

Diogo Lôndero da Silva

**ANÁLISE DA FORMAÇÃO DE GELO E GEADA E SEU EFEITO
NO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE
EVAPORADORES DO TIPO TUBO ALETADO**

Tese submetida ao Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do Grau de
Doutor em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Cláudio Melo.
Co-orientador: Prof. Christian Johann
Losso Hermes.

Florianópolis
2012

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

S586a Silva, Diogo Lôndero da
Análise da formação de gelo e geada e seu efeito no
desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo
aletado [tese] / Diogo Lôndero da Silva ; orientador, Cláudio
Melo. - Florianópolis, SC, 2012.
1 v.: il., tabs.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina,
Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeração. 3. Geada. 4.
Permutadores térmicos. 5. Ventiladores - (Máquinas). 6.
Evaporadores. I. Melo, Cláudio. II. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

CDU 621

***ANÁLISE DA FORMAÇÃO DE GELO E GEADA E SEU EFEITO
NO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE EVAPORADORES
DO TIPO TUBO ALETADO***

Diogo Lôndero da Silva

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de **Doutor em Engenharia**, especialidade Engenharia Mecânica, área de concentração Ciências Térmicas e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 09 de Abril de 2012

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Orientador (UFSC)

Prof. Christian J. L. Hermes, Dr.Eng. – Co-Orientador (UFPR)

Prof. Júlio César Passos, Dr. - Coordenador do Curso (UFSC)

BANCA EXAMINADORA

Prof. José Viriato Coelho Vargas, Ph.D. (UFPR)
Relator

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D. (UFSC)

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr.Eng. (UFSC)

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. (UFSC)

Prof. José Alberto dos Reis Parise, Ph.D. (PUC-Rio)

“A vontade de se preparar tem que ser maior do que a vontade de vencer. Vencer será consequência da boa preparação.”

Bernardinho

“Todas as pessoas de sucesso, sejam homens ou mulheres, são grandes sonhadores. Eles imaginam o que seu futuro pode ser, considerando cada detalhe, e então eles trabalham todo dia em direção a sua distante visão, aquele objetivo ou propósito.”

Brian Tracy

“Anyone who stops learning is old, whether at twenty or eighty. Anyone who keeps learning stays young. The greatest thing in life is to keep your mind young.”

Henry Ford

“Dados não são informação, informação não é conhecimento, conhecimento não é compreensão, compreensão não é sabedoria.”

Clifford Stoll

Dedico este trabalho ao apoio dos meus pais **José Danilo** e **Lizete**, à amizade do meu irmão **Douglas** e a companhia e carinho da minha amada **Vanina**.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus orientadores Cláudio Melo e Christian Hermes a oportunidade, os conhecimentos transmitidos, a viabilização de recursos e a objetividade, os quais possibilitaram a realização deste trabalho. Agradeço a Giulia Baretta, Elias Gava Colombo, Lucas de Oliveira Sassi e Rafael Baumgarten a responsabilidade, a dedicação e os cuidados relacionados às atividades experimentais, a Milton Miguel Pedroso a experiência e a capacidade única de materializar idéias, a Gilberto S. Melo o fornecimento das amostras dos evaporadores testados, a Jader Riso Barbosa Júnior, Joaquim Manuel Gonçalves e Armando Albertazzi Gonçalves Júnior o auxílio nas atividades experimentais e teóricas e à Savvas A. Tassou, professor da Brunel University, que me aceitou como aluno visitante na Inglaterra para realização de parte da minha pesquisa.

Agradeço também à Universidade Federal de Santa Catarina, ao Departamento de Engenharia Mecânica e o apoio financeiro concedido pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq e a Empresa Brasileira de Compressores – EMBRACO.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	VII
SUMÁRIO	VIII
LISTA DE TABELAS	X
LISTA DE FIGURAS.....	XI
NOMENCLATURA.....	XVI
RESUMO.....	XXII
ABSTRACT.....	XXIII
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 CONTEXTO HISTÓRICO	1
1.2 CONTEXTO SÓCIO-ECONÔMICO.....	7
1.3 MOTIVAÇÃO.....	10
1.4 OBJETIVOS.....	14
1.5 MÉTODO	14
1.6 ESTRUTURA.....	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2.1 FUNDAMENTAÇÃO	18
2.2 MORFOLOGIA DOS CRISTAIS DE GELO	21
2.3 NUCLEAÇÃO, CRESCIMENTO E ADENSAMENTO	26
2.4 TROCADORES DE CALOR DO TIPO TUBO ALETADO.....	31
2.5 VENTILADORES E CURVAS CARACTERÍSTICAS DE OPERAÇÃO	33
2.6 TRABALHOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS COM FOCO NA FORMAÇÃO DE GEADA.....	35
2.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO	48
3 TRABALHO EXPERIMENTAL.....	49
3.1 INTRODUÇÃO.....	49
3.2 APARATO EXPERIMENTAL	49
3.2.1 SEÇÃO DE TESTES	52
3.2.2 SUBSISTEMA DE CONTROLE DA VAZÃO DE AR.....	54
3.2.3 SUBSISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR	56
3.3 PROCEDIMENTO DE ENSAIO	57
3.4 PROCESSAMENTO DE DADOS	58

3.5	INCERTEZAS DE MEDIÇÃO.....	60
3.6	REPETITIVIDADE DO APARATO EXPERIMENTAL.....	61
3.7	PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS.....	62
3.8	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	64
4	MODELO MATEMÁTICO.....	65
4.1	INTRODUÇÃO.....	65
4.2	SIMPLIFICAÇÕES.....	66
4.3	EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	67
4.4	VARIAÇÃO DA GEOMETRIA EM VIRTUDE DA FORMAÇÃO DE GEADA 74	
4.5	EQUAÇÕES DE FECHAMENTO.....	76
4.6	ALGORITMO DE SOLUÇÃO.....	79
4.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	80
5	RESULTADOS.....	82
5.1	INTRODUÇÃO.....	82
5.2	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	82
5.3	VISUALIZAÇÃO DO PROCESSO DE FORMAÇÃO DE GEADA.....	94
5.4	VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	105
5.5	ANÁLISES NUMÉRICAS DO DESEMPENHO DO EVAPORADOR OPERANDO COM FORMAÇÃO DE GEADA.....	118
5.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	127
6	CONCLUSÕES.....	128
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	131
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	132
	APÊNDICE I – EQUAÇÕES E COEFICIENTES.....	144
	APÊNDICE II – SUBSISTEMA ELÉTRICO.....	148
	APÊNDICE III – SUBSISTEMA DE MEDIÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS.....	150
	APÊNDICE IV – ESTIMATIVA DA INCERTEZA EXPANDIDA DE MEDIÇÃO DOS VALORES DE REFERÊNCIA.....	152
	APÊNDICE V – CORREÇÃO DO BALANÇO DE ENERGIA NA SEÇÃO DE TESTES.....	168
	APÊNDICE VI – EFICIÊNCIA GLOBAL DA SUPERFÍCIE ALETADA COM GEADA.....	170

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resumo das características de trabalhos relacionados à formação de geada	12
Tabela 2 – Métodos empregados para determinação da taxa de formação de geada usados por vários autores (Adaptado de Carlson <i>et al.</i> , 2001)	16
Tabela 3 – Condutividade térmica e densidade do gelo e da geada	20
Tabela 4 – Incertezas de medição expandidas	61
Tabela 5 – Valores limites para as variáveis independentes	63
Tabela 6 – Parâmetros geométricos e operacionais dos experimentos	83
Tabela 7 – Coeficientes da equação (57)	145
Tabela 8 – Coeficientes da equação (58)	145
Tabela 9 – Coeficientes da equação (59)	146
Tabela 10 – Coeficientes da equação (60)	146
Tabela 11 – Legenda dos componentes elétricos	149
Tabela 12 – Incerteza padrão das variáveis medidas	154
Tabela 13 – Incerteza combinada do sistema de medição da temperatura	155
Tabela 14 – Avaliação da incerteza combinada da densidade do ar seco	160
Tabela 15 – Avaliação da incerteza combinada do calor específico do ar seco à pressão constante	160
Tabela 16 – Avaliação da incerteza combinada da umidade absoluta do ar	161
Tabela 17 – Avaliação da incerteza combinada da vazão volumétrica do ar	163
Tabela 18 – Avaliação da incerteza combinada da taxa de formação de geada	163
Tabela 19 – Avaliação da incerteza combinada da massa total de geada acumulada	164
Tabela 20 – Avaliação da incerteza combinada da taxa de transferência de calor sensível	166
Tabela 21 – Avaliação da incerteza combinada da taxa de transferência de calor latente	166
Tabela 22 – Incertezas expandidas de medição do experimento	167
Tabela 23 – Condições de operação para obtenção dos coeficientes	169
Tabela 24 – Coeficiente da equação (88)	169

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática do princípio termodinâmico de funcionamento de um refrigerador (Bejan, 1995).....	2
Figura 2 – Colheita do gelo: (a) remoção de gelo natural formado em um lago e (b) câmara subterrânea empregada para armazenamento	3
Figura 3 – Equipamento descrito por Jacob Perkins em sua patente depositada em 1834 (Gosney, 1982).....	4
Figura 4 – Primeiros refrigeradores a serem comercializados: (a) Geladeira do tipo <i>icebox</i> e (b) refrigerador DOMELRE	6
Figura 5 – Modelos de sistemas de refrigeração comercial	8
Figura 6 – Consumo percentual de energia elétrica em hipermercados (Tassou <i>et al.</i> 2011)	9
Figura 7 – Selos de eficiência empregados no (a) Brasil, (b) Estados Unidos, (c) Comunidade Européia e (d) República da China.....	10
Figura 8 – Diagrama de fases da água.....	19
Figura 9 – Aspecto visual do gelo (a) e da geada (b)	19
Figura 10 – Representação do caminho percorrido por uma partícula no interior de um meio poroso	20
Figura 11 – Representação da molécula da água	21
Figura 12 – Modelo do arranjo molecular hexagonal da estrutura cristalina do gelo à pressão atmosférica (Adaptado de BENBEST, 2012).....	22
Figura 13 – Representação do cristal de gelo na forma de prisma hexagonal	23
Figura 14 – Características dos cristais de gelo em função da temperatura e supersaturação do ar para a pressão de 1 atm (Adaptado de Libbrecht, 2001)	24
Figura 15 – Modelo proposto por Kuroda para explicar as mudanças nos hábitos de crescimento dos cristais em ambientes com alto grau de supersaturação (Sunagawa, 1999).....	25
Figura 16 – Condensação heterogênea de vapor d’água (DREAM, 2012). 27	
Figura 17 – Representação psicrométrica do processo de nucleação (Piucco <i>et al.</i> , 2008).....	28
Figura 18 – Etapas da formação de geada sobre uma superfície plana (Tao <i>et al.</i> , 1993)	29
Figura 19 – Grau de super-resfriamento em função do ângulo de contato para superfícies lisas (Piucco <i>et al.</i> , 2008)	30
Figura 20 – Representação de (a-b) trocadores de calor do tipo tubo aletado (Shah e Sekulic, 2003) e (c-d) aletas empregadas (FIN, 2012).....	32

Figura 21 – Efetividade de um trocador de calor com um dos fluidos mantidos a temperatura constante ($C^* = 0$)	33
Figura 22 – Principais tipos de ventiladores empregados em refrigeração (HOWDEN, 2012).....	34
Figura 23 – Representação gráfica das curvas características de um ventilador do tipo axial e do sistema.....	35
Figura 24 – Representação esquemática dos componentes do aparato experimental.....	50
Figura 25 – Vista interna do túnel de vento que compõe o aparato experimental.....	51
Figura 26 – Esquema da seção de testes	52
Figura 27 – Representação esquemática do evaporador em teste	54
Figura 28 – Lógica operacional do emulador de ventiladores.....	56
Figura 29 – Componentes do subsistema de condicionamento do ar.....	57
Figura 30 – Volume de controle na fronteira do evaporador teste.....	58
Figura 31 – Repetitividade do experimento comparando dois ensaios realizados sob as mesmas condições geométricas e operacionais.....	62
Figura 32 – Curvas características de operação dos ventiladores emulados durante os testes	63
Figura 33 – Volume de controle posicionado sobre a i -ésima fileira de tubos do evaporador.....	68
Figura 34 – Fluxos de calor e massa na camada de geadas.....	71
Figura 35 – Alteração geométrica do evaporador decorrente da formação de geadas.....	75
Figura 36 – Condutividade térmica da geadas em função da densidade previsto pela equação (51)	78
Figura 37 – Difusividade do vapor d'água no ar em função da temperatura previsto pela equação (52)	79
Figura 38 – Fluxograma do algoritmo de solução	81
Figura 39 – Massa de geadas acumulada para diferentes espaçamentos de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I	84
Figura 40 – Queda de pressão do ar no evaporador para diferentes densidades de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I.....	85
Figura 41 – Vazão de ar no evaporador para diferentes densidades de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I.....	86
Figura 42 - Queda de pressão do ar em função da massa de geadas acumulada no do evaporador com 4,1 aletas/cm operando com diferentes graus de super-resfriamento e o ventilador I.....	87
Figura 43 – Taxa de transferência de calor total para diferentes densidades de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I.....	88

Figura 44 – Comparação da massa de geada acumulada ar empregando diferentes ventiladores, dois graus de super-resfriamento e 2,2 aletas/cm .	89
Figura 45 – Comparação da vazão de ar empregando diferentes ventiladores, dois graus de super-resfriamento e 2,2 aletas/cm	90
Figura 46 – Comparação da taxa de transferência de calor total empregando diferentes ventiladores, dois graus de super-resfriamento e 2,2 aletas/cm .	91
Figura 47 – Massa de geada acumulada em diferentes tipos de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I.....	92
Figura 48 – Vazão volumétrica de ar para diferentes tipos de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I.....	93
Figura 49 – Taxa de transferência de calor total para diferentes tipos de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I.....	93
Figura 50 – Região de visualização do processo de formação de geada	94
Figura 51 – Visualização do processo de formação de geada obtida com ventilador I, grau de super-resfriamento de 14,5°C ($T_e=-10,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar}=7,0^{\circ}\text{C}$; $\omega=5,4 \text{ g kg}^{-1}$) e variação da espessura da camada de geada.....	99
Figura 52 – Visualização do processo de formação de geada obtida com ventilador I, grau de super-resfriamento de 10,0°C ($T_e=-10,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar}=2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega=3,9 \text{ g kg}^{-1}$) e variação da espessura da camada de geada.....	100
Figura 53 – Visualização do processo de formação de geada obtido com grau de super-resfriamento de 5,0°C ($T_e=-5,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar}=2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega=3,9 \text{ g kg}^{-1}$) e variação da espessura da camada de geada.....	101
Figura 54 – Visualização do processo de formação de geada obtido com grau de super-resfriamento de 5,0°C ($T_e=-5,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar}=2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega=3,3 \text{ g kg}^{-1}$)	102
Figura 55 – Comparação visual do crescimento da camada de geada para diferentes graus de super-resfriamento, empregando a curva do ventilador I	103
Figura 56 – Comparação morfológica para diferentes graus de super-resfriamento.....	104
Figura 57 – Análise de sensibilidade da condição inicial referente à espessura da camada de geada.....	105
Figura 58 – Comparação entre os resultados do modelo e dados experimentais para massa de geada acumulada em função do tempo empregando diferentes correlações para densidade da geada	107
Figura 59 – Comparação entre os resultados do modelo e dados experimentais para a queda de pressão do ar no evaporador empregando diferentes correlações para densidade da geada.....	108
Figura 60 – Representação gráfica da correlação empírica regredida para a densidade da geada	109
Figura 61 – Comparação da densidade em função da temperatura da superfície da geada calculada por diferentes correlações	110

Figura 62 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da massa de geada acumulada para diferentes graus de super-resfriamento, empregando 3,2 aletas/cm e o ventilador I.....	111
Figura 63 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da massa de geada acumulada para diferentes graus de super-resfriamento, empregando 4,1 aletas/cm e o ventilador I.....	112
Figura 64 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da massa de geada acumulada ao final dos ensaios.....	113
Figura 65 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da espessura da camada de geada para diferentes graus de super-resfriamento, empregando 3,2 aletas/cm e o ventilador I.....	114
Figura 66 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da queda de pressão (a) e vazão do ar (b) no evaporador para diferentes graus de super-resfriamento, empregando o ventilador I e 3,2 aletas/cm.....	115
Figura 67 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da queda de pressão (a) e vazão de ar (b) no evaporador para diferentes graus de super-resfriamento, empregando a curva do ventilador I e 4,1 aletas/cm	116
Figura 68 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais das parcelas da taxa de transferência de calor do evaporador empregando 10,0°C de super-resfriamento, o ventilador I e 4,1 aletas/cm	117
Figura 69 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da taxa de transferência de calor total do evaporador após o processo de formação de geada.....	118
Figura 70 – Comparação da espessura da camada de geada nas duas fileiras de tubos do evaporador com 3,2 aletas/cm operando com diferentes graus de super-resfriamento e a curva do ventilador I.....	119
Figura 71 – Comparação da fração livre de passagem do ar avaliada na primeira fileira de tubos do evaporador empregando diferentes graus de super-resfriamento, o ventilador I e 3,2 aletas/cm	120
Figura 72 - Comparação da velocidade do ar avaliada na primeira fileira de tubos do evaporador empregando diferentes graus de super-resfriamento, o ventilador I e 3,2 aletas/cm	121
Figura 73 – Comparação dos fluxos da taxa de formação de geada avaliados na primeira fileira de tubos do evaporador operando com 10,0°C ($T_e=-10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar}=2,5^\circ\text{C}$ e $\phi=87,5\%$) de super-resfriamento, o ventilador I e 3,2 aletas/cm	122
Figura 74 – Comparação das resistências térmicas de condução e convecção avaliadas na primeira fileira de tubos do evaporador operando com 10,0°C ($T_e=-10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar}=2,5^\circ\text{C}$ e $\phi=87,5\%$) de super-resfriamento, o ventilador I e 4,1 aletas/cm	123

Figura 75 – Comparação do número de Biot avaliado na primeira fileira de tubos do evaporador empregando diferentes graus de super-resfriamento e 4,1 aletas/cm.....	125
Figura 76 - Variação da efetividade e taxa de transferência de calor do evaporador com 4,1 aletas/cm operando com 14,5°C ($T_e=-10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar}=7,0^\circ\text{C}$ e $\omega=5,4 \text{ g kg}^{-1}$) de super-resfriamento e o ventilador I.....	125
Figura 77 – Comparação da taxa de transferência de calor total empregando diferentes ventiladores, densidades de aletas e 10,0°C ($T_e=-10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar}=2,5^\circ\text{C}$ e $\omega=3,9 \text{ g kg}^{-1}$) de super-resfriamento.....	126
Figura 78 – Esquema elétrico da bancada	148
Figura 79 – Subsistema de medição e aquisição de dados.....	150
Figura 80 – Limites de predição para a queda de pressão do ar no evaporador.....	154
Figura 81 – Setas indicando as posições das aletas onde foram realizadas as medições da espessura da camada de geada	155
Figura 82 – Representação esquemática da superfície aletada do evaporador	171
Figura 83 – Dimensões empregadas para obtenção do raio equivalente de uma aleta plana.....	173

NOMENCLATURA

SÍMBOLOS

A	área	$[\text{m}^2]$
\dot{C}	taxa de capacidade térmica	$[\text{W K}^{-1}]$
\dot{C}^*	razão entre taxas de capacidade térmica	$[-]$
c_p	calor específico à pressão constante	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
D_c	diâmetro do tubo somado à espessura do colarinho	$[\text{m}]$
D_h	diâmetro hidráulico	$[\text{m}]$
D_{ab}	difusividade molecular do vapor d'água no ar	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
F_p	espaçamento entre aletas	$[\text{m}]$
G	fluxo de massa	$[\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-2}]$
h_c	coeficiente convectivo de transferência de calor	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
h_m	coeficiente convectivo de transferência de massa	$[\text{kg}_{\text{ar}} \text{m}^{-2} \text{s}^{-1}]$
\dot{I}	termo fonte de geração de calor	$[\text{W m}^{-3}]$
k	condutividade térmica	$[\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$
L	calor latente de dessublimação	$[\text{kJ kg}^{-1}]$
M_g	massa total de geada acumulada	$[\text{kg}]$
\dot{M}	termo de consumo de vapor d'água	$[\text{kg s}^{-1} \text{m}^3]$
\dot{m}	vazão mássica de ar	$[\text{kg s}^{-1}]$
\dot{m}_g	taxa de formação de geada	$[\text{kg s}^{-1}]$
\dot{m}''	fluxo da taxa de vapor d'água	$[\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}]$
\dot{m}_a''	fluxo da taxa de adensamento da geada	$[\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}]$

m_c''	fluxo da taxa de crescimento da geada	[kg m ⁻² s ⁻¹]
N	rotação do ventilador	[rpm]
NF	número de fileiras de tubos	[-]
NUT	número de unidades de transferência	[-]
P_d	projecção frontal da borda corrugada da aleta	[m]
P_l	espaçamento horizontal entre tubos	[m]
P_t	espaçamento vertical entre tubos	[m]
p	pressão	[Pa]
q	taxa de transferência de calor	[W]
q''	fluxo da taxa de transferência de calor	[W m ⁻²]
R	resistência térmica	[K/W]
r	raio	[m]
s	espessura da aleta	[m]
sub	sub-relaxamento	[-]
T	temperatura	[K ou °C]
t	tempo	[s]
U	coeficiente global de transferência de calor	[W K ⁻¹ m ⁻²]
u	velocidade	[m s ⁻¹]
V	vazão volumétrica de ar	[m ³ s ⁻¹]
vc	volume de controle	[-]
W	taxa de trabalho	[W]
x	posição na camada de geada	[m]
y	variável genérica	[-]
z	comprimento na direção do escoamento	[m]

LETRAS GREGAS

α	difusividade térmica	$[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$
Δ	variação	[-]
ε	porosidade da geada	[-]
E	efetividade do trocador de calor	[-]
η	eficiência global da superfície aletada	[-]
φ	coeficiente de correção do balanço de energia	$[\text{W K}^{-1}]$
λ	coeficiente de dessublimação	$[\text{s}^{-1}]$
μ	viscosidade dinâmica	$[\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1}]$
ν	viscosidade cinemática	$[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$
ρ	massa específica	$[\text{kg m}^{-3}]$
T	tensão de cisalhamento	$[\text{N m}^{-2}]$
τ	tortuosidade da geada	[-]
ω	umidade absoluta	$[\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}_{\text{ar,seco}}^{-1}]$
ξ	tolerância para convergência	[-]
ψ	parâmetro adimensional	[-]
ϕ	umidade relativa	[%]

SUBSCRITOS

$()_{abs}$	absorvido
$()_{al}$	aleta

() <i>amb</i>	ambiente
() <i>apl</i>	aplicado
() <i>ar,e</i>	ar na entrada
() <i>ar,s</i>	ar na saída
() <i>atm</i>	atmosférica
() <i>boc</i>	bocal
() <i>calc</i>	calculado
() <i>corr</i>	corrigido
() <i>e</i>	evaporador
() <i>ef</i>	efetivo
() <i>eq</i>	equivalente
() <i>f</i>	fria
() <i>g</i>	geada
() <i>gelo</i>	gelo
() <i>i</i>	posição do <i>vc</i>
() <i>lat</i>	latente
() <i>lateral</i>	lateral
() <i>max</i>	máxima
() <i>min</i>	mínima
() <i>n</i>	n-ésimo
() <i>orv</i>	orvalho
() <i>perda</i>	perda
() <i>q</i>	quente
() <i>r</i>	raio
() <i>rej</i>	rejeitado
() <i>rev</i>	reversível

$()_s$	superfície
$()_{sat}$	saturado
$()_{sen}$	sensível
$()_{sup}$	super-resfriamento
$()_t$	tubo
$()_{tg}$	tubo com geada
$()_{tot}$	total
$()_v$	vapor
$()_{vc}$	volume de controle
$()_\infty$	fora da camada limite
$()_1$	entrada
$()_2$	saída

GRUPAMENTOS ADIMENSIONAIS

Número de Biot

$$Bi = \frac{h_c x_g}{k_g}$$

Coefficiente de atrito de Fanning

$$C_f = \frac{\Gamma_s}{\rho \bar{u}^2 / 2}$$

Fator de atrito de Darcy

$$f = \frac{-(dp/dx) D_h}{\rho \bar{u}^2 / 2}$$

Número de Hatta

$$Ha_x = \sqrt{\frac{\tau \lambda x^2}{\varepsilon D_{ab}}}$$

Fator j -Colburn	$j = StPr^{\frac{2}{3}}$
Número de Lewis	$Le = \frac{\alpha}{D_{ab}}$
Número de Prandtl	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
Número de Reynolds	$Re = \frac{GD}{\mu}$
Número de Stanton	$St = \frac{h_c}{Gc_p}$

RESUMO

Os programas governamentais de eficiência energética têm se tornado cada vez mais exigentes quanto à utilização racional e eficiente das fontes de energia, com ações que forcem os fabricantes a desenvolverem produtos de alto desempenho e estimulam os consumidores a adquiri-los. No segmento de refrigeração comercial, responsável por uma significativa parcela do consumo energético nacional, os equipamentos trabalham geralmente com temperaturas de evaporação próximas a -10°C , o que favorece o acúmulo de geada sobre a superfície do evaporador. Dependendo da espessura da camada de geada, observa-se uma drástica redução na taxa de transferência de calor, devida aos efeitos combinados da baixa condutividade térmica da geada e do aumento da perda de carga no lado do ar. Esse último causa um impacto marcante sobre a vazão de ar em circulação. No entanto, a maioria dos trabalhos disponíveis na literatura despreza tal efeito, independentemente da redução da área de passagem do escoamento de ar. Dessa forma, o presente trabalho se propõe a investigar o impacto da formação de geada sobre a capacidade de refrigeração de sistemas comerciais, considerando o acoplamento hidrodinâmico do par evaporador-ventilador. Um aparato experimental capaz de controlar as principais variáveis envolvidas no fenômeno foi construído para obtenção de uma base de dados experimental. Adicionalmente, empregando os princípios de conservação da massa, energia e quantidade de movimento, desenvolveu-se um modelo matemático para simular o crescimento da camada de geada sobre a superfície do evaporador considerando o acoplamento existente entre o ventilador e o evaporador. A base de dados foi empregada para obtenção de uma correlação inédita para a densidade da geada. Os resultados numéricos apresentaram boa concordância com a base de dados, permanecendo dentro da faixa de incerteza das medições. Verifica-se que a elevação do grau de super-resfriamento provoca o aumento da taxa de transferência de massa e a redução da densidade da geada, resultando em uma camada de geada mais espessa. Foram observadas reduções de até 40% na taxa de transferência de calor devido à formação de geada. Adicionalmente, verificou-se que o ventilador e o evaporador devem ser projetados de forma acoplada a fim de manter a capacidade de refrigeração durante um maior período de tempo.

Palavras-chave: Refrigeração, formação de geada, trocadores de calor, ventiladores, simulação numérica, validação experimental.

ABSTRACT

This study presents a numerical and experimental analysis of the thermal-hydraulic performance of tube-fin evaporators for light commercial refrigeration systems under frosting conditions. Since such a kind of appliance is generally designed with air curtains or subjected to frequent door opening, a certain amount of the ambient air infiltrates into the refrigerated space. This promotes the growth of a frost layer on the evaporator surface, which may completely block the gap between the fins if a proper defrost operation does not take place. The frost layer reduces the system cooling capacity by adding an extra thermal resistance to the evaporator tubes and also by reducing the fan-supplied air flow rate. In this study, a closed-loop wind tunnel was used to measure the thermal performance of tube-fin evaporators with different geometries. The air temperature and humidity at the inlet of the evaporator were controlled by the wind tunnel system, while a secondary refrigeration loop was used to set the evaporator surface temperature. The air flow rate was controlled by a variable-speed fan which emulates the real fan behavior. Moreover, frost thickness measurements were also carried out by using a digital camera equipped with zoom lens. The numerical results were compared with the experimental accumulated mass of frost, air pressure drop, air flow rate and cooling capacity, with all the predictions falling within the experimental band of uncertainties. Based on this comparison, a new correlation for the frost density was developed to be specifically applied to light commercial refrigeration products. The results show evaporator cooling capacity reductions up to 40% due to frost formation process. It was observed that the effect of the reduction of the air flow rate on the evaporator cooling capacity surpasses that of the extra thermal insulation of the frost layer. Furthermore, it was observed that, after a reasonable amount of frost has been grown, the louvered-fin evaporator showed a 10% lower cooling capacity when compared to the wavy-fin evaporator with the same fin pitch. These results indicate that under frosting conditions the pair fan-evaporator must be designed as a coupled system, in order to maintain the original refrigeration capacity for longer periods, increasing the time between successive defrosting processes and, therefore, improving the thermal performance of the entire system.

Keywords: Refrigeration, frost formation, heat exchangers, fans, numerical simulation, experimental work.

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO HISTÓRICO

Refrigeração é um processo através do qual se mantém a temperatura de uma substância abaixo dos valores encontrados no meio ambiente (Dossat, 2001). Como aplicações destacam-se a produção, o armazenamento, o transporte e a conservação de alimentos, os processos químicos industriais, a climatização de ambientes, a conservação de vacinas e a área criocirúrgica.

De acordo com a segunda lei da termodinâmica, certa quantidade de energia deve ser fornecida a um refrigerador para que este promova a transferência de calor de um meio frio para um meio quente. A Figura 1 representa a operação de um refrigerador entre as temperaturas $T_q > T_f$, cujo desempenho energético é expresso pela razão entre a taxa de absorção de calor (q_{abs}) e a taxa de consumo de trabalho (W). Utilizando a linha tracejada referente ao ciclo reversível, percebe-se geometricamente que o aumento de T_q aumenta a taxa de consumo de trabalho (W) e a redução de T_f reduz a taxa de absorção de calor (q_{abs}), o que reduz o desempenho energético do sistema. Adicionalmente, observa-se que fixando a taxa de absorção de calor (q_{abs}) e comparando a taxa de consumo de trabalho (W) com a taxa de consumo de trabalho mínima (W_{min}), pode-se determinar as perdas termodinâmicas do sistema (W_{perda}). Atualmente, o desempenho médio dos sistemas comerciais de refrigeração não ultrapassa 20% do valor obtido em um ciclo reversível operando nas mesmas condições¹.

¹ Medições realizadas em um sistema de refrigeração comercial nos laboratórios do Instituto Nacional de Refrigeração e Termofísica – POLO (Hermes e Melo, 2008).

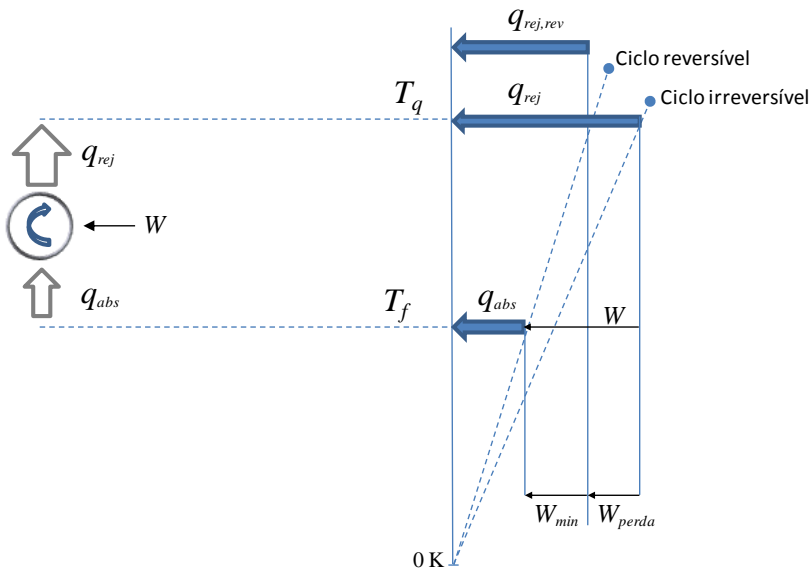
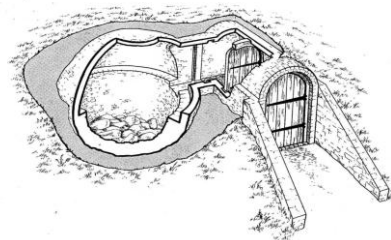


Figura 1 – Representação esquemática do princípio termodinâmico de funcionamento de um refrigerador (Bejan, 1995)

Historicamente, a refrigeração pode ser dividida em dois períodos: a era da refrigeração natural, que teve início na pré-história e terminou na segunda metade do século XIX, e a era da refrigeração artificial, que começou no século XIX e permanece até os dias atuais. Por muitos anos, o frio foi produzido principalmente com gelo coletado em lagos e rios congelados naturalmente. Após a sua remoção, o gelo era armazenado em câmaras subterrâneas e coberto com serragem, ou outro tipo de isolamento disponível, para reduzir as perdas e permitir a posterior utilização (Gosney, 1982). Essa operação, ilustrada na Figura 2, tornou-se muito popular a partir do século XVIII e passou a ser conhecida como colheita do gelo.



a – (FARMERS, 2012)



b – (GARDENS, 2012)

Figura 2 – Colheita do gelo: (a) remoção de gelo natural formado em um lago e (b) câmara subterrânea empregada para armazenamento

No passado, o gelo também era comumente obtido através do resfriamento noturno. Nesse caso, uma fina camada de água era exposta ao relento para solidificar através das trocas de calor por convecção e radiação com a atmosfera e pela evaporação do líquido. O princípio da evaporação também pode ser empregado para o resfriamento de líquidos contidos em recipientes porosos, os quais permitem o transporte do fluido através das suas paredes. Ao atingir o lado externo, o líquido evapora removendo calor e reduzindo a temperatura do fluido contido no reservatório (Thevenot, 1979).

O auge da exploração do gelo natural ocorreu entre 1826 e 1892, quando Frederic Tudor passou a empregar um método rápido e barato para remoção de blocos uniformes de gelo, o que facilitou o transporte e armazenamento, e permitiu a comercialização em larga escala do gelo proveniente das reservas naturais disponíveis na América do Norte. Adicionalmente, graças a melhoramentos no isolamento térmico da sua frota marítima, Frederic Tudor pôde expandir seus negócios, que originalmente atendiam os Estados Unidos e o Caribe, passando a vender gelo para a Europa e até mesmo Índia, que logo passou a ser o seu mercado mais lucrativo (Seaburg *et al.*, 2003).

Apesar da refrigeração natural ter sido empregada durante muitos anos, ela impedia a produção de grandes quantidades de frio e dependia das condições atmosféricas. Além disso, a qualidade da água dos rios e lagos de onde o gelo era removido começou a ser questionada pelos consumidores (Smith, 2004). Tais limitações motivaram a busca por métodos artificiais de produção de frio, que culminou no experimento realizado pelo Professor William Cullen, na Universidade de Glasgow, em 1755. Durante o experimento, Cullen formou gelo removendo calor

de uma pequena quantidade de água mantida em contato térmico com um recipiente cheio de éter, que evaporava a baixas temperaturas devido à ação de uma bomba de vácuo manual. Embora o experimento tenha comprovado que os líquidos absorvem grandes quantidades de calor quando mudam de fase, a idéia não foi aplicada em grande escala, pois o circuito era aberto, ou seja, após a evaporação o éter era liberado para a atmosfera (Gosney, 1982).

Em 1805, Oliver Evans propôs em seu livro intitulado “The abortion of the young steam engineer’s guide” a idéia de um sistema de refrigeração fechado, no qual o fluido refrigerante seria evaporado e condensado continuamente. Esse mesmo sistema veio a ser patenteado por Jacob Perkins em 1834. A Figura 3 mostra o aparato de Perkins, considerado o primeiro de todos os sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Nela observam-se os seguintes componentes: (i) o compressor que eleva a pressão e a temperatura do refrigerante na fase vapor, (ii) o condensador que condensa o vapor através da rejeição de calor para o ambiente; (iii) o dispositivo de expansão que reduz a pressão e evapora parte do refrigerante líquido e (iv) o evaporador que evapora o líquido remanescente através da absorção de calor do meio a ser refrigerado. Após evaporar, o refrigerante segue novamente para o compressor, reiniciando assim o ciclo.

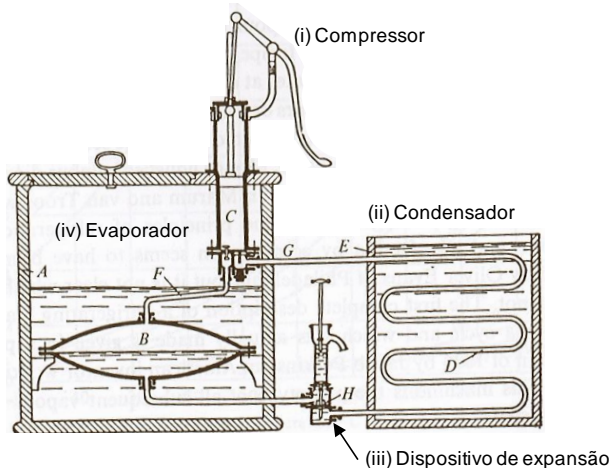


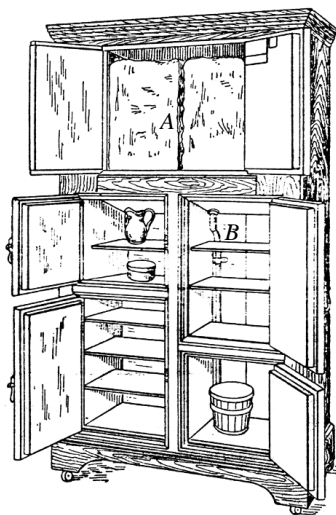
Figura 3 – Equipamento descrito por Jacob Perkins em sua patente depositada em 1834 (Gosney, 1982)

Nos anos seguintes, melhoramentos dos componentes mecânicos e a utilização de novos fluidos refrigerantes - como amônia e dióxido de carbono - resultaram em aplicações industriais bem sucedidas. Naquela época os sistemas eram normalmente acionados por máquinas a vapor, exigiam cuidados extremos em relação aos vazamentos e eram principalmente empregados na produção de gelo e fabricação de cerveja (Briley, 2004).

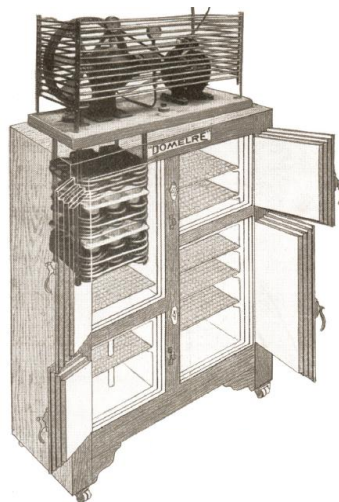
A partir de 1850, a necessidade da preservação de alimentos nas grandes cidades da Europa e Estados Unidos originou os primeiros refrigeradores domésticos, que eram conhecidos como *iceboxes*. A Figura 4a mostra um desses equipamentos, onde a letra *A* indica o compartimento para os blocos de gelo e a letra *B* a tubulação para drenagem da água. Tais equipamentos operavam por convecção natural, tinham a aparência de um armário de madeira e possuíam o inconveniente de exigir um dreno e a reposição contínua do gelo. Em 1905, em uma tentativa de solucionar esse problema, um grupo de investidores americanos reuniu cerca de 70 patentes sobre refrigeradores de pequeno porte e fundou a *Automatic Refrigerating Company*, que concentrou seus negócios na área de refrigeração comercial. Após nove anos, Fred Wolf Jr. e Fred Heideman lançaram nos Estados Unidos o refrigerador DOMELRE, cujo conceito consistia em empregar o espaço destinado ao bloco de gelo para instalação do evaporador, conforme mostra a Figura 4b (Nagengast, 2004).

Em função dos avanços em diversas áreas do conhecimento, dentre as quais se destacam as áreas de compressores, motores elétricos e controles, e também o desenvolvimento dos fluidos refrigerantes sintéticos, lançados em 1930, os refrigeradores domésticos se popularizaram e passaram a ser comercializados em larga escala. Sendo assim, 170 anos decorreram entre o experimento de Cullen e o início da produção em larga escala dos refrigeradores domésticos, o que enfatiza os esforços necessários para que uma importante descoberta científica seja viabilizada em novas aplicações tecnológicas.

Além da compressão mecânica de vapor, que se tornou o método de refrigeração mais difundido, outros princípios de produção de frio foram desenvolvidos ao longo do tempo, como a absorção de vapor, o ciclo a ar, o ciclo de ejeção de vapor, a refrigeração magneto-calórica e a refrigeração termo-elétrica. Atualmente esses métodos alternativos são encontrados em diferentes aplicações, podendo inclusive ser vantajosos em relação à compressão mecânica em determinadas situações.



a - (ETC, 2012)



b - (Nagengast, 2004)

Figura 4 – Primeiros refrigeradores a serem comercializados: (a) Geladeira do tipo *icebox* e (b) refrigerador DOMELRE

Portanto, a refrigeração, independentemente da forma pela qual é obtida, passou a fazer parte do cotidiano da sociedade moderna, aumentando o conforto e alterando os padrões de comportamento do ser humano. No entanto, estima-se que atualmente os equipamentos de refrigeração sejam responsáveis por 15% do consumo mundial de energia elétrica (IIR, 2012). Além da grande demanda por energia, o setor de refrigeração também é responsável pela emissão de fluidos refrigerantes que contribuem tanto para o aquecimento global como para a depleção da camada de ozônio (Calm, 2008). Em termos percentuais, considera-se que o impacto do setor de refrigeração sobre o aquecimento global deve-se 80% à emissão indireta de CO₂ para a produção de energia e 20% à emissão direta de fluidos refrigerantes na atmosfera (IIR, 2012). Tais indicadores desafiam a indústria e a comunidade científica, que são pressionadas a buscar soluções para reduzir os impactos ambientais provocados por esta tecnologia.

1.2 CONTEXTO SÓCIO-ECONÔMICO

A utilização racional e eficiente das fontes energéticas tornou-se uma questão fundamental para a sociedade moderna. Além dos importantes aspectos ambientais, o crescente custo da energia e as instabilidades em seu sistema produtivo mostram que esse recurso tem se tornado cada vez mais escasso, o que exige uma reestruturação sustentável e responsável nas formas de geração, distribuição e consumo. Para atingir esse objetivo, programas de eficiência energética vêm sendo adotados pelas principais economias do mundo, mobilizando a opinião pública, governamental e industrial das nações.

No ano de 2007, a Comissão Europeia de Energia (EC, 2011), que engloba 27 países, comprometeu-se a reduzir o consumo de energia primária em 20% até o ano de 2020 através do desenvolvimento de produtos e serviços energeticamente sustentáveis, mudança nos hábitos de consumo e incentivos fiscais. Estima-se que tais mudanças gerem uma economia energética de 390 milhões de toneladas equivalente de petróleo².

Nos Estados Unidos, a Agência de Proteção Ambiental (EPA, 2012) e o Departamento de Energia (ENERGY, 2012) são os responsáveis por regulamentar a utilização de energia e definir as diretrizes de eficiência energética através do programa *Energy Star* (ENERGYSTAR, 2012), que resultou de uma parceria entre fabricantes de equipamentos eletro-eletrônicos com o objetivo de poupar recursos e proteger o meio ambiente. Como resultado, somente no ano de 2010, os Estados Unidos economizaram mais de 18 bilhões de dólares em energia elétrica.

A China, que em 2010 superou os Estados Unidos e passou a ser o maior consumidor mundial de energia, atualmente também lidera a lista dos maiores emissores de CO₂ do planeta. Estima-se que até 2035 o consumo energético da China será 70% superior ao dos Estados Unidos (IEA, 2012). No entanto, as mesmas previsões mostram que o consumo per capita será 50% inferior aos dos Estados Unidos. Através de políticas governamentais, a China apoia projetos para reduzir a emissão de CO₂ e vem gradativamente aumentando os padrões de eficiência dos equipamentos lá utilizados (CEC, 2012).

² 1 tep (tonelada equivalente de petróleo) = 11,6 MWh

Desde 1985, o Brasil conta com o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - PROCEL, que introduziu a Lei de Eficiência Energética e atualmente estabelece os índices mínimos de eficiência para novos equipamentos. Dentre as prioridades do PROCEL, encontra-se o combate ao desperdício energético proveniente de hábitos inadequados de consumo, utilização de aparelhos ineficientes ou falta de conhecimento técnico por parte dos consumidores. De acordo com a *Empresa de Pesquisa Energética* (EPE, 2012), o consumo anual na rede de energia elétrica do setor comercial nacional apresentou o maior crescimento percentual (6,3%) entre as classes de consumo, atingindo a marca de 73,5 mil GWh em 2011, o equivalente à 80% da produção da usina hidroelétrica de Itaipu em 2011.

Dentre os equipamentos empregados nesse setor encontram-se os sistemas de refrigeração apresentados na Figura 5, que possuem capacidade de refrigeração na faixa de 400 a 1000 W e são amplamente empregados para exposição e venda de produtos resfriados de diversas empresas. Para atender a demanda interna, são produzidos, somente no Brasil, cerca de 400.000 unidades ao ano (Justo, 2009). Em relação aos aspectos construtivos, observa-se que os componentes desse tipo de sistema de refrigeração tendem a ser montados em um módulo, denominado de *cassete*. O *cassete* pode ser fixado na região inferior do gabinete, facilitando a montagem, manutenção e substituição da unidade de produção de frio do equipamento sem a necessidade da troca do produto.



Figura 5 – Modelos de sistemas de refrigeração comercial

A Figura 6, reproduzida a partir dos resultados do trabalho de Tassou *et al.* (2011), mostra o consumo percentual de energia elétrica associado às diferentes operações realizadas em hipermercados modernos. Observa-se que os equipamentos de refrigeração são os principais responsáveis pela utilização de energia elétrica, representando cerca de um terço do consumo total.

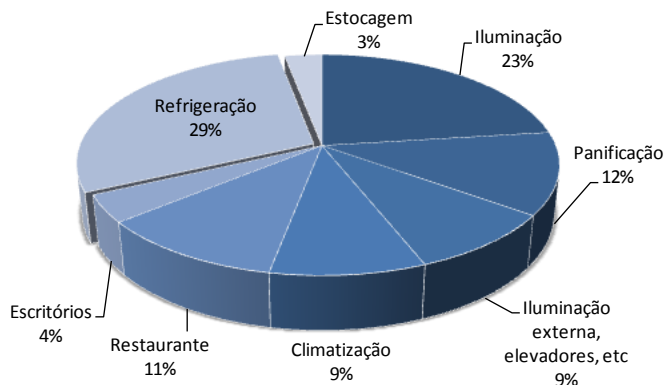
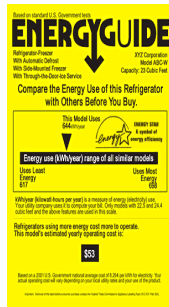


Figura 6 – Consumo percentual de energia elétrica em hipermercados (Tassou *et al.* 2011)

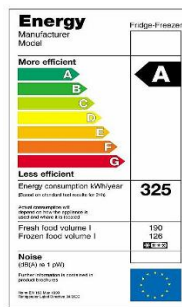
Deve-se mencionar que os sistemas comerciais de refrigeração ainda não são regulamentados pelo PROCEL, razão pela qual os padrões de eficiência energética adotados pelos fabricantes são, na maioria dos casos, inferiores aos adotados pelo segmento de refrigeração doméstica. A Figura 7 mostra exemplos de selos de eficiência energética empregados em refrigeradores domésticos no Brasil, Estados Unidos, Comunidade Europeia e República da China.



a – (ELETROBRAS,2012)



b – (ENERGY, 2012)



c – (EC, 2012)



d – (LBNL, 2008)

Figura 7 – Selos de eficiência empregados no (a) Brasil, (b) Estados Unidos, (c) Comunidade Européia e (d) República da China

Portanto, dentro de um contexto ambiental, sócio-econômico, tecnológico e acadêmico, observa-se que pesquisas focadas na identificação de alternativas de melhoramento energético de equipamentos do setor de refrigeração comercial estão alinhadas às atuais exigências dos programas mundiais de eficiência energética. Além disso, tais atividades contribuem para o avanço do conhecimento científico na área de refrigeração, motivo maior desse trabalho.

1.3 MOTIVAÇÃO

O projeto de refrigeradores comerciais normalmente exige temperaturas de evaporação próximas a -10°C . Caso a temperatura de orvalho do ar na entrada do evaporador seja superior a esse valor e exista uma diferença de temperatura suficientemente grande entre o ar e a superfície fria, ocorrerá acúmulo de gelo e/ou geada sobre a superfície do evaporador. Na grande parte das aplicações, essa condição é facilmente atingida mediante a abertura das portas do equipamento e também através da umidade proveniente dos produtos armazenados no refrigerador.

Dependendo da taxa de acúmulo de geada, a capacidade de remoção de calor do evaporador pode atingir rapidamente níveis inaceitáveis, devido à baixa condutividade térmica da camada de geada e a obstrução a passagem de ar. Para contornar tal situação, os

evaporadores são dimensionados considerando a possibilidade de formação de geada, além de serem equipados com estratégias de degelo. Como o projeto desses subsistemas depende das variáveis que afetam o processo de formação de geada, estudos focados nessa área tornam-se necessários para gerar soluções energeticamente eficientes.

Ao consultar estudos correlatos realizados em diferentes partes do globo, cujas principais características encontram-se resumidas na Tabela 1, observa-se que grande parte das investigações experimentais sobre os fenômenos de nucleação, crescimento e adensamento de geada foram conduzidas em superfícies simples, como, por exemplo, placas planas ou cilindros. Verifica-se ainda que a maioria das correlações empíricas para obtenção dos coeficientes de transferência de calor e fator de atrito foram validadas para superfícies livres de umidade e geada. No estudo elaborado por Piucco *et al.* (2008), comprovou-se a baixa eficiência dos tratamentos superficiais empregados para amenizar a formação de gelo e geada, uma vez que super-resfriamentos³ superiores a 5°C são suficientes para desencadear o processo de mudança de fase na maior parte das aplicações.

Deve-se ainda ressaltar que o efeito do acoplamento hidrodinâmico entre o ventilador e o evaporador, em condições favoráveis à formação de geada, foi muito pouco explorado. Chen *et al.* (2003) elaboraram um modelo matemático considerando a presença do ventilador, mas utilizaram dados experimentais obtidos com a vazão de ar fixa, apesar dos trabalhos de Mao *et al.* (1999) e Carlson *et al.* (2001) comprovarem que a velocidade do escoamento interfere na espessura média da camada de geada e na uniformidade do seu crescimento ao longo das fileiras de tubos do evaporador. Aljuwayhel (2006) considerou o efeito do ventilador, embora o seu trabalho tenha sido direcionado a sistemas de refrigeração industrial, que também foi o foco do trabalho pioneiro de Stoecker (1957). Dentre os estudos analisados, verifica-se que apenas os trabalhos apresentados por Tassou e Datta (1999) e Da Silva *et al.* (2011a, 2011b) consideram o acoplamento do par ventilador- evaporador em sistemas de refrigeração comercial leve.

³ O grau de super-resfriamento é definido como a diferença entre a temperatura do substrato e a temperatura de orvalho do ar ambiente. Tal grandeza será explorada com detalhes no Capítulo 2.

Tabela 1 – Resumo das características de trabalhos relacionados à formação de geada

Autor	Origem	Aplicação	Abordagem	Ventilador	Validação
Stoecker (1957)	EUA	Tube aletado	Experimental	Não	-
Kondepudi e O'Neil (1987)	EUA	Tube aletado	Global	Não	Não
Rite e Crawford (1991a)	EUA	Tube aletado	Experimental	Não	-
Ogawa <i>et al.</i> (1993)	Japão	<i>No-frost</i>	Experimental	Não	-
Bejan <i>et al.</i> (1994)	EUA	<i>No-frost</i>	Global	Não	Sim
Radcenco <i>et al.</i> (1995)	Romênia/EUA	<i>No-frost</i>	Global	Não	Não
Sahin (1995)	Arábia Saudita	Placa plana	Global	Não	Sim
Tassou e Datta (1999)	Inglaterra	Tube aletado	Experimental	Sim	-
Carlson <i>et al.</i> (2001)	EUA	Micro-canais	Experimental	Não	-
Jhee <i>et al.</i> (2002)	Coreia do Sul	Tube aletado	Experimental	Não	-
Chen <i>et al.</i> (2003)	Canadá	Termoelétrico	Global	Sim	Não
Seker <i>et al.</i> (2004)	Turquia	<i>No-frost</i>	Global	Não	Pobre
Na <i>et al.</i> (2004b)	EUA	Placa aletada	Global	Não	Sim
Tso <i>et al.</i> (2006)	Malásia/Singapura	Tube aletado	Distribuída	Não	Pobre
Qu <i>et al.</i> (2006)	Japão/China	Placa plana	Experimental	Não	-
Xia <i>et al.</i> (2006)	EUA	Micro-canais	Global	Não	Sim
Aljuwayhel (2006)	EUA	Industrial	Distribuída	Sim	Sim
Yang <i>et al.</i> (2006)	Coreia do Sul	Tube aletado	Distribuída	Não	Sim
Ngonda e Sheer (2007)	África do Sul	Tube aletado	Distribuída	Não	Pobre
Wu <i>et al.</i> (2007)	China	Placa plana	Experimental	Não	-
Huang <i>et al.</i> (2008)	Taiwan	Tube aletado	Distribuída (CFD)	Sim	Não

Tabela 1 (Continuação) – Resumo das características de trabalhos relacionados à formação de geada

Autor	Origem	Aplicação	Abordagem	Ventilador	Validação
Zhang e Hrnjak (2009)	China/EUA	Tubo aletado	Experimental	Não	-
Lenic <i>et al.</i> (2009)	Croácia	Tubo aletado	Distribuída (CFD)	Não	Sim
Getu e Bansal (2010)	Nova Zelândia	Tubo aletado	Experimental	Não	-
Cui <i>et al.</i> (2011)	China	Placa plana	Distribuída (CFD)	Não	Sim
Moallem <i>et al.</i> (2011)	EUA	Micro-canais	Experimental	Não	-
Da Silva <i>et al.</i> (2011a)	Brasil	Tubo aletado	Experimental	Sim	-
Da Silva <i>et al.</i> (2011b)	Brasil	Tubo aletado	Distribuída	Sim	Sim

1.4 OBJETIVOS

Com base nos fatos anteriormente apresentados, definiu-se como objetivo principal deste trabalho a investigação do impacto da formação de geada sobre o desempenho de evaporadores do tipo tubo aletado empregados em sistemas de refrigeração comercial, considerando o acoplamento hidrodinâmico entre o evaporador e o ventilador. Para tanto, serão adotadas duas frentes de trabalho, uma experimental e outra computacional, cujas atividades específicas são listadas a seguir:

Frente experimental

- Projeto e construção de um aparato experimental para estudar o processo de formação de geada em evaporadores do tipo tubo aletado. Tal aparato deve permitir o estudo do acoplamento hidrodinâmico entre o evaporador e o ventilador;
- Obtenção de uma base de dados inédita que envolva a taxa de formação de geada e a depleção da taxa de transferência de calor do evaporador em função de parâmetros geométricos e operacionais;
- Visualização do processo de formação de geada.

Frente computacional

- Identificação da influência das principais variáveis geométricas e operacionais sobre o processo de formação e remoção de geada;
- Elaboração de um modelo matemático para prever o crescimento da geada em evaporadores do tipo tubo aletado, levando-se em conta o efeito do ventilador;
- Validação experimental do modelo empregando a base de dados obtida;
- Análise numérica dos efeitos do processo de formação de geada sobre o desempenho termo-hidráulico do evaporador.

1.5 MÉTODO

Para alcançar os objetivos relacionados à frente experimental, realizou-se uma revisão das estratégias empregadas por outros autores

para investigar a formação de geada sobre superfícies frias. As principais características de alguns desses trabalhos estão resumidas na Tabela 2, onde se observa que a medição da massa de geada acumulada no final do teste, a medição da variação da umidade absoluta (ω) e a medição da variação de pressão (p) ao longo do evaporador foram as estratégias utilizadas com maior frequência. Destaca-se que a obtenção de imagens foi realizada em apenas dois trabalhos.

Após esse estudo, construiu-se um aparato experimental adaptando-se um túnel de vento já existente no POLO/UFSC. Foram realizadas modificações estruturais e instalados novos componentes, além da instrumentação necessária para medição e controle das variáveis envolvidas. A seleção de todos os equipamentos de medição foi realizada com base na análise prévia das incertezas do experimento. O efeito do acoplamento hidrodinâmico ventilador- evaporador sobre a taxa de crescimento de geada foi estudado com a instalação de um ventilador de rotação variável, cujo acionamento e controle estão detalhados no Capítulo 3.

Após a calibração dos sistemas de medição, obteve-se um conjunto de dados experimentais, considerando-se diferentes parâmetros geométricos e operacionais típicos de refrigeração comercial. A matriz de testes foi planejada de forma a minimizar o número de testes necessários. Adicionalmente, a variação da taxa de transferência de calor no evaporador foi monitorada através de balanços de massa e energia.

O processo de formação de geada foi visualizado através de um sistema de aquisição de imagens, instalado no interior do túnel de vento. Tal equipamento é composto por uma câmera digital com resolução máxima de 4,1 megapixels, um microscópio e lentes com relação de ganho máximo de 32 vezes.

O modelo matemático foi elaborado em escala macroscópica, de forma discretizada e unidimensional, a partir dos princípios de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. O processo de formação de geada foi tratado como quase-estático, para permitir a obtenção de uma solução analítica para a taxa de crescimento da geada. Adicionalmente, utilizaram-se correlações empíricas para as propriedades da geada e para o cálculo dos coeficientes de atrito e transferência de calor do evaporador.

**Tabela 2 – Métodos empregados para determinação da taxa de formação de geada usados por vários autores
(Adaptado de Carlson *et al.*, 2001)**

Autor	Medição da massa de geada em tempo real	Medição da massa de geada no final do teste	Medição da massa de degelo	Medição $\Delta\omega$	Medição apenas $\omega_{entrada}$	Medição Δp	Obtenção de imagens	Vazão de ar constante
Rite e Crawford (1991 a & b)		√			√	√		√
Senshu <i>et al.</i> (1990 a & b)		√		√		√		√
Oskarsson <i>et al.</i> (1990 a & b)				√				√
Emery e Siegel (1990)				√		√	√	√
Kondepudi e O'Neal (1991)			√	√		√		√
Ameen (1993)		√			√			√
Ogawa <i>et al.</i> (1993)				√				√
Tassou e Datta (1999)		√						√
Carlson <i>et al.</i> (2001)	√	√	√	√		√	√	√

1.6 ESTRUTURA

Este documento está dividido em quatro partes. Na primeira delas, que envolve os capítulos 1 e 2, o trabalho é contextualizado, os objetivos e o método são definidos e a revisão bibliográfica é apresentada. Na segunda parte, que compreende os capítulos 3 e 4, são apresentados, respectivamente, os detalhes das frentes experimental e computacional. Na terceira parte, que compreende o capítulo 5, são apresentados os resultados experimentais, a validação do modelo matemático e a análise numérica do desempenho do evaporador sob condições de formação de geada. Na quarta e última parte, que compreende o capítulo 6, são apresentadas as conclusões do trabalho em questão.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FUNDAMENTAÇÃO

Devido à existência de um conjunto de termos e definições frequentemente empregados no estudo da formação de geada, reserva-se o início deste capítulo para introduzir aqueles mais importantes para o presente trabalho. Além disso, também é apresentado o resumo de alguns estudos relacionados aos aspectos teóricos e experimentais da nucleação, crescimento e adensamento da geada, bem como à sua aplicação em evaporadores de sistemas de refrigeração.

Inicialmente é apresentada a diferenciação, adotada neste trabalho, entre os termos gelo e geada. Como ilustrado na Figura 8, que representa o diagrama de fases da água, define-se como gelo (ver Figura 9a) a fase sólida resultante do processo de mudança de fase indicado pelo caminho I (Figura 8), no qual ocorre obrigatoriamente a solidificação da fase líquida. A geada (ver Figura 9b), em contraste, resulta do processo indicado pelo caminho II (Figura 8), através do qual ocorre a dessublimação do vapor d'água, que se encontra a uma pressão parcial inferior à pressão de saturação da água na temperatura do ponto triplo. Tal diferença provoca mudanças significativas nas propriedades do sólido resultante, uma vez que o gelo apresenta uma estrutura praticamente maciça, enquanto a geada apresenta uma estrutura porosa, formada por cristais de gelo irregulares, com estrutura normalmente dendrítica ou fractal, e pequenas bolsas de ar. A Tabela 3 mostra os valores da condutividade térmica e densidade, para o gelo e a geada, oferecendo ao leitor uma breve comparação entre as ordens de grandeza envolvidas.

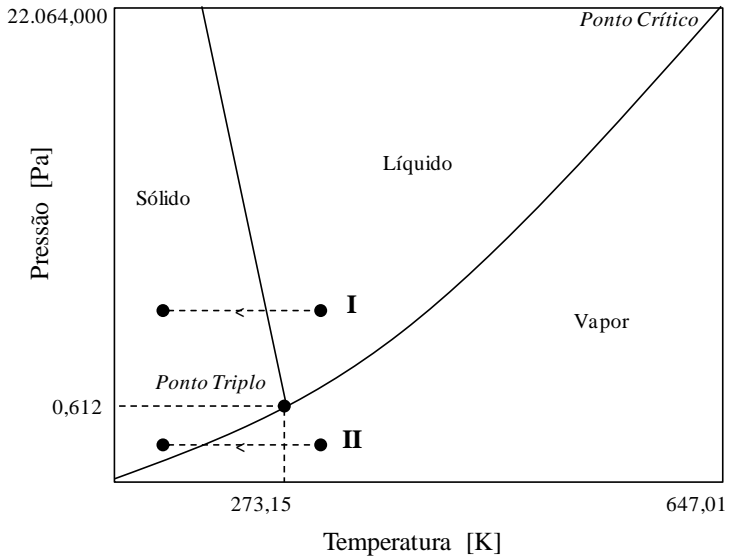


Figura 8 – Diagrama de fases da água



(a) – (SEAICE, 2012)



(b) – (MARY, 2012)

Figura 9 – Aspecto visual do gelo (a) e da geada (b)

Tabela 3 – Condutividade térmica e densidade do gelo e da geada

Grandeza	Gelo	Geada ⁴
k [W m ⁻¹ K ⁻¹]	2,1	0,2
ρ [kg m ⁻³]	917	211

Devido a essas particularidades, os processos de transferência de calor e massa, no interior da camada de geada, dependem de parâmetros como a porosidade (ε) e a tortuosidade (τ) do meio. Segundo Kaviany (1995), a porosidade é o parâmetro que representa a razão entre o volume de vazios e o volume total de uma matriz sólida. Como o escoamento de um fluido através de um meio poroso ocorre somente através dos poros interconectados, define-se também a porosidade efetiva, que representa a razão entre o volume dos poros interconectados e o volume total da matriz sólida. Já a tortuosidade é o parâmetro que representa a razão entre a distância percorrida por uma partícula, no interior de um meio poroso, e a distância correspondente a uma linha reta que une as extremidades desse mesmo caminho (ver Figura 10). Dessa forma, pode-se afirmar que a difusividade através de um meio poroso decresce com o aumento da tortuosidade e com a redução da porosidade (Na e Webb, 2003 e 2004a).

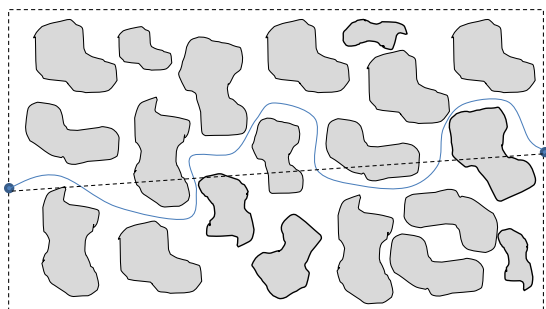


Figura 10 – Representação do caminho percorrido por uma partícula no interior de um meio poroso

⁴ A densidade da geada foi calculada através da correlação proposta por Da Silva *et al.* (2011b), enquanto a condutividade térmica foi obtida através da correlação de Lee *et al.* (1997), ambas com $T_{\text{orv}}=5^{\circ}\text{C}$ e $T_s=-5^{\circ}\text{C}$.

2.2 MORFOLOGIA DOS CRISTAIS DE GELO

Como o entendimento de estruturas complexas depende do conhecimento das suas unidades elementares, é importante explorar alguns aspectos relacionados às moléculas da água e ao seu arranjo cristalino. A molécula de água é formada por um átomo de oxigênio e dois átomos de hidrogênio, que devido à ação de cargas elétricas se repelem formando um ângulo de $104,5^\circ$, como mostra a Figura 11. Apesar da sua aparente simplicidade, essa molécula possui sítios receptores e aceptores de pontes de hidrogênio, que lhe conferem a capacidade única de agrupar-se de maneira densa e diversificada com outras moléculas de água (Maréchal, 2007).

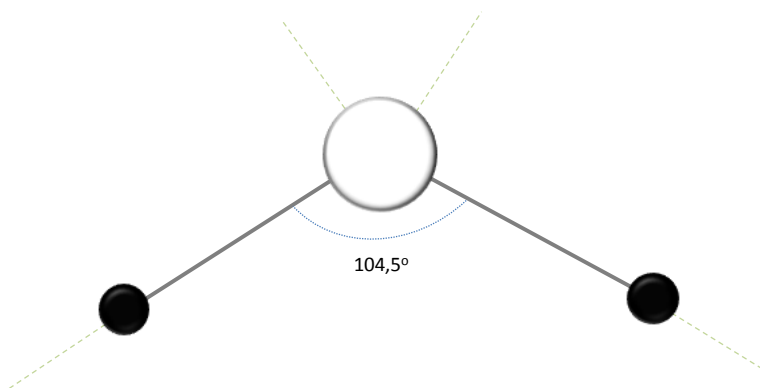


Figura 11 – Representação da molécula da água

Durante o processo de solidificação, e de acordo com a pressão e temperatura, as moléculas de água organizam-se em diferentes estruturas cristalinas. No entanto, verifica-se que a estrutura cristalina hexagonal⁵ é a configuração mais comum, manifestando-se em uma faixa de pressões que inclui a pressão atmosférica (Maréchal, 2007). A Figura 12 mostra a estrutura em questão, na qual as esferas brancas representam átomos de oxigênio, onde se observa que cada molécula de água combina-se com outras quatro moléculas da sua vizinhança, originando um posicionamento tetraédrico. Adicionalmente, observa-se

⁵ A estrutura cristalina de grande parte dos tipos de gelo foi determinada empregando técnicas de difração de raios-X (Fletcher, 1970).

a formação de uma superfície ondulada no sentido horizontal, sobre a qual é possível observar a distribuição hexagonal das moléculas de água, indicadas pela letra “O” e destacada na vista do plano xy .

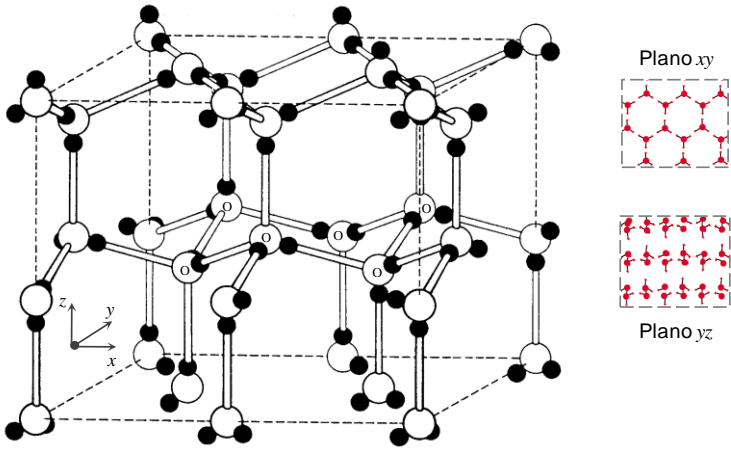


Figura 12 – Modelo do arranjo molecular hexagonal da estrutura cristalina do gelo à pressão atmosférica (Adaptado de BENBEST, 2012)

O prisma hexagonal é a forma mais simples de cristais de gelo, sendo esta capaz de preservar a geometria hexagonal da estrutura cristalina molecular (Libbrecht, 2001). Como mostra a Figura 13, tais cristais possuem duas faces basais hexagonais e seis faces prismáticas retangulares, podendo adquirir formatos colunares ou de placas. O surgimento desses formatos depende das taxas de crescimento relativo das faces, que por sua vez são influenciadas por fatores como o tempo decorrido, a temperatura do ambiente, o grau de supersaturação e a condutividade térmica do ar (Nelson, 2001).

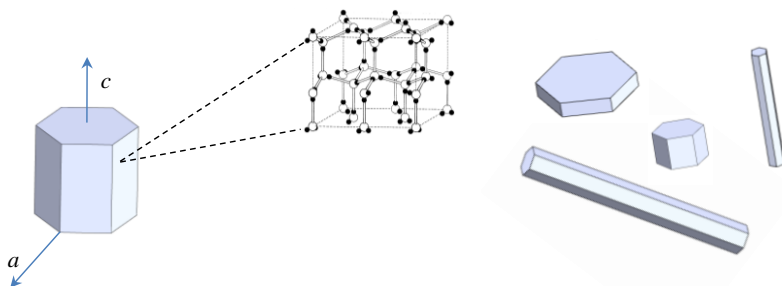


Figura 13 – Representação do cristal de gelo na forma de prisma hexagonal

Os primeiros avanços científicos relacionados à morfologia dos cristais de gelo devem-se ao físico japonês Ukichiro Nakaya que, em 1930, após ter observado e catalogado mais de 3000 cristais de neve obtidos na natureza, desenvolveu técnicas para a produção artificial de neve (Bender, 1962). Através de experimentos, ele concluiu que os cristais de gelo adquiriam diferentes morfologias em função das condições nas quais eles se formavam e que apresentavam uma forte relação com a temperatura do ar e do grau de supersaturação. Tais observações foram agrupadas em diferentes categorias, dando origem ao diagrama de Nakaya, que permite estimar as condições meteorológicas às quais os cristais de neve percorrem durante a sua formação. Medições detalhadas realizadas por Nakaya e outros cientistas originaram o diagrama ilustrado na Figura 14, que mostra as características dos cristais de gelo e geada em função da temperatura do ar e a sua supersaturação. A curva contínua indicada no gráfico representa a diferença entre as densidades do vapor d'água saturado sobre a água e sobre o gelo, para uma mesma temperatura. Nesse diagrama, observa-se que pequenas variações de temperatura provocam mudanças bruscas na morfologia dos cristais. Por exemplo, ao se reduzir a temperatura do ar de -2°C para -5°C , altera-se o padrão de crescimento lateral para axial. Adicionalmente, verifica-se que para uma mesma temperatura, a elevação da umidade do ar transforma placas em dendritas, prismas em agulhas e até mesmo placas em colunas.

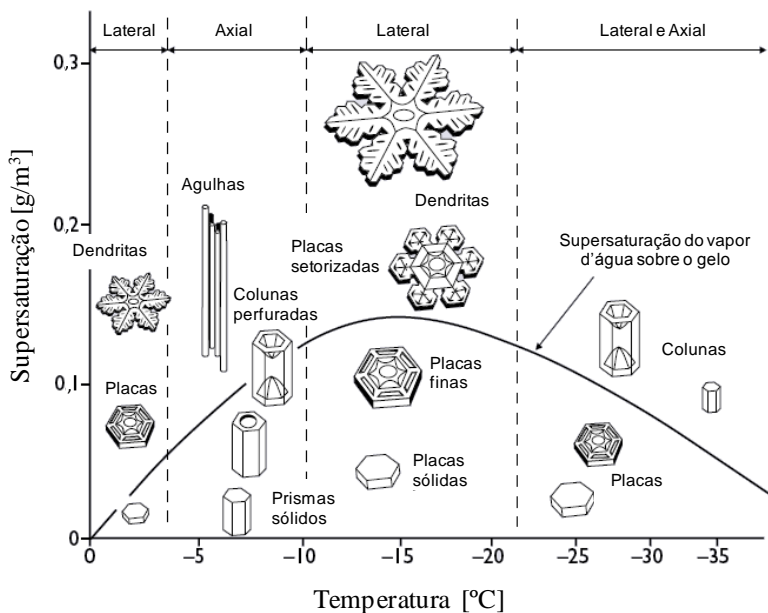


Figura 14 – Características dos cristais de gelo em função da temperatura e supersaturação do ar para a pressão de 1 atm (Adaptado de Libbrecht, 2001)

Apesar dos mecanismos que levam a esse complexo comportamento ainda não terem sido completamente identificados, é amplamente aceito que as diferenças entre as propriedades superficiais das faces prismáticas e basais dos cristais influenciam o processo de crescimento do gelo (Eerden *et al.*, 1993). Do ponto de vista molecular, observa-se que as faces basais apresentam um maior número de ligações químicas expostas na interface ar-sólido, o que aumenta a probabilidade da adesão de moléculas de vapor d'água a essa região, acarretando em maiores taxas de crescimento nessa direção. No entanto, como a temperatura e a umidade do ar alteram as propriedades superficiais do cristal, através de um fenômeno conhecido como derretimento superficial, a direção predominante de crescimento pode se alterar em função das condições presentes na vizinhança do cristal (Libbrecht, 2001).

Os hábitos de crescimento apresentados na Figura 14 foram investigados quantitativamente por Libbrecht e Yu (2001). Nesse trabalho, os autores realizaram medições das taxas de crescimento das faces de cristais obtidos em condições controladas e obtiveram boa concordância com o modelo proposto por Kuroda e Lacmann (1982), que justifica as variações observadas nos padrões de crescimento dos cristais de gelo. Esse modelo é apresentado esquematicamente na Figura 15 e baseia-se na formação de uma camada quase-líquida⁶ sobre as faces do cristal. Adicionalmente, o modelo assume um forte efeito da temperatura sobre as propriedades da camada quase-líquida e que ela apresenta diferentes espessuras para as faces basais e prismáticas do cristal, podendo favorecer ou prejudicar o crescimento do cristal em uma determinada direção.

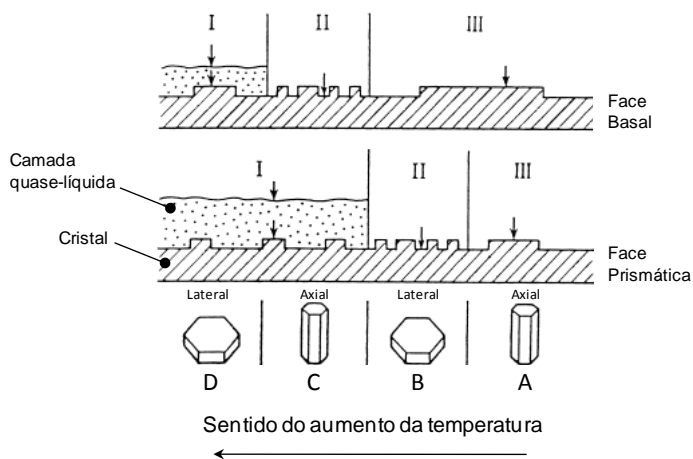


Figura 15 – Modelo proposto por Kuroda para explicar as mudanças nos hábitos de crescimento dos cristais em ambientes com alto grau de supersaturação (Sunagawa, 1999)

⁶ A presença da camada quase-líquida foi proposta por Faraday (1859) e mais tarde foi detectada pelo método de difração por raios-X (Sunagawa, 1999). Ela tem propriedades semelhantes às da água no estado líquido por conter átomos com maior mobilidade do que aqueles presentes no interior do cristal.

Através da Figura 15, verifica-se que baixas temperaturas fazem com que a camada quase-líquida desapareça, o que favorece o crescimento do cristal na direção axial, resultando na geometria indicada pela letra (A). Ao elevar a temperatura, a face prismática torna-se mais irregular e cresce com maior velocidade, resultando na forma (B). Aumentando ainda mais a temperatura, a camada quase-líquida forma-se apenas sobre a face prismática e retarda o seu o crescimento, dando origem a cristais com o formato (C). No extremo esquerdo da escala de temperatura, observa-se a formação de uma camada quase-líquida em ambas as faces do cristal, o que favorece o crescimento na direção lateral (D). No entanto, o mecanismo de crescimento de um único cristal de gelo pode diferir do crescimento dentro da camada de geada, onde os cristais competem entre si pelo vapor da água disponível (Hoke *et al.*, 2000).

2.3 NUCLEAÇÃO, CRESCIMENTO E ADENSAMENTO

A nucleação é a primeira etapa do processo de formação de geada e pode ser classificada como homogênea ou heterogênea (Carey, 1995). No primeiro caso, a mudança de fase ocorre no seio da substância saturada, ao contrário da nucleação heterogênea, na qual existe a interação das moléculas da substância saturada com superfícies sólidas, que podem ser encontradas na forma de partículas em suspensão ou como superfícies de maior dimensão, sendo o último caso apresentado na Figura 16. Através da teoria de nucleação, comprova-se que a barreira de energia a ser transposta para dar origem ao processo de mudança de fase é menor na situação de nucleação heterogênea.

Mago e Sherif (2005) argumentam que a nucleação homogênea pode ocorrer quando uma corrente de ar, com alta umidade relativa, é subitamente resfriada. Esse processo gera uma suspensão de cristais de gelo que se acumulam ao colidir com uma superfície, formando assim uma estrutura de baixa densidade. Tal situação é mais comum em evaporadores que operam a baixas temperaturas (-30°C) quando expostos a alta umidade. Por sua vez, a nucleação heterogênea ocorre com maior frequência em sistemas de refrigeração que operam em condições de umidade moderada. Nesse segundo caso, observa-se um processo de difusão do vapor d'água para o interior da camada de geada, que apresenta um crescimento relativamente lento devido à alta densidade da geada formada (Aljuwayhel, 2006).

Dessa forma, observa-se que o mecanismo predominante de nucleação e formação de geada está diretamente associado ao tipo de aplicação e às condições de operação do sistema. Por esses motivos, o processo de formação de geada pode apresentar diferentes características em aplicações de refrigeração comercial e doméstica, nos quais são empregadas temperaturas de evaporação próximas a -10°C e -30°C , respectivamente.



Figura 16 – Condensação heterogênea de vapor d’água (DREAM, 2012)

De acordo com Piucco *et al.* (2008), tanto a temperatura como a umidade do ar precisam preencher certos requisitos antes que o vapor d’água contido no ar mude de fase ao entrar em contato com a superfície fria. Mesmo quando a temperatura da superfície estiver abaixo de 0°C , a solidificação do vapor d’água, ou do condensado, ocorrerá apenas quando o grau de super-resfriamento – que representa a diferença entre as temperaturas de orvalho do ar ($T_{sat,\infty}$) e da superfície fria (T_e) – for suficientemente elevado. Como mostra a Figura 17, é possível representar essa diferença de temperatura em uma carta psicrométrica e associá-la a uma diferença de umidade absoluta ($\Delta\omega_{sup}$). Dessa maneira, conclui-se que o processo de formação de geada ocorre através de três processos psicrométricos distintos: (i) resfriamento do vapor d’água até a temperatura de orvalho (A-A’), (ii) resfriamento adicional para vencer a energia de superfície que age sobre o embrião (A’-B) e (iii) processo de mudança de fase (B-C). Dessa forma, a energia total removida no processo é resultante da soma da parcela de calor sensível (A-B) e latente (B-C). No entanto, superfícies rugosas podem favorecer a nucleação e reduzir o grau de super-resfriamento necessário para o início do processo de mudança de fase.

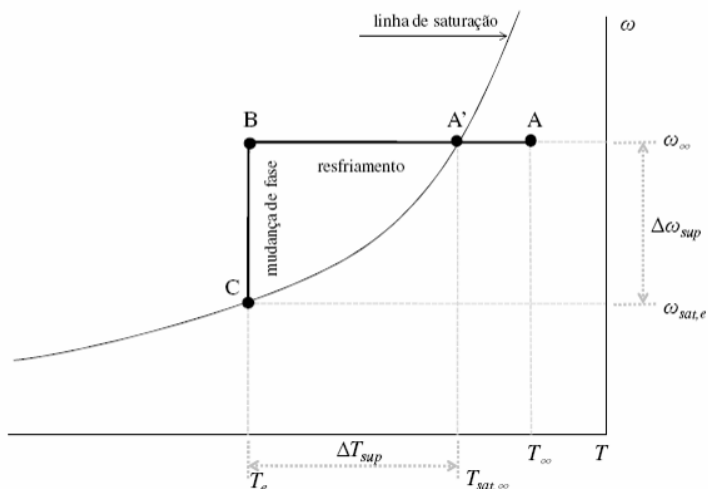


Figura 17 – Representação psicrométrica do processo de nucleação (Piucco *et al.*, 2008)

Tao *et al.* (1993) propuseram uma sequência de etapas para explicar o processo de formação de geada sobre uma superfície plana e fria. Conforme mostra a Figura 18, o processo inicia com a nucleação (1), na qual um embrião aderido à superfície atinge o grau de super-resfriamento necessário para condensar e transformar-se em uma partícula sólida. Através da adesão de novas moléculas, o embrião cresce (2) até o momento em que a quantidade de energia necessária para sustentar o seu crescimento supera aquela necessária para uma nova nucleação sobre o próprio embrião (3). Esse novo embrião também cresce até seu limite (4) e novas nucleações passam a ocorrer em toda a superfície disponível (5 e 6), provocando o adensamento do sólido resultante que passa a apresentar as características de um meio poroso. Esse processo se interrompe quando a temperatura da superfície da geada deixa de ser baixa o suficiente para promover novas nucleações (7).

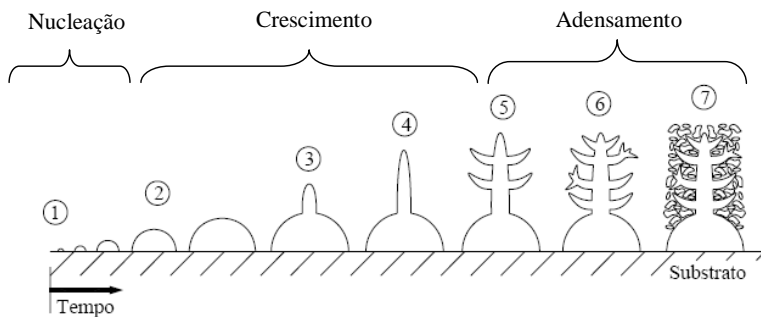


Figura 18 – Etapas da formação de geada sobre uma superfície plana (Tao *et al.*, 1993)

No entanto, ainda não há um consenso entre os pesquisadores sobre a passagem do vapor d'água diretamente para o estado sólido, mesmo na presença de elevados graus de super-resfriamento. Wu *et al.* (2007) investigaram os aspectos fundamentais que influenciam o processo de formação de geada sobre superfícies planas, empregando análises visuais e teóricas, mas os resultados obtidos destoam dos demais trabalhos na área. O aparato experimental utilizado foi equipado com uma câmera microscópica e células termoelétricas, nas quais eram fixadas placas de cobre, com e sem tratamento superficial hidrofóbico, resfriadas na faixa de -20°C a 0°C . A temperatura do ar foi mantida entre 19°C a 22°C e a umidade relativa em 85%. Através das imagens obtidas, os autores afirmaram que o processo de formação de geada não se resume a uma simples dessublimação do vapor d'água, mas sim a um processo dividido em cinco etapas: (i) formação de gotículas de condensado sobre a superfície fria, (ii) crescimento e coalescência de gotículas, (iii) resfriamento das gotículas a temperaturas inferiores a 0°C , (iv) formação dos primeiros cristais de gelo nas gotículas super-resfriadas e (v) início da dessublimação do vapor d'água provocando o crescimento e adensamento dos cristais de geada. Ao final desse processo, os autores observaram uma estrutura composta por um leito de gelo, cristais de geada e ar úmido retido nos espaços livres. A comparação entre os resultados obtidos com os dois tipos de superfície indicou que o tratamento hidrofóbico eleva o ângulo de contato e provoca atraso e redução na formação e crescimento da geada.

Piucco *et al.* (2008) realizaram um estudo teórico e experimental direcionado ao crescimento de cristais de gelo e geada sobre superfícies

planas horizontais com base na teoria clássica de nucleação. De acordo com essa teoria, tal fenômeno depende das condições psicrométricas do ar, do ângulo de contato e da temperatura da superfície. A rugosidade e o ângulo de contato foram considerados nos experimentos através da utilização de cinco diferentes tratamentos superficiais. Um modelo matemático foi desenvolvido e validado para superfícies lisas, permitindo assim a determinação do grau de super-resfriamento necessário para o início do processo de nucleação em função do ângulo de contato, como mostra a Figura 19. Observou-se que, nas condições do experimento, ângulos de contato superiores a 140° não exercem efeito sobre o processo de nucleação e que graus de super-resfriamento superiores a 5°C são suficientes para desencadear o processo de condensação e congelamento, sugerindo a baixa eficiência de tratamentos superficiais empregados para evitar a formação de gelo em aplicações de refrigeração sujeitas a altos graus de super-resfriamento.

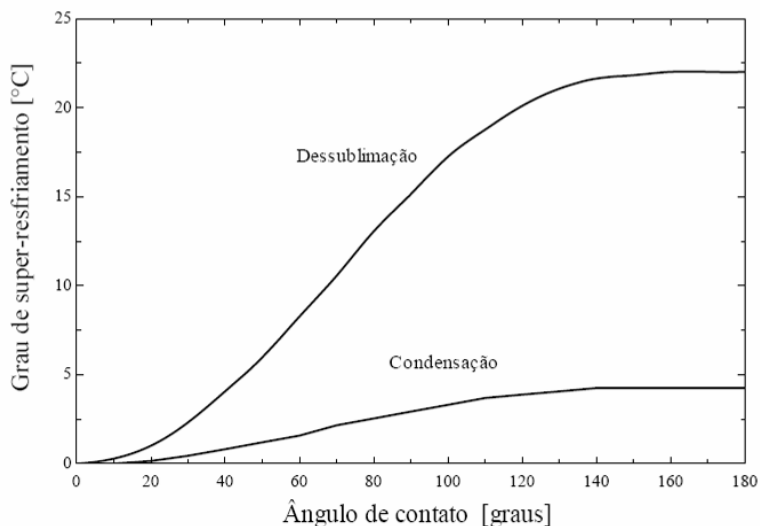


Figura 19 – Grau de super-resfriamento em função do ângulo de contato para superfícies lisas (Piucco *et al.*, 2008)

2.4 TROCADORES DE CALOR DO TIPO TUBO ALETADO

Trocadores de calor são equipamentos empregados para transferir energia térmica entre fluidos e/ou sólidos, mantidos em contato térmico em diferentes temperaturas (Shah e Sekulic, 2003). No segmento de refrigeração comercial, os trocadores de calor do tipo tubo aletado são amplamente empregados como evaporadores, uma vez que: (i) podem ser fabricados em diversas geometrias; (ii) permitem o aumento da área de contato com o fluido que apresenta a maior resistência térmica; (iii) proporcionam substanciais economias de custo, peso ou espaço quando comparados a outros tipos de trocadores de calor.

Como mostra a Figura 20, tais trocadores de calor são compostos por um banco de tubos sobre os quais são fixadas as aletas, que por sua vez podem ser individuais (a) ou contínuas (b) e produzidas nas formas (c) plana, ondulada ou interrompida. As aletas do tipo *louvered*, apresentadas na Figura 20d, são exemplos de aletas interrompidas, cuja finalidade é cessar o desenvolvimento da camada limite para intensificar a transferência de calor. Os trocadores de calor tubo aletado apresentam como principais desvantagens a elevada perda de carga no lado externo aos tubos e a dificuldade para remoção de materiais que possam se acumular entre as aletas como, por exemplo, pó, gelo e a geada.

O desempenho térmico de um trocador de calor pode ser expresso através de um parâmetro conhecido como efetividade (E), que relaciona a taxa de transferência de calor trocado com a máxima taxa de transferência de calor possível. Como demonstrado por Kays e London (1984), a efetividade do trocador de calor é dada por

$$E = \frac{q}{q_{\max}} = f(NUT, \dot{C}^*, \text{arranjo}) \quad (1)$$

onde $NUT = (UA) / \dot{C}_{\min}$ representa o número de unidades de transferência, $\dot{C}^* = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max}$ é a razão entre as taxas de capacidade térmica dos fluidos envolvidos e *arranjo* representa o tipo de escoamento no trocador, que pode ser, contra-corrente, paralelo ou de fluxo cruzado. Para o caso especial em que $\dot{C}^* \rightarrow 0$, como ocorre em evaporadores, verifica-se que, independente do arranjo, a equação (1) apresenta o comportamento mostrado na Figura 21. Nela observa-se que

a efetividade tende à unidade quando $NUT \rightarrow \infty$. Adicionalmente, verifica-se que a taxa de aumento de E com NUT decresce à medida que NUT aumenta, indicando que para $E \geq 0,6$ aumentos na área do trocador deixam de ser tão significativos sobre a efetividade do trocador de calor.

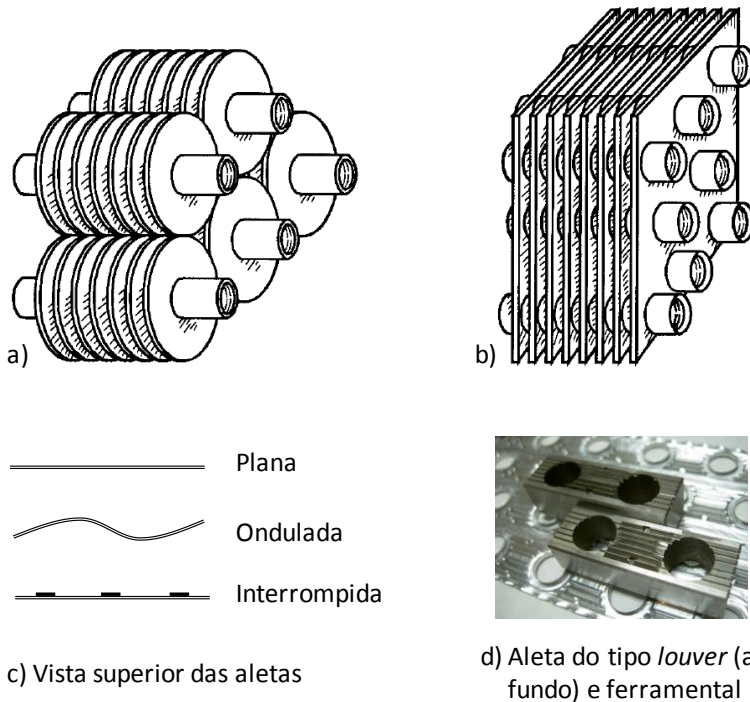


Figura 20 – Representação de (a-b) trocadores de calor do tipo tubo aletado (Shah e Sekulic, 2003) e (c-d) aletas empregadas (FIN, 2012)

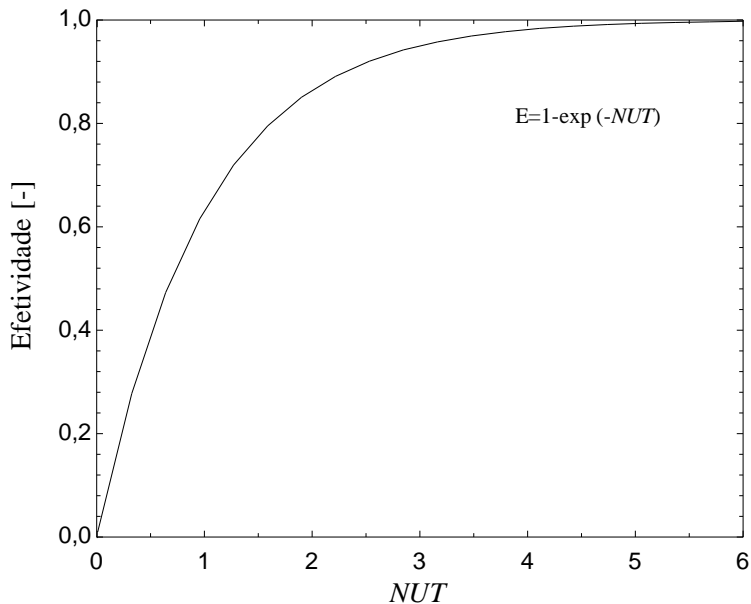


Figura 21 – Efetividade de um trocador de calor com um dos fluidos mantidos a temperatura constante ($C^* = 0$)

2.5 VENTILADORES E CURVAS CARACTERÍSTICAS DE OPERAÇÃO

O ventilador é o componente responsável pela movimentação do ar através dos trocadores de calor de sistemas de refrigeração que realizam os processos de transferência de calor por convecção forçada. Tal equipamento transfere energia das suas pás para o ar, aumentando assim a pressão estática e dinâmica, cuja soma é equivalente à pressão total do escoamento. Os ventiladores são classificados de acordo com a trajetória seguida por uma partícula de fluido que escoo pelo rotor, como mostrado na Figura 22, onde estão ilustrados um ventilador do tipo axial e outro centrífugo, sendo esses os de maior aplicação em refrigeração.

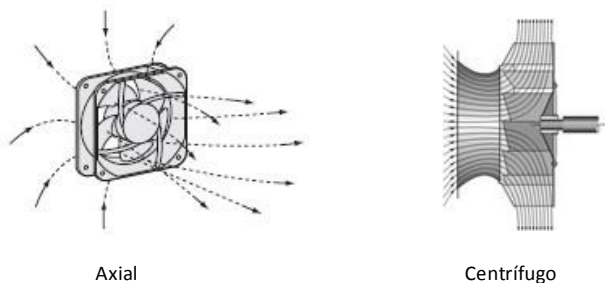


Figura 22 – Principais tipos de ventiladores empregados em refrigeração (HOWDEN, 2012)

Segundo McQuiston e Parker (1994), ventiladores centrífugos são indicados para a movimentação de ar sob uma ampla faixa de pressões, sendo que as suas pás podem ser produzidas com inclinação para trás, para frente e radial, de acordo com a aplicação. Já os ventiladores axiais são mais restritos quanto à aplicação, mas tem menor custo inicial, apresentam fácil instalação, sendo indicados para movimentação de grandes quantidades de ar sob baixas diferenças de pressões.

O desempenho dos ventiladores é normalmente expresso através de curvas características de operação, como mostram as linhas sólidas da Figura 23, na qual a pressão estática (ou a pressão total) e a eficiência do ventilador são expressas em função da vazão volumétrica de ar.

No mesmo gráfico, é útil sobrepor a curva característica do sistema no qual o ventilador será instalado, aqui representada por linhas tracejadas. Essa curva determina a perda de carga imposta pelo sistema em função da vazão de ar e permite identificar a condição em que o ventilador irá operar pela simples localização do ponto de intersecção com a curva do ventilador. Para um melhor desempenho, recomenda-se que o ponto de operação localize-se à direita do ponto máximo de eficiência e pressão do ventilador. Este ponto antecede o início da região de estol da curva do ventilador, na qual a camada limite do escoamento se separa da superfície das pás do ventilador, reduzindo tanto a vazão descarregada pelo ventilador, como a sua eficiência. Na mesma figura, a mudança do ponto da posição 1 para a posição 2 ilustra o efeito do acúmulo de geadas no evaporador, que se reflete em um aumento da perda de carga do sistema e consequentemente em uma redução da vazão de ar. Deve-se ainda mencionar que no ponto 2 o ventilador opera em uma região de baixa eficiência e maior geração de ruído.

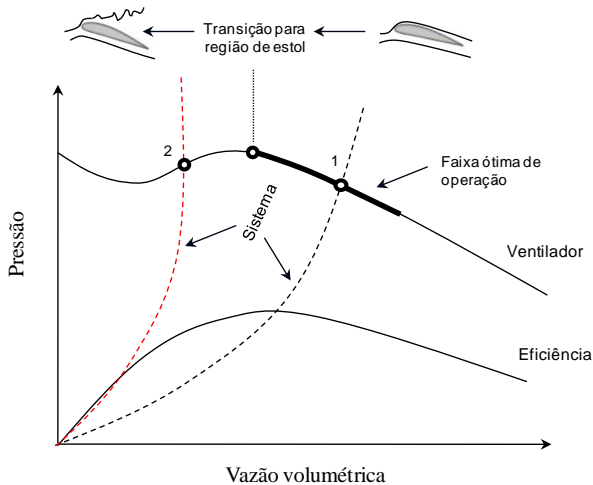


Figura 23 – Representação gráfica das curvas características de um ventilador do tipo axial e do sistema

Por essas razões, Bleir (1997) recomenda que o início da região de estol da curva de ventiladores axiais apresente uma pressão entre 30 a 50% superior à pressão de operação do sistema. O autor também destaca que essa margem de segurança não deve ser ultrapassada para evitar a sobrecarga do motor.

Outro aspecto importante está relacionado à instalação do ventilador, que deve fazer com que o ar entre e saia das pás da maneira mais uniforme possível, sem mudanças abruptas de direção ou velocidade, para que a operação ocorra de acordo com a curva característica original. Tais alterações no escoamento sempre provocam a redução no desempenho do equipamento, bem como a geração de ruído acústico.

2.6 TRABALHOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS COM FOCO NA FORMAÇÃO DE GEADA

Nesta seção são discutidos alguns trabalhos numéricos e experimentais com foco na formação de geada. Tais trabalhos iniciaram na metade do século XX e foram motivados principalmente pela

necessidade de identificação das variáveis que regem a formação de gelo e geada e a sua implicação no projeto e no desempenho de evaporadores.

Stoecker (1957) realizou um estudo experimental relacionado ao efeito da formação de geada sobre o desempenho do sistema de refrigeração. Ele empregou dois evaporadores com dimensões externas idênticas, mas com diferentes números de aletas, os quais foram sujeitos ao escoamento de ar a 0°C e 72% de umidade relativa. Durante os experimentos, mediu-se o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga do ar sob a influência da formação de geada. Em todos os testes, observou-se um aumento inicial de até 6% no coeficiente de transferência de calor e, em seguida, uma redução. Esse efeito foi justificado pela elevação da velocidade do ar e pelo aumento da área de troca térmica provocada pela fina camada de geada, que na sequência acabava isolando termicamente a serpentina. Os valores da perda de carga do ar no evaporador foram comparados com a curva característica de um ventilador padrão e permitiram identificar que a redução na vazão de ar é mais significativa sobre o desempenho do sistema de refrigeração do que o efeito isolante provocado pela geada. Tal conclusão foi obtida através do cálculo da redução da temperatura de evaporação necessária para manter constante a capacidade de refrigeração do sistema, sugerindo que a perda de carga do ar no evaporador é um bom indicador para determinação do momento para início da etapa de degelo. O trabalho também mostrou que o maior espaçamento entre aletas é indicado para condições com acúmulo de geada. No entanto, como todos os experimentos foram realizados com a vazão de ar constante, os efeitos dessa variável não foram captados.

Hayashi *et al.* (1977) investigaram experimentalmente o processo de formação de geada sobre uma placa plana visando obter uma relação entre as condições externas e as propriedades do meio poroso. Empregando técnicas de visualização, os autores mostraram que o crescimento da geada depende das condições psicrométricas do ar, temperatura da superfície e velocidade do escoamento. A partir da comparação das imagens, o processo de crescimento foi dividido em três etapas: (i) crescimento de cristais, (ii) crescimento da camada de geada e (iii) crescimento completo da camada de geada. Na primeira etapa eles observaram que a superfície fria é coberta por uma fina camada de geada, onde surgem cristais que crescem verticalmente e afastados entre si. Na fase de crescimento da camada de geada os cristais se ramificam

devido à difusão de vapor, dando origem a uma camada mais uniforme e plana. Na última etapa, a forma da camada de geadas não se altera significativamente até que a superfície atinge 0°C, devido ao aumento da resistência térmica da geadas. A partir desse momento, o líquido resultante do derretimento da superfície da geadas se infiltra no meio poroso e recongela. Este processo aumenta a densidade e a condutividade do meio, provocando a formação de mais geadas na superfície. Esse processo se repete até que o equilíbrio térmico seja atingido. Eles perceberam também que a densidade da geadas aumenta de maneira parabólica com o tempo, devido à redução gradativa da taxa de crescimento da espessura da camada, mesmo quando a taxa de acúmulo de massa sobre a placa mantinha-se praticamente constante. A condutividade térmica efetiva da camada de geadas foi estimada com base em um modelo estrutural que considerava a camada de geadas sendo formada por colunas sólidas de gelo e colunas porosas de geadas. Os valores calculados para a condutividade térmica apresentaram boa concordância com os resultados experimentais após a fase de crescimento da camada de geadas.

Padki *et al.* (1989) apresentaram um método simplificado para o cálculo da transferência de calor e da taxa de crescimento de geadas em placas planas e cilindros resfriados, sujeitos a fluxos de ar em diferentes umidades e temperaturas. O modelo proposto tratou o processo de forma quase-estática, empregou correlações empíricas para a densidade e condutividade da geadas e estimou o coeficiente convectivo de transferência de massa através da analogia de Lewis. A temperatura da superfície da geadas foi obtida de forma iterativa através de um balanço de energia nas interfaces ar-geadas e geadas-superfície e os efeitos de derretimento e recongelamento foram incorporados no cálculo da densidade da geadas. Os resultados do modelo apresentaram uma boa concordância com os dados experimentais da literatura, tanto para convecção forçada como natural.

Rite e Crawford (1991a) estudaram experimentalmente o efeito da formação de geadas em evaporadores do tipo tubo aletado empregados em congeladores domésticos. Testes com duração de até dez horas foram realizados empregando a vazão de ar constante, nos quais se observou, no evaporador, um aumento gradativo da perda de carga no lado do ar e no valor de UA . Esse último efeito foi associado com três possíveis razões: (i) redução da resistência térmica de contato devido ao preenchimento das junções entre tubos e aletas com geadas; (ii) aumento

do coeficiente de transferência de calor devido à rugosidade da superfície da geadas e ao aumento da velocidade provocado pela restrição da área de passagem; e (iii) aumento da área de troca térmica provocada pelo crescimento da geadas. Analisando as resistências térmicas envolvidas, observou-se que a resistência de contato é a menos importante. Os autores também constataram que a parcela de calor latente representava cerca de 10% do calor total trocado no evaporador e, através de um estudo paramétrico, identificaram um aumento no valor de UA quando a umidade relativa ou a temperatura do ar na entrada do evaporador eram elevadas. No entanto, grande parte dessas observações não se aplica aos sistemas de refrigeração reais, nos quais a vazão de ar diminui com a formação de geadas.

Ali e Crawford (1992) investigaram experimentalmente o efeito da vazão, temperatura e umidade relativa do ar sobre a perda de carga e o coeficiente global de transferência de calor em evaporadores do tipo tubo aletado com escoamento cruzado, mantidos a temperaturas propícias à formação de geadas. Através desse estudo, eles identificaram que o coeficiente global de transferência de calor inicialmente aumenta até 40% do valor inicial, devido ao aumento da velocidade do escoamento entre as aletas. Eles também concluíram que o efeito do isolamento térmico provocado pela camada de geadas é desprezível quando a vazão de ar é mantida constante e que a queda da vazão de ar se acentua com o tempo. No entanto, os autores empregaram apenas dois tipos de evaporadores, mantiveram a vazão de ar constante durante os testes e atingiram a umidade relativa desejada somente após 30 minutos do início do teste, o que compromete os resultados obtidos.

Bejan *et al.* (1992) utilizaram fundamentos da termodinâmica e da transferência de calor para mostrar a existência de um momento ótimo para a remoção de geadas em evaporadores de sistemas de refrigeração. O modelo proposto para o refrigerador considerava a maioria das irreversibilidades associadas aos processos de compressão, expansão, perdas de cargas nas tubulações e diferenças finitas de temperaturas. Adicionalmente, considerou-se o calor dissipado pelas resistências elétricas de degelo. Devido a sua forte influência, a taxa de variação da espessura da camada de geadas foi obtida experimentalmente em uma câmara climatizada e avaliada em 0,42 mm/h. Os resultados obtidos foram expressos através de agrupamentos adimensionais, o que permitiu a determinação do momento para início do processo de degelo a partir das condições geométricas e operacionais do refrigerador. Na

segunda parte do trabalho, os autores utilizaram a mesma abordagem para identificar o momento ideal de limpeza dos trocadores de calor de sistemas de geração de energia, mostrando o impacto dessa operação sobre o desempenho do sistema.

Tassou e Datta (1999) identificaram e quantificaram o efeito das condições psicrométricas do ar sobre a formação de geada em evaporadores de sistemas de refrigeração comercial, com base na eficiência energética e na temperatura dos produtos armazenados. Os ensaios experimentais foram realizados com dois refrigeradores, um deles instalado no interior de uma câmara com temperatura e umidade controlada e outro em um supermercado. A partir dos resultados obtidos concluiu-se que a umidade relativa do ar, que na maior parte dos casos não é controlada, é a variável com maior efeito sobre o número de ciclos de degelo necessários. Os autores também observaram que o bloqueio do evaporador, para uma condição a 25°C e 50% de umidade relativa, ocorria em 5 horas, enquanto de 25°C e 30% de umidade relativa, o bloqueio só ocorria após 9 horas de operação. Esse fato indicou que a estratégia de degelo baseado em intervalos fixos de tempo pode resultar em poucos degelos em ambientes úmidos e operações de degelos desnecessárias em ambientes secos.

Hoke *et al.* (2000) estudaram a influência do substrato sobre as propriedades físicas da camada de geada. Dois aparatos experimentais foram empregados no trabalho, sendo o primeiro utilizado para analisar as características microscópicas do fenômeno e o segundo para determinar a espessura e a massa de geada acumulada. O substrato consistia em uma superfície plana e fria, exposta a uma corrente de ar úmido, na qual foram aplicados diferentes tipos de revestimentos, como vidro, alumínio e politetrafluoretileno (teflon®). As observações experimentais, realizadas com microscópio e câmera de alta velocidade, mostraram que a deposição de geada pode iniciar pela formação direta de cristais de gelo sobre a superfície fria ou pela condensação seguida do congelamento das gotas. Empregando vidro como substrato, a transição entre os dois processos foi identificada dentro de uma faixa de temperaturas da superfície entre -33°C e -35°C, quando o ar era mantido a -16°C e umidade absoluta entre 0,13 g/kg a 0,15 g/kg. A influência do substrato foi investigada apenas nas condições onde o processo se iniciava pela condensação, quando se observou que superfícies hidrofílicas originam camadas de geada mais espessas e menos densas quando comparadas superfícies hidrofóbicas. Mantendo os parâmetros

operacionais, observou-se uma diferença de 20% na espessura da camada de geada obtida sobre uma superfície hidrofílica e hidrofóbica. Essa diferença foi atribuída à formação de uma camada de condensado mais uniforme sobre a superfície hidrofílica o que gera um maior número de cristais de gelo crescendo na direção perpendicular o que leva a uma maior condutividade térmica do meio poroso. Um modelo matemático foi também proposto e validado para determinar a espessura da camada de geada considerando a influência do substrato através da variação da condutividade térmica da geada.

Chen *et al.* (2003) adaptaram o modelo computacional desenvolvido por Chen *et al.* (2000) para simular o desempenho de trocadores de calor aletados sob condições sujeitas à formação de geada considerando as variações da vazão de ar decorrentes da utilização de ventiladores axiais e centrífugos. No modelo, os processos foram considerados como quase-estáticos e empregou-se a analogia de Lewis para obtenção do coeficiente convectivo de transferência de massa. Através dos resultados obtidos, os autores identificaram uma queda aproximadamente linear da vazão de ar em função do tempo, devido ao acúmulo de geada. Em relação à taxa de transferência de calor, eles observaram um leve aumento inicial ($t < 30$ s) e um decréscimo decorrente do efeito isolante da camada de geada combinado com a redução na vazão de ar movimentado pelo ventilador. Os autores também realizaram uma análise de sensibilidade para avaliar o efeito do tipo de ventilador, espaçamento e espessura de aleta sobre o desempenho do trocador de calor. Assim, identificaram a necessidade de um estudo de otimização do sistema uma vez que um maior número de aletas aumenta a área de troca térmica, ao mesmo tempo em que reduz o tempo de bloqueio do evaporador. Os diferentes tipos de ventiladores utilizados apresentaram pouca influência sobre o processo de formação de geada, mas concluiu-se que o acoplamento das características desse equipamento é essencial para um correto dimensionamento do evaporador. Embora o modelo original tenha sido validado experimentalmente, os dados utilizados foram obtidos em uma bancada equipada com uma superfície aletada, com base plana e resfriada, sobre a qual o ar escoava com vazão constante, o que diverge da configuração encontrada na maior parte dos trocadores de calor empregados em sistemas de refrigeração.

Iragorry *et al.* (2004) apresentaram uma revisão crítica dos principais estudos direcionados aos aspectos fundamentais, propriedades

termofísicas e estratégias de modelagem relacionadas à formação de geada. Correlações para o cálculo da condutividade térmica, da densidade, da espessura da camada e do coeficiente convectivo de transferência de calor foram apresentadas e comparadas em diferentes condições de operação. Observou-se que o uso de correlações é restrito a situações específicas, na maioria das vezes aplicado apenas a placas planas ou tubos lisos, com discrepâncias da ordem de até 50%. As variáveis independentes identificadas na grande maioria das correlações foram a orientação, o acabamento e a temperatura da superfície, a temperatura da geada, a temperatura do ar, a velocidade do ar, a umidade relativa e o tempo. A dependência de tantos parâmetros indicou que o uso de valores médios para essas propriedades deve ser evitado sempre que possível. Os autores também observaram a necessidade da estimativa da espessura e da densidade inicial da camada de geada, além do uso da analogia de Lewis em todos os modelos de crescimento de geada analisados. Ao final, apontaram a carência de modelos matemáticos, destinados a aplicações de engenharia, capazes de avaliar a eficiência de evaporadores sujeitos a formação de gelo e geada.

Aljuwayhel (2006) realizou um estudo numérico e experimental sobre a formação de geada e degelo com gás quente, aplicado a sistemas de refrigeração industrial, com o objetivo de encontrar uma relação ótima entre o tempo de operação do sistema e o intervalo necessário para o degelo. O evaporador, fabricado com tubos de aço galvanizado e com aletas de alumínio, possuía uma área de face com aproximadamente 8 m^2 , uma capacidade nominal de 130 kW, operava a temperatura de -34°C e utilizava amônia como fluido refrigerante. A temperatura, umidade relativa e velocidade do ar foram medidas na entrada e na saída do evaporador. A massa de geada acumulada foi determinada através de um balanço de massa e também através da pesagem da massa resultante da operação de degelo. Dois modelos matemáticos, quase-estáticos e discretizados por fileira de tubos, foram desenvolvidos e validados, um para a etapa de formação de geada e outro para a etapa de degelo. Os resultados experimentais e numéricos foram comparados graficamente, sem uma análise adequada de erros. Identificou-se que o momento ideal para o início da operação de degelo ocorre quando as perdas na eficiência do sistema, provocadas pelo acúmulo de geada, são equivalente às perdas resultantes da etapa de degelo, que acaba fornecendo uma carga térmica adicional ao sistema. Observou-se que o melhor desempenho térmico do sistema é atingido quando uma

determinada quantidade de geada encontra-se acumulada no evaporador, que para o caso estudado foi equivalente a 112 kg. Como regra heurística, determinou-se que a operação de degelo deve ser iniciada quando aproximadamente 3% do volume do evaporador são ocupados pela camada de geada.

Qu *et al.* (2006) investigaram experimentalmente o processo de formação de geada sobre uma superfície fria exposta à convecção natural e forçada de ar úmido. Uma bancada experimental foi construída, na qual a temperatura da superfície da geada foi medida com uma câmera termográfica e a espessura da camada de geada foi determinada com auxílio de um sistema de raios laser capaz de detectar a mudança de posição da interface ar-geada. A superfície fria foi resfriada com nitrogênio líquido. Os autores relataram erros consideráveis de medição da espessura e também da temperatura da superfície da geada nos momentos iniciais do experimento (~4000 s), quando os espaços não ocupados pela geada ainda eram grandes. Os testes foram realizados com a temperatura do ar entre 18°C a 25°C, temperatura de orvalho entre 1°C a 17°C e número de Reynolds entre 1500 e 5000. No entanto, a temperatura da superfície fria não foi informada no trabalho. Os resultados obtidos mostraram que o fluxo de calor através da camada de geada aumentava inicialmente e na sequência tendia a um valor constante, enquanto a resistência térmica apresenta oscilações entre 0,15 e 0,30 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. Adicionalmente, a visualização do fenômeno, combinada com as medições da espessura, sugeriram que a taxa de crescimento da camada de geada aumentava e diminuía alternadamente devido ao crescimento, também alternado, dos cristais na direção do comprimento e do diâmetro. Esse comportamento, que provoca o crescimento e adensamento do meio poroso, também foi observado em cristais de neve que crescem somente na direção axial ou radial dependendo das condições do ambiente. No entanto, tais oscilações são geralmente da ordem da incerteza de medição e podem ser desconsideradas em aplicações de refrigeração comercial.

Huang *et al.* (2008) realizaram um estudo numérico sobre a formação de geada em trocadores de calor do tipo tubo aletado operando com ventiladores axiais e centrífugos. As simulações foram realizadas através de um pacote comercial de *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*), que tratava o processo como quase-estático e a formação de uma camada de geada homogênea sobre os tubos e aletas. Devido à ausência de dados experimentais, os autores desconsideraram as

variações da densidade e condutividade térmica da geada e assumiram valores médios para essas variáveis. Durante as análises a temperatura de evaporação e a temperatura do ar na entrada foram mantidas em -35°C e 5°C, respectivamente, sendo que a umidade relativa utilizada não foi relatada. Os resultados obtidos mostraram que a redução na capacidade de refrigeração era maior nos evaporadores com maior número de aletas, que obtiveram um melhor desempenho operando com ventiladores do tipo centrífugo. Já os evaporadores com menor densidade de aleta, apresentaram resultados semelhantes independente do tipo de ventilador empregado. Os autores também recomendaram que a operação de degelo deveria ser realizada quando a metade do espaço entre as aletas fosse preenchida pela camada de geada. No entanto, além dessa condição não ser facilmente detectada, observa-se que o desempenho do par evaporador-ventilador é fortemente afetado quando o ventilador atinge a região de estol da sua curva característica, o que pode ocorrer antes ou depois do momento em que a metade do espaço entre as aletas seja preenchida pela geada.

Piucco (2008) analisou aspectos relacionados ao critério de formação de geada em refrigeradores domésticos do tipo *frost-free*, considerando as condições psicrométricas do ar, a rugosidade e o ângulo de contato das superfícies internas dos compartimentos refrigerados. O autor desenvolveu uma bancada experimental para investigar alguns dos fundamentos relacionados à nucleação, ao crescimento e ao adensamento da geada, o que levou ao desenvolvimento de importantes correlações empíricas para a densidade, espessura e taxa de crescimento. Um modelo matemático foi também desenvolvido para prever sob que condições pode ocorrer a formação de geada e a sua espessura em função do tempo. Esta ferramenta matemática teve como principal objetivo auxiliar o desenvolvimento de equipamentos que evitem ou reduzam a formação da geada. O modelo foi validado a partir da base de dados experimental obtida, com desvios dentro da faixa de $\pm 10\%$.

Zhang e Hrnjak (2009) avaliaram experimentalmente o desempenho de três modelos de trocadores de calor do tipo tubo aletado, todos com *louvers*, sujeitos a diferentes condições operacionais, as quais incluíam ciclos de formação e remoção de geada. O aparato experimental utilizado permitia a medição da perda de carga do lado do ar, da massa de vapor d'água retida na superfície do evaporador e da capacidade de refrigeração sob diferentes vazões, temperaturas e umidades relativas. Os resultados apresentados mostraram que a vazão

de ar, a geometria e a orientação do evaporador influenciam a capacidade de drenagem da água, que se acumula durante a condensação ou após cada operação de degelo. Essa observação foi confirmada experimentalmente através da medição da diferença de peso entre o evaporador seco e molhado, após a sua completa imersão em um tanque com água. Tanto para condição úmida, como para condição com formação de geada, observou-se um mesmo comportamento para os três evaporadores, caracterizado por um aumento inicial seguido por um decréscimo do valor de UA . Os testes realizados com formação de geada também mostraram que a perda de carga inicial do ar tende a aumentar a cada ciclo de degelo, devido à água que fica acumulada na superfície do evaporador. Finalmente, observou-se que o aumento da perda de carga do lado do ar, provocado pelo acúmulo de geada, é influenciado pela geometria do trocador do evaporador, mas apresenta pouca dependência em relação à orientação dos tubos. Apesar dos autores terem observado a influência do aumento da perda de carga sobre a velocidade do ar, as consequências desse efeito foram exploradas em condições operacionais restritas, não permitindo a avaliação do efeito da temperatura do evaporador, umidade e temperatura do ar sobre a taxa de acúmulo de geada.

Getu e Bansal (2010) desenvolveram um aparato experimental para estudar o crescimento de geada em evaporadores do tipo tubo aletado. O objetivo do trabalho consistia no desenvolvimento de correlações empíricas para as propriedades e espessura da geada. Um túnel de vento foi utilizado para controlar a temperatura, a umidade e a vazão do ar, além de ajustar a temperatura do evaporador, que era controlada com o auxílio de um circuito de etileno-glicol que mantinha o evaporador entre -13°C a -3°C . A corrente de ar foi controlada entre $-4,5^{\circ}\text{C}$ a $4,9^{\circ}\text{C}$ com umidades absolutas entre 2,5 g/kg e 5,3 g/kg e velocidades de 1,8 m/s e 2,5 m/s. A espessura da camada de geada foi medida com auxílio de uma câmera digital e de um sistema de processamento de imagens, enquanto a massa da geada foi calculada com base na variação de umidade do ar ao atravessar o evaporador e comparada com a massa de degelo no final do teste. Devido a algumas limitações do aparato para atingir as condições iniciais do teste, os autores observaram duas etapas distintas nos experimentos. Na primeira delas, cuja duração era de 20 a 50 minutos, eles observaram que a superfície do evaporador apresentava regiões secas, molhadas e com geada, enquanto que na segunda etapa a camada de geada cobria o

evaporador por completo. Somente a segunda etapa foi empregada no desenvolvimento das correlações. Empregando um método de regressão multilinear, os autores geraram correlações para a espessura, densidade e condutividade térmica da camada de geada, além da perda de carga no lado do ar, expressas em função do estado psicrométrico do ar, temperatura do evaporador, número de Reynolds e do número de Fourier. Tais correlações são válidas para aplicações de média temperatura (-10°C) comumente encontradas em sistemas de refrigeração comercial, mas se originaram a partir de um único evaporador com área de face de 300 x 274 mm² e espaçamento de aletas igual a 12,7 mm, sujeito a vazão de ar constante. Os autores também reportaram a queda da densidade e da condutividade da geada com a redução da temperatura do evaporador.

Moallem *et al.* (2011) realizaram um estudo experimental com foco na formação de geada e degelo em trocadores de calor com micro-canais utilizados em bombas de calor. As condições operacionais foram obtidas com auxílio de um túnel de vento capaz de controlar e medir as variáveis de interesse. A temperatura do fluido refrigerante foi ajustada entre -7°C e -12°C e a umidade absoluta do ar foi variada entre 2,9 g/kg e 4,1 g/kg. Os testes eram interrompidos quando a velocidade do ar atingia 75% do seu valor inicial, cobrindo uma faixa de 1,4 m/s a 0,75 m/s de velocidade de face. A temperatura do evaporador, a umidade relativa do ar e a geometria das aletas foram as variáveis com maior efeito sobre o crescimento da camada de geada, enquanto que a velocidade do ar e a massa de água retida após a operação de degelo apresentaram efeitos menos significativos. Através da análise de imagens da camada de geada, os autores constataram que após um ciclo de degelo o fenômeno de nucleação não ocorre sobre as gotas de água aderidas na superfície do evaporador, mas que ele se manifestava com mais intensidade nas regiões mais frias do evaporador (próximas aos tubos), ou sujeitas à estagnação do escoamento de ar. Adicionalmente, eles observaram a ocorrência da redistribuição do escoamento de ar ao longo do evaporador, decorrente dos gradientes de temperatura na serpentina, que provocavam o crescimento desuniforme da camada de geada.

Knabben *et al.* (2011) estudaram a formação de geada em um evaporador do tipo tubo aletado, instalado em um refrigerador doméstico. O refrigerador foi completamente instrumentado e testado no interior de uma câmara climática com temperatura, umidade e

velocidade do ar controladas. O refrigerador foi equipado com uma placa transparente na parede traseira para permitir a visualização da formação da camada de geada no evaporador. Durante os experimentos, a temperatura de evaporação foi controlada entre -26°C e -20°C , enquanto a temperatura e a umidade relativa do compartimento refrigerado foram mantidas, respectivamente, nas faixas de 4°C a 7°C e 20% a 80%. Adicionalmente, desenvolveu-se um modelo matemático para o processo de formação de geada, no qual se considerou as diferentes correntes de ar que retornavam do freezer e do gabinete. Após a validação do modelo, diferenças máximas de 10% foram encontradas entre os valores experimentais e os simulados para a massa de geada, perda de carga no lado do ar e capacidade de refrigeração. Através do modelo os autores identificaram uma distribuição alternativa de aletas, que atrasa o bloqueio do evaporador sem comprometer significativamente as taxas de transferência de calor. O estudo de visualização indicou a formação de uma camada de geada com distribuição parabólica sobre o evaporador, onde a região central apresentava a maior concentração de geada. Adicionalmente, avaliou-se o efeito da distribuição do calor aplicado durante o processo de degelo e verificou-se que é possível melhorar a eficiência de degelo através da utilização de duas resistências com potências distintas.

Cui *et al.* (2011) empregaram técnicas de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para modelar o crescimento de geada empregando a teoria clássica de nucleação e considerando o escoamento de ar úmido sobre uma placa plana resfriada mantida em uma câmara adiabática. O modelo matemático, de natureza bi-dimensional, foi desenvolvido com base nas equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento aplicadas à fase primária, formada pelo ar úmido, e à fase secundária correspondente aos cristais de gelo. Dessa forma, a camada de geada foi tratada como um meio poroso, cuja densidade era calculada através da fração volumétrica das partículas de gelo em relação à fase gasosa. A fração volumétrica era obtida em função das taxas de transferência de massa e do raio crítico ocupado pelos cristais de gelo, que surgiam a partir do momento que as condições associadas à teoria de nucleação eram atingidas. Os resultados obtidos para espessura da camada de geada foram comparados com dois modelos numéricos e com os dados experimentais de Lenic *et al.* (2009), com diferenças em relação a esse último caso inferiores a 10%. No entanto, as simulações não consideraram a variação da vazão de ar e foram validadas apenas

para uma placa plana mantida a temperatura de -20°C , o que difere de aplicações normalmente encontradas em aplicações de refrigeração comercial.

Da Silva *et al.* (2011c) realizaram um estudo experimental para avaliar os efeitos da formação de geada sobre as variáveis operacionais de um refrigerador comercial do tipo *serv over*. Os autores buscaram identificar variáveis de fácil medição, que indicassem o momento ideal para o início da operação de degelo com base no desempenho do sistema. O refrigerador foi instrumentado para a medição da vazão mássica de fluido refrigerante, das pressões de alta e de baixa e das temperaturas de diferentes pontos do equipamento, incluindo a dos recipientes com água e Tylose[®], que simulavam o produto a ser refrigerado. O evaporador era do tipo tubo aletado, com movimentação forçada de ar, e foi instrumentado com vários termopares em diferentes posições para mapear a distribuição de temperaturas. Os testes foram conduzidos no interior de uma câmara climatizada, seguindo as recomendações da norma ISO 23953-2 (2005). A partir dos resultados obtidos, os autores observaram que a umidade absoluta do ambiente e a temperatura de evaporação são os parâmetros que mais afetam a taxa de acúmulo de geada. Adicionalmente, eles verificaram que o acúmulo de geada provocava: (i) a queda na pressão de evaporação, (ii) redução na vazão mássica de fluido refrigerante, (iii) obstrução do espaço livre entre as aletas e (iv) redução da vazão de ar movimentada pelo ventilador. Tais fatores foram os principais responsáveis pela queda na capacidade de refrigeração, o que provocava o aumento da temperatura do ar no interior do refrigerador e dos recipientes que simulavam o produto a ser refrigerado. Ao final, os autores identificaram uma relação linear entre a variação da temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador e a capacidade de refrigeração, indicando que essa variável pode ser utilizada como um parâmetro de controle da operação de degelo.

De uma maneira geral, a revisão bibliográfica deixa evidente que, apesar dos fatores que influenciam o processo de formação de geada já terem sido explorados em superfícies simples como placas planas ou cilindros e, em menor escala, em trocadores de calor do tipo tubo aletado, o efeito da variação da vazão de ar ao longo do processo, que ocorre em sistemas reais de refrigeração, ainda não foi devidamente explorado. Adicionalmente, não existe uma base de dados experimentais, específica para sistemas de refrigeração comercial, que

considere o acoplamento hidrodinâmico ventilador- evaporador. Apesar de estudos *in loco* terem sido realizados, a exemplo de Da Silva *et al.* (2011c) e Knabben *et al.* (2011), essa abordagem dificulta a análise combinada com diferentes evaporadores e ventiladores.

Em relação aos modelos matemáticos existentes, observa-se que as características transientes do processo de formação de geada são predominantemente tratadas como quase-estáticas. Também constatou-se que a analogia de Lewis foi empregada por todos os autores para obtenção do coeficiente convectivo de transferência de massa. Outra característica frequente dos modelos consiste na utilização de correlações empíricas para obtenção da densidade e da condutividade térmica da geada, as quais são válidