficiência de degelo praticamente não se alterou.

No quarto teste adotou-se um esquema de degraus de potência, ilustrado na Figura 6.26. O intuito foi evitar que a resistência permanecesse ligada durante todo o tempo na potência máxima. Como a

massa de geada acumulada sobre o evaporador diminui ao longo do processo de degelo, a quantidade de energia necessária deve também diminuir, o que explica o aumento de eficiência observado.

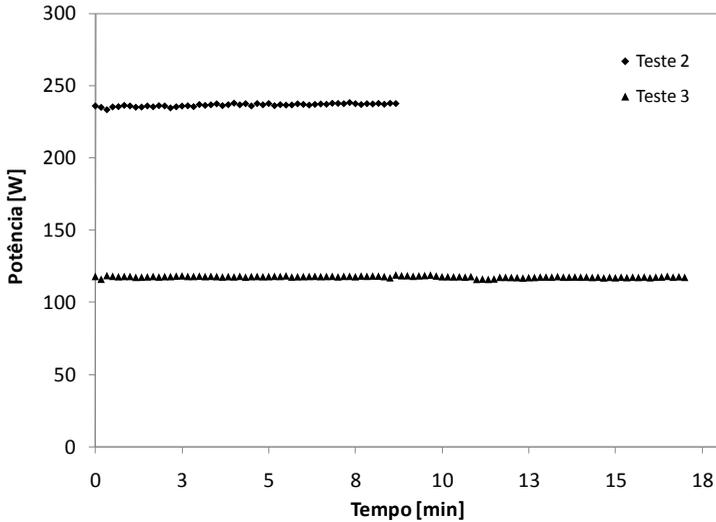


Figura 6.25 – Potência x Tempo: Testes 2 e 3

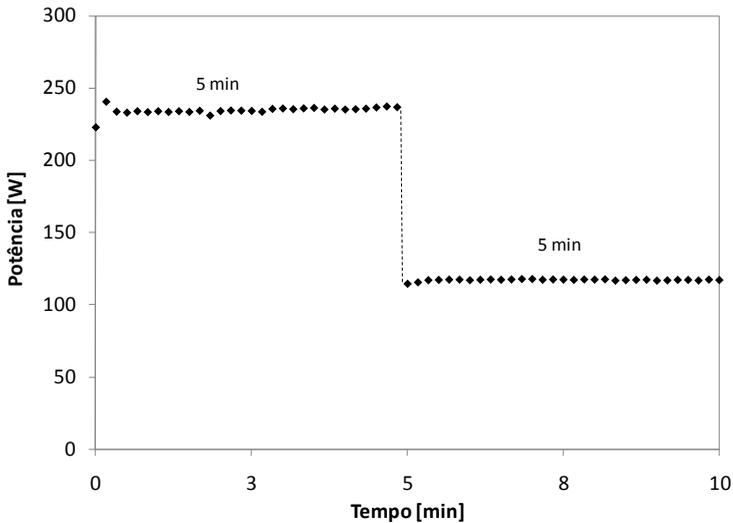


Figura 6.26 – Degraus de potência para o teste 4

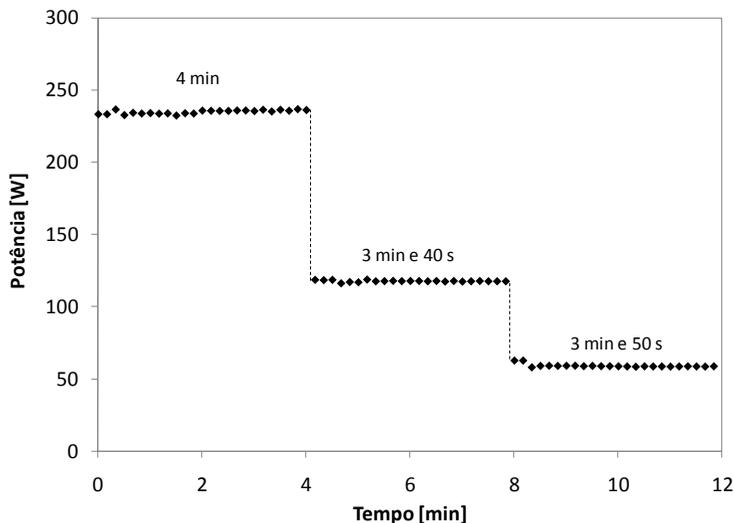


Figura 6.27 – Degraus de potência para o teste 5

No teste 5 acrescentou-se mais um degrau de potência (Figura 6.27), reduzindo-se ainda mais a potência dissipada nos instantes finais do degelo. Percebe-se que esse arranjo aumentou o tempo de degelo em 2 min, em relação ao teste anterior.

Diante dos resultados obtidos, conclui-se que é possível melhorar significativamente a eficiência de degelo, através do uso de diferentes combinações do par potência-tempo. Contudo, tal análise tem um limite, conforme mostrado anteriormente. A redução gradual da potência da resistência requer um aumento no tempo de atuação total. Este não pode ser elevado, pois o compressor não pode ficar desligado por muito tempo. Caso isso ocorra, a temperatura do ar se eleva e, como consequência, o compressor deverá trabalhar por mais tempo após o degelo, o que aumenta o consumo de energia.

O modelo matemático desenvolvido foi então utilizado para estimar o acúmulo de geada em cada fileira do evaporador. Os resultados obtidos foram utilizados para propor diferentes alternativas de degelo.

A Tabela 6.6 e a Figura 6.28 mostram as previsões do modelo, para as condições do teste 6 (massa calculada igual a 153,1 g). Como esperado, o acúmulo de geada é maior no centro e nas primeiras fileiras. Nota-se também um maior acúmulo de geada na quinta fileira, devido à mudança brusca do número de aletas. Da quarta para a quinta fileira, a

quantidade de aletas quase dobra, o que faz com que a área de substrato aumente significativamente, e como o gradiente de umidade ainda é elevado, a geada se acumula mais intensamente.

Tabela 6.6 – Distribuição da massa de geada no evaporador

Fileira	Laterais [g]	Centro [g]	Total [g]	W_d [%]
1 ^a	7,9	12,4	20,4	13,3
2 ^a	7,0	12,1	19,1	12,5
3 ^a	7,5	11,8	19,3	12,6
4 ^a	6,4	10,1	16,5	10,7
5 ^a	9,7	12,3	22,0	14,4
6 ^a	7,3	9,7	17,0	11,1
7 ^a	5,7	7,6	13,3	8,7
8 ^a	4,5	6,1	10,5	6,9
9 ^a	3,6	4,9	8,4	5,5
10 ^a	2,8	3,9	6,7	4,4

A última coluna da Tabela 6.6 mostra a fração da potência total que deve ser dissipada em cada fileira para remover a geada. Um simples cálculo mostra que se a energia for distribuída idealmente (da maneira apresentada na tabela) e se todo o calor dissipado for absorvido pela geada, a eficiência de degelo será máxima. Desta forma, se o degelo for feito com uma resistência elétrica de 235 W, distribuídos da maneira apresentada, o processo exigiria 3 minutos e 40 segundos apenas. Caso o tempo de degelo fosse fixado em 8,5 minutos, a potência total da resistência deveria ser de apenas 100 W.

Contudo, na prática, a fabricação de uma resistência elétrica com tais características teria um custo proibitivo. Entretanto, percebe-se que a maior parte da energia necessária deve ser liberada nas 6 primeiras fileiras (cerca de 74,5 % da potência total). Assim, uma alternativa menos onerosa seria a utilização de uma resistência que atuasse por 3 minutos e 40 segundos, mas com dois níveis de potência: 175 W distribuídos uniformemente nas 6 primeiras fileiras e 60 W nas 4 últimas. A Tabela 6.7 mostra que a diferença entre a potência ideal e a aplicada com a distribuição proposta é inferior a 5 W para todas as fileiras.

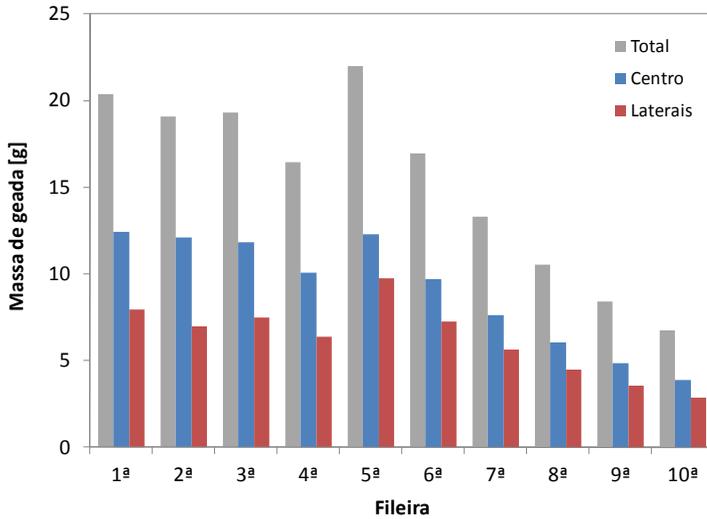


Figura 6.28 – Distribuição da massa de geada nas fileiras do evaporador

Tabela 6.7 – Distribuição de calor proposta

Fileira	Ideal [W]	Proposta [W]	Diferença [W]
1ª	31,2	29,2	2,1
2ª	29,2	29,2	0,1
3ª	29,6	29,2	0,4
4ª	25,2	29,2	-3,9
5ª	33,8	29,2	4,6
6ª	26,0	29,2	-3,1
7ª	20,4	15,0	5,4
8ª	16,2	15,0	1,2
9ª	12,9	15,0	-2,1
10ª	10,3	15,0	-4,7

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES

7.1. Conclusões

No presente trabalho apresentou-se um estudo sobre a formação de geada em evaporadores *no-frost* aplicados em refrigeradores domésticos do tipo *frost-free*. Uma análise da literatura disponível mostrou que são poucos os trabalhos com foco nesse tipo de evaporador e os que existem ou utilizam túneis de vento ou descaracterizam a geometria interna do refrigerador. Neste sentido, a preocupação maior deste trabalho foi a de avaliar o comportamento de um evaporador *no-frost*, sujeito à formação de geada, e nas condições reais de utilização em um refrigerador.

Para tanto, um refrigerador *frost-free* de dois compartimentos da marca Brastemp, modelo BRJ49, foi utilizado como secção de testes. Uma bancada experimental foi construída e conectada ao refrigerador para que as condições do fluido refrigerante fossem mantidas e controladas nos níveis desejados. Adicionalmente, uma janela foi instalada no fundo do freezer para permitir a visualização do processo de formação de geada.

Diversos ensaios foram realizados variando-se as condições psicrométricas do ar na entrada do evaporador e a temperatura de evaporação. Uma bandeja de umidificação foi utilizada para gerar vapor d'água no interior do gabinete, e assim acelerar o processo de formação de geada. O comportamento do evaporador tanto em termos da queda de pressão como de capacidade de refrigeração foi então medido em diferentes condições de operação. Notou-se que a formação de geada aumenta com o aumento do grau de super-resfriamento. Observou-se também que a maior parte da geada se acumula nas primeiras fileiras e na região central do evaporador. Visualmente, percebeu-se que a região central da primeira fileira do evaporador fica rapidamente bloqueada por geada devido à incidência direta da corrente de ar oriunda do resfriador. Outro fato importante é que a área livre da quinta fileira é drasticamente reduzida devido ao aumento do número de aletas do evaporador entre a quarta e quinta fileiras.

Os registros visuais e o processamento dos dados experimentais foram comprovados pelas previsões de um modelo simplificado desenvolvido especificamente para evaporadores *no-frost* em condições reais de operação. Uma comparação entre os experimentos e os

resultados do modelo revelou uma boa concordância, com parâmetros como perda de carga, capacidade de refrigeração, massa de geadas e vazão de ar sendo previstos com erros relativos inferiores a 10% para a ampla maioria dos testes.

Algumas análises foram também realizadas com o modelo. Por exemplo, propôs-se uma redução de 8 aletas na 3ª fileira, 33 na 5ª e 25 na 7ª e na 9ª fileira do evaporador. Isto acarretou uma perda de capacidade de 10 % em relação à original nos instantes iniciais, uma diminuição de 10 % da massa de geadas acumulada e evitou uma queda brusca de capacidade ao final do transiente.

Adicionalmente, a eficiência do sistema de degelo do evaporador foi avaliada. Para tanto, foram conduzidos cinco ensaios experimentais nas mesmas condições de operação para não alterar a massa de geadas acumulada em cada teste. Diferentes combinações de potência e tempo de atuação da resistência elétrica foram testadas. Verificou-se que ganhos de eficiência significativos podem ser obtidos mediante a alteração de tais parâmetros. Mostrou-se também que, como a massa de geadas diminui ao longo da operação de degelo, a redução gradual da potência dissipada eleva a eficiência do processo. Concluiu-se que um aumento ainda maior de eficiência pode ser alcançado caso a potência seja liberada de maneira não uniforme sobre as fileiras do evaporador.

Finalmente, com o aparato e as técnicas experimentais apresentadas, e com o auxílio do modelo matemático, outros estudos podem ser realizados. Pode-se, por exemplo, desenvolver uma atividade com foco na comparação entre diferentes tipos de resistências de degelo, assunto de grande interesse das indústrias do ramo. Algumas sugestões para trabalhos futuros são apresentadas a seguir.

7.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

O presente trabalho pode dar origem a várias atividades, algumas das quais são listadas a seguir:

- Investigar o efeito do superaquecimento sobre a distribuição de massa de geadas sobre o evaporador. Aprimorar o modelo matemático para levar em conta o lado do refrigerante, e conseqüentemente, o efeito do superaquecimento;

- Realizar experimentos com diferentes evaporadores, como intuito de avaliar o efeito da geometria sobre o processo de formação de geada;
- Testar diferentes rotinas eletrônicas de acionamento da resistência elétrica de degelo. Implementar lógicas de atuação da resistência para evitar que ela atue somente com a potência nominal;
- Instalar e comparar diferentes tipos de resistências de degelo, como *calrod*, tubos de vidro, etc. Avaliar a eficiência de degelo de cada uma delas;
- Estudar diferentes geometrias de evaporador que facilitem o degelo e a remoção/drenagem do condensado, evitando o re-gelo;
- Realizar ensaios para medir a densidade da geada em condições psicrométricas tipicamente encontradas em refrigeradores domésticos;
- Medir o impacto da eficiência de degelo sobre o consumo de energia do refrigerador.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALBERT, M., SAHINAGIC, R., GASSER L., WELLIG B., HILFIKER, K., 2008, **Prediction of ice and frost formation in the fin tube evaporators for air/water heat pumps.** 9th IEA Heat Pump Conference.
- ASHRAE STANDARD 51, 1999, **Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating,** American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, GA, USA.
- BARBOSA, J. R., MELO, C., HERMES, C. J. L., 2009, WALTRICH, P. J., **Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Tube-fin No-Frost Evaporators.** Applied Energy, Vol. 86(9), pp. 1484-1491.
- CHEN, H., THOMAS, L., BESANT, R. W., 2000a, **Modeling Frost Characteristics on Heat Exchanger Fins: Pt. I, Numerical Model,** ASHRAE Transactions, 106.
- CHEN, H., THOMAS, L., BESANT, R. W., 2000b, **Modeling Frost Characteristics on Heat Exchanger Fins: Pt. II, Model Validation and Limitations,** ASHRAE Transactions, 106.
- CHEN, H., THOMAS, L., BESANT, R. W., 2002, **Fan supplied heat exchanger fin performance under frosting conditions.** International Journal of Refrigeration, Vol. 26(1), pp. 140-149.
- CHENG, C. H., CHENG, Y. C., 2001, **Predictions of Frost Growth on a Cold Plate in Atmospheric Air,** International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 28 (7), pp. 953-962.
- CHENG, C., WU, K., 2003, **Observations of Early-Stage Frost Formation on a Cold Plate in Atmospheric Air Flow,** ASME Journal of heat transfer, Vol. 125 (1), pp. 95-102.

- DENG, D., XU, L., XU, S., 2003, **Experimental investigation on the performance of air cooler under frosting conditions**. Applied Thermal Engineering, Vol. 23(7), pp. 905-912.
- GOSNEY, W. B., 1982, **Principles of Refrigeration**, First Edition, Cambridge University Press, UK.
- FLETCHER, N. H., 1970, **The Chemical Physics of Ice**, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- HAYASHI, Y., AOKI A., ADASHI, S., HORI, K., 1977, **Study of frost properties correlating with frost formation types**. ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 239-245.
- HERMES, C. J. L., 2006, **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- HERMES, C. J. L., PIUCCO, R., O. BARBOSA JR., J. R., MELO, C., 2009, **A study of frost growth and densification on flat surfaces**. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 33(2), pp.371-379.
- HUANG, J. M., HSIEH, W. C., KE, X. J., WANG, C.C., 2008, **The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types**. Applied Thermal Engineering, Vol. 28(7), pp. 728-737.
- INAN, C., KARATAS, H., EGRICAN, N., LALE, C., 2002, **Real time upright freezer evaporator performance under frosted conditions**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA.
- INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., 2003, **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 5ª Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro.
- INMETRO, 2003, **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição**, 3ª ed. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO.

- IRRAGORY, J., TAO, Y. -X., JIA, S., 2004, **A Critical Review of Properties and Models for Frost Formation Analysis**, HVAC&R Research, Vol. 10(4), pp. 393-420.
- JACOBUS, D.W., 1967. **Household refrigerator including defrost control means**. United States Patent Office, USA, US Patent Number 3309887.
- KARATAS, H., DIRIK, E., DERBENTIL, T., 1996, **An experimental study of air-side heat transfer and friction factor correlations on domestic refrigerator finned-tube evaporator coils**. 8th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, July, pp. 25-28.
- KAYS, W M., LONDON, A. L., 1984, **Compact Heat Exchangers**. Third Edition, McGraw-Hill, New York, USA.
- KLEIN, S.A., 2009. **Engineering Equation Solver**, Professional Version 8.413-3D, F-Chart software, Madison, WI, USA.
- KIM, Y., JANG, Y., KIM, Y., KIM, H. Y., 2002, **Heat and mass transfer coefficients under frost conditions in a finned-tube evaporator**. International Refrigeration Conference at Purdue, R5-4 Purdue, Purdue University, West Lafayette, IN, USA.
- KIM, Y., TIKHONOV, A., SHIN, Y., LEE, J., 2006, **Experimental study on high performance defrosting heater for household refrigerator**. 13th International Heat Conference, Sydney, Australia.
- LEE, K.S., KIM, W.S., LEE, T.H., 1997, **A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface**. International Journal of Heat and Mass Transfer, USA, Vol. 40, pp. 4359-4365.
- LEE, Y.B., 2003, **Studies on the growth of the frost layer based on heat and mass transfer through porous media**. PhD thesis, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea.

- LIU, Z., ZHU, H., WANG, H., 2005, **Study on Transient Distributed Model of Frost on Heat Pump Evaporators**. Journal of Asian Architecture and Building Engineering, Vol. 4(1), pp. 265-270.
- MACHIELSEN, C. H. M., KERSCHBAUMER, H. G., 1989, **Influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers: standards and dimensionless coefficients for the system designer**. International Journal of Refrigeration, Vol. 12, pp. 283-290.
- MAO, Y., BESANT, R. W., CHEN, H., 1999, **Frost characteristics and heat transfer on a flat plate under freezer operating conditions: Part I, Experimentation and correlations**. ASHRAE Transactions, Vol. 105(2), pp. 231-251.
- MELO, C., PIUCCO, R. O., DUARTE, P. O. O., 2006, **In Situ Performance Evaluation of No-frost Evaporators**. 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA.
- NA, B., WEBB, R., 2003, **A fundamental understanding of factors affecting frost nucleation**. International Journal of Heat and Mass Transfer, USA, Vol. 46(20), pp. 3797-3808.
- OGAWA, K., TANAKA, N., TAKESHITA, M., 1993, **Performance improvement of plate fin-and-tube heat exchangers under frosting conditions**. ASHRAE Transactions, Vol. 99, pp. 762-771.
- O'NEAL, D.L., 1982, **The effects of frost formation on the performance of a parallel plate heat exchanger**. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN, USA.
- O'NEAL, D. L., KONDEPUDI, S. N., 1987, **The effects of frost growth on extended surface heat exchanger performance: A review**. ASHRAE Transactions, Vol. 93(2), pp. 258-274.
- OZKAN, D. B., OZIL, E., 2006, **Experimental study on the effect of frost parameters on domestic refrigerator finned tube**

- evaporator coils.** Applied Thermal Engineering, Vol. 26(17), pp. 2490-2493.
- PIUCCO, R. O., 2009, **Comunicação pessoal**, Whirlpool S.A., Joinville, SC, Brasil.
- PIUCCO, R. O., 2008, **Análise Teórico-Experimental da Formação de Geada em Refrigeradores Domésticos**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- PIUCCO, R. O., HERMES, C. J. L., BARBOSA JR., J. R., MELO, C., 2008, **A study of frost nucleation on flat surfaces.** Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32(8), pp. 1710-1715.
- SANDERS, C. T., 1974, **The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers.** PhD thesis, Delf Technical University.
- SCHMIDT, TE., 1949, **Heat transfer calculation for extended surfaces,** Refrig Eng., 351.
- SILVA, D. L., 2008, **Análise Teórico-Experimental da Expansão Transcrítica de Dióxido de Carbono em Tubos Capilares Adiabáticos**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- TAO, Y. X., BESANT, R. W., MAO Y., 1993, **Characteristics of frost growth on a flat plate during the early growth period.** ASHRAE Transactions: Symposia, CH-93-2-2, pp. 746-753.
- TORQUATO, L. V., STÄHELIN, R., GERNHARDT, D. A. V., 2008, **Mini túnel de vento para ensaios aerodinâmicos**, Relatório técnico, POLO – Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- VERMA, P., CARLSON, D. M., WU, Y., HRNJAK, P. S., BULLARD, C. W., 2002, **Experimentally validated model for frosting of**

plain-fin-and-tube heat exchangers, IIF - IIR – Commission D1/B1 – Urbana, IL, USA.

YANG, D. K., LEE, K. S., SONG, S., 2006, **Modeling for predicting frosting behavior of a fin–tube heat exchanger**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49(7), pp. 1472-1479.

WALTRICH, P. J., 2008, **Análise e Otimização de Evaporadores de Fluxo Acelerado Aplicados a Refrigeração Doméstica**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

WU, X., DAI, W., SHAN, X., WANG, W., TANG, L., 2007, **Visual and Theoretical Analyses of the Early Stage of Frost Formation on Cold Surfaces**. Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 14 (3), pp. 257–268.

APÊNDICE I – GEOMETRIA DO EVAPORADOR

As características geométricas do evaporador analisado são apresentadas na Figura I.1.

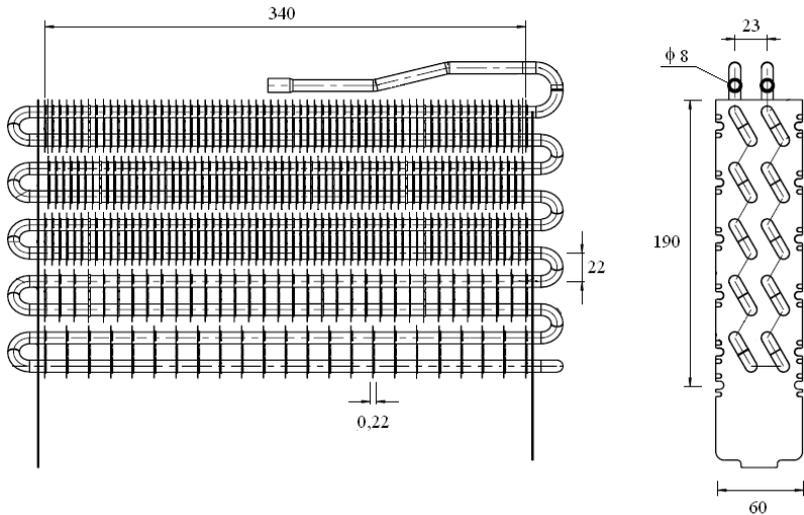


Figura I.1 – Dados geométricos do evaporador (em milímetros)

O número de aletas em cada fileira é mostrado na Tabela I.1. Deve-se ressaltar que uma aleta inteira envolve duas fileiras de tubos no sentido longitudinal (ver Figura 4.5).

Tabela I.1 – Distribuição de aletas do evaporador

Fileira	# Aletas
1 e 2	26
3 e 4	34
5 e 6	67
7 e 8	67
9 e 10	67

APÊNDICE II – CIRCUITO DE AR

O acoplamento do evaporador ao circuito de ar do refrigerador requer o conhecimento das características hidrodinâmicas do gabinete refrigerado. Para tanto, é necessário que as vazões de ar insufladas em cada compartimento sejam conhecidas em função da abertura do *damper*. Além disso, é preciso que se conheça a curva característica do ventilador e as constantes de perda de carga em determinados trechos, conforme mencionado no capítulo 4.

Neste apêndice, são descritos os experimentos realizados para a caracterização do circuito de ar do refrigerador. O aparato utilizado e os procedimentos adotados na realização de cada ensaio são também abordados.

II.1. Aparato experimental

Para determinar a vazão de ar em circulação o refrigerador foi conectado ao túnel de vento construído por Torquato *et al.* (2008), seguindo a normalização pertinente (ASHRAE 51, 1999). A Figura II.2 mostra o esquema de acoplamento entre refrigerador e túnel de vento.

Um dispositivo semelhante ao desenvolvido por Hermes (2006) foi utilizado para a regular mecanicamente a abertura do *damper*. Como mostrado na Figura II.1, a posição do *damper* foi ajustada por um parafuso montado sobre a haste de movimentação da sua pá.

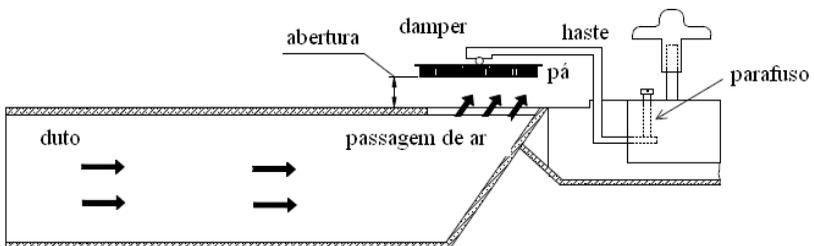


Figura II.1 – Dispositivo para regulagem manual da abertura do *damper* (Hermes, 2006)

A pressão estática foi medida através de mangueiras de PVC transparente de 4,5 mm de diâmetro, com furos perpendiculares à direção do escoamento, e conectadas a transdutores de pressão diferencial.

Três tipos de ensaio foram realizados: um para medir a vazão insuflada em cada compartimento em função da abertura do damper, outro para a obtenção dos fatores de perda de carga, e um terceiro para a determinação da curva característica do ventilador. Os procedimentos e resultados de cada teste são descritos a seguir.

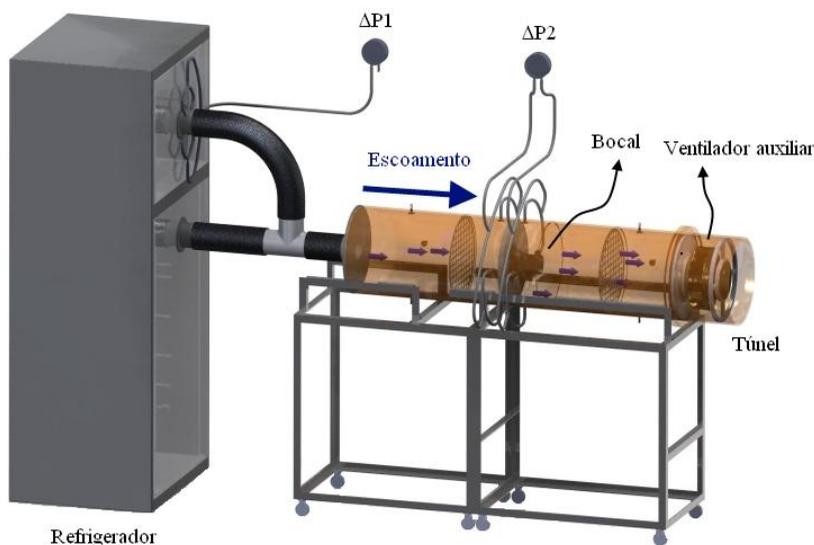


Figura II.2 – Túnel de vento para caracterização hidrodinâmica de gabinetes refrigerados

II.2. Testes de Vazão

As medições de vazão de ar foram realizadas em 6 diferentes posições do *damper*, variando a de abertura de 0 a 1 cm (abertura máxima). Mediu-se apenas a vazão total e a vazão do freezer. A vazão do resfriador foi obtida da subtração dos valores obtidos.

O procedimento de teste segue, em linhas gerais, o descrito por Waltrich (2008). Para a medição da vazão total, primeiramente liga-se o ventilador do refrigerador. Em seguida, aciona-se o ventilador auxiliar do túnel de vento e controla-se a sua rotação até que a diferença de pressão entre os pontos x (imediatamente após a saída do refrigerador) e y (atmosfera) seja nula (ver Figura II.3).

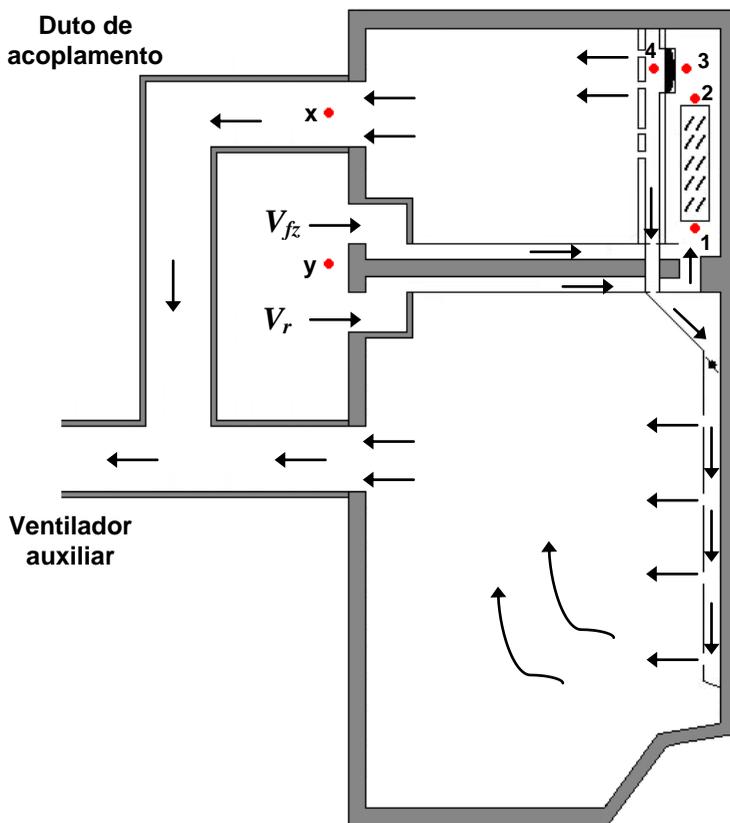


Figura II.3 – Esquema do ensaio para medição da vazão total

A Figura II.4 mostra que a montagem para a medição da vazão de ar insuflada no freezer é um pouco diferente. O procedimento de teste é o mesmo adotado na medição da vazão total. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela II.1.

Tabela II.1 – Vazão em função da abertura do *damper*

Abertura [cm]	Total [m ³ /h]	Freezer [m ³ /h]	Fração de vazão
1,0	51,0	34,0	0,67
0,7	50,0	34,4	0,69
0,5	48,9	35,2	0,72
0,4	47,1	35,5	0,75
0,2	45,8	37,1	0,81
0,0	45,6	37,6	0,82

Para atingir temperaturas mais baixas no freezer e com maior rapidez, optou-se por fixar a abertura do *damp*er em 0,2 cm para todos os testes de formação de geada, o que corresponde a uma fração de vazão de 0,81, a mesma utilizada como dado de entrada para o modelo matemático.

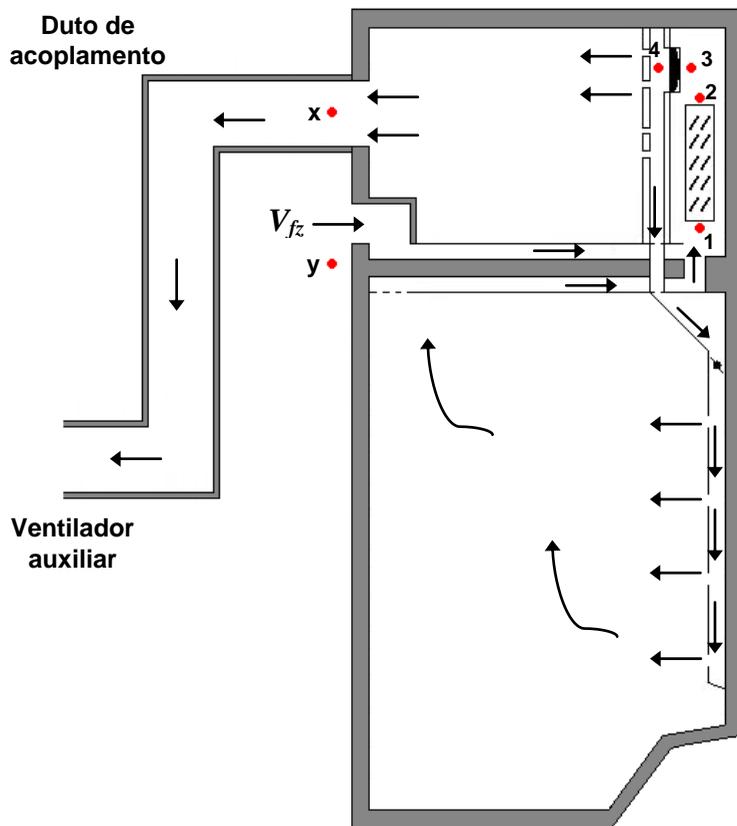


Figura II.4 – Esquema do ensaio para medição da vazão do freezer

Os fatores de perda de carga nos trechos 4-1 e 2-3 foram determinados com a mesma montagem utilizada nas medições de vazão. Cinco pontos foram obtidos para cada trecho variando-se a alimentação do ventilador: 187, 198, 220, 242 e 243 V. Desta forma, para cada valor de tensão obteve-se uma vazão diferente e uma perda de carga correspondente. O *damp*er foi mantido com a abertura de 0,2 cm. Os resultados são apresentados na Figura II.5. Os seguintes valores foram

obtidos através do método de mínimos quadrados: $K_{4-1} = 239951$ e $K_{2-3} = 3095$.

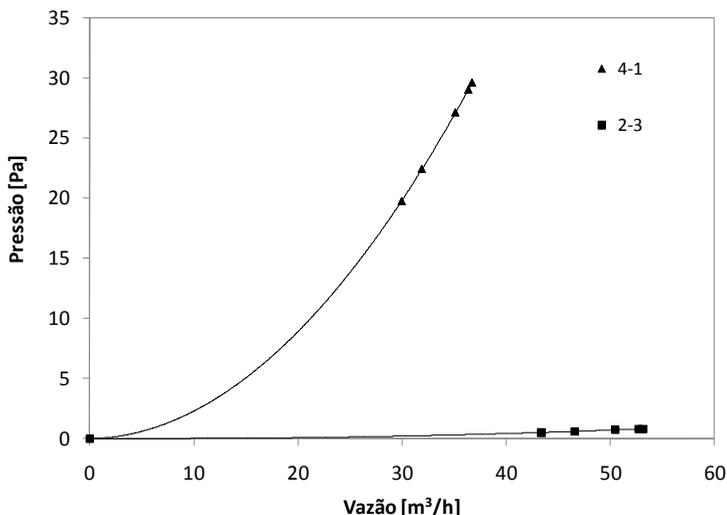


Figura II.5 – Curvas de perda de carga para os trechos 4-1 e 2-3

II.3. Curva do Ventilador

A curva característica do ventilador também foi medida com o auxílio do túnel de vento. Neste caso, o ventilador do refrigerador foi retirado e instalado na saída do túnel, como mostra a Figura II.6. Os pontos de pressão e vazão foram obtidos mediante a variação da rotação do ventilador auxiliar. Primeiramente, a rotação foi ajustada para que a diferença de pressão entre a sucção e a descarga do ventilador do refrigerador fosse nula. Com isso, determinou-se a vazão em descarga livre. A rotação do ventilador auxiliar foi então reduzida gradativamente para a obtenção dos demais pontos.

A Figura II.7 mostra a curva característica obtida. O formato da curva impediu um ajuste polinomial completo. Desta maneira, optou-se por ajustar um polinômio de 3º grau apenas na faixa de interesse (abaixo de 60 m³/h), uma vez que os valores de vazão não superam 60 m³/h. Além disso, a fim de contornar problemas de implementação computacional e facilitar o processo de convergência numérica, a curva foi ajustada de maneira inversa (ver Figura II.8), ou seja, $V_{tot} \times \Delta P_{tot}$, obtendo-se:

$$\dot{V}_{tot} = a + b\Delta P_{tot} + c\Delta P_{tot}^2 + d\Delta P_{tot}^3 \quad (\text{II.1})$$

onde $a=190,6784869$, $b=-15,6434556$, $c=0,4281397$ e $d=-0,0039087$.



Figura II.6 – Montagem do ventilador do refrigerador no túnel de vento

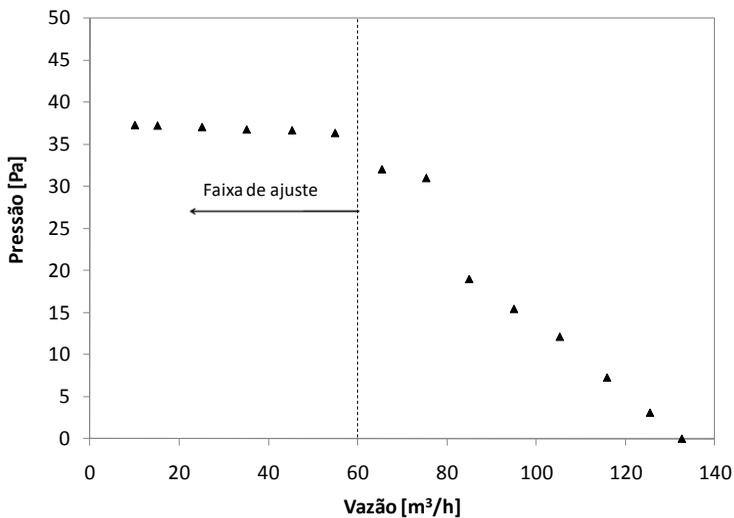


Figura II.7 – Curva característica do ventilador

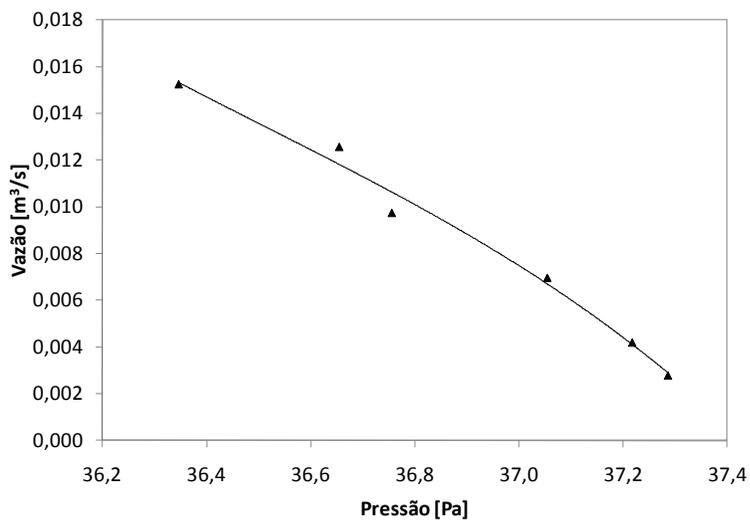


Figura II.8 – Ajuste da curva característica do ventilador na faixa de interesse

APÊNDICE III - INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Neste apêndice é apresentado o cálculo das incertezas experimentais associadas às principais variáveis obtidas nos ensaios, tendo como base o trabalho de Silva (2008) e as recomendações apresentadas no guia do INMETRO (2003). As variáveis foram divididas em duas categorias: as medidas diretamente e as medidas indiretamente:

- **Variáveis medidas diretamente:** São obtidas pela medição direta do instrumento de medição, não sendo utilizada nenhuma outra medição experimental em seu cálculo. Como exemplos destacam-se a temperatura, a queda de pressão e a umidade relativa do ar. A incerteza combinada de uma variável y é a composição da incerteza inerente ao sistema de medição (normalmente fornecida pelo fabricante), u_s , e a incerteza padrão das observações, u_o , como mostrado abaixo,

$$u_c(y) = \sqrt{u_s^2 + u_o^2} \quad (\text{III.1})$$

Caso o parâmetro seja invariável com o tempo, a incerteza padrão, u_o , é dada pela razão entre o desvio padrão, DP , e a raiz quadrada do número de pontos avaliados, n ,

$$u_o = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (\text{III.2})$$

Caso contrário, u_o é o próprio desvio padrão:

$$u_o = DP \quad (\text{III.3})$$

Tabela III.1 – Incertezas (u_s) associadas às variáveis diretas

ΔT [°C]	ΔP [Pa]	$\Delta \phi$ [%]
0,1	0,3	1,0

- **Variáveis medidas indiretamente:** são aquelas que necessitam de duas ou mais medições experimentais para serem calculadas.

Como exemplo, pode-se citar a capacidade de refrigeração e a taxa de formação de geadas, calculadas respectivamente através de balanços de energia e massa. Assumindo que as grandezas usadas no cômputo da variável indireta não estejam correlacionadas, a incerteza combinada propagada, u_c , é calculada a partir da lei de propagação de incertezas:

$$u_c(y) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{III.4})$$

onde y é a variável medida indiretamente, x_i são as variáveis medidas utilizadas na equação que calcula y , e $u(x_i)$ são as incertezas individuais calculadas através da equação (III.1).

Finalmente, a incerteza expandida, U , é calculada da seguinte maneira:

$$U = k u_c(y) \quad (\text{III.5})$$

onde k é o coeficiente de Student (considerado igual a 2,32 para 95 % de probabilidade em todos os cálculos) e $u_c(y)$ é a incerteza combinada (obtida através das equações III.1 ou III.4).

As incertezas expandidas foram calculadas para o ensaio 6 (80% de umidade no resfriador) para as seguintes variáveis: vazão volumétrica total, capacidade de refrigeração e taxa de formação de geadas. Os resultados são comentados a seguir.

A vazão total, calculada através da equação (5.3), depende basicamente da medição da pressão diferencial no trecho 4-1 (ver capítulo 4). Analisando a Figura III.1, percebe-se que a incerteza aumenta com o passar do tempo. À medida que a massa de geadas aumenta, a leitura do transdutor de pressão diferencial utilizado no cálculo indireto da vazão passa a ser menor, já que este passa a trabalhar no limite inferior de sua faixa de medição, elevando a incerteza. Um comportamento análogo é observado para a incerteza associada à capacidade de refrigeração, uma vez que esta é função da vazão volumétrica, cuja incerteza é dominante em relação à dos outros parâmetros envolvidos no cálculo (ver Figura III.2).

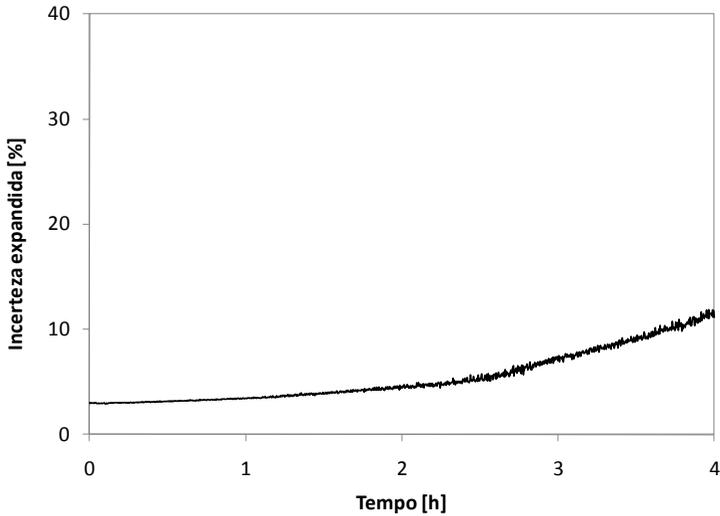


Figura III.1 – Incerteza expandida para a vazão volumétrica total

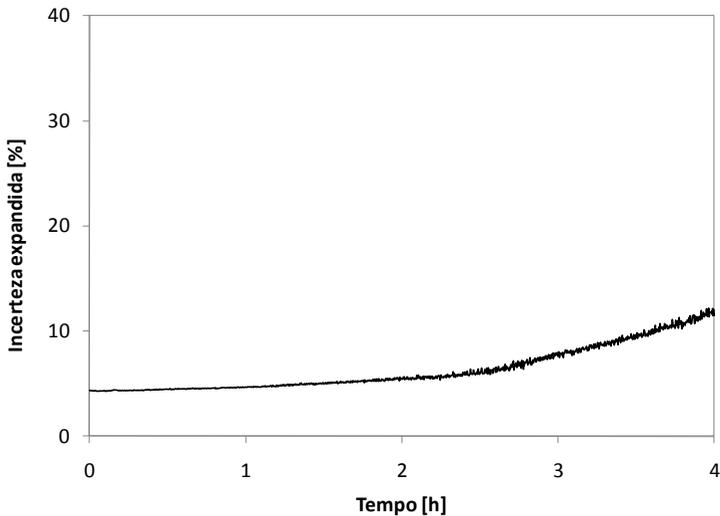


Figura III.2 – Incerteza expandida para a capacidade de refrigeração

A taxa de formação de geada, obtida através da equação (5.7), depende essencialmente da vazão volumétrica total e da variação de umidade absoluta no evaporador. Esta, por sua vez, depende das medições de temperatura e umidade relativa entre entrada e saída do

evaporador. Como ilustra a Figura III.3, a incerteza é elevada nos instantes iniciais, decai com o passar do tempo e volta a crescer ao final do transiente. A elevada incerteza observada inicialmente é creditada à baixa quantidade de geada depositada sobre o evaporador e, conseqüentemente, à baixa taxa de transferência de massa. A incerteza volta a crescer ao final do transiente visto que a incerteza associada à vazão volumétrica também aumenta.

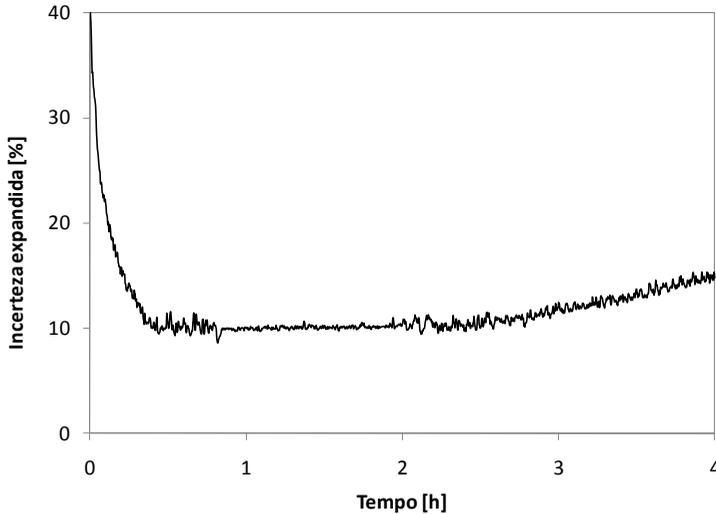


Figura III.3 – Incerteza expandida para a taxa de formação de geada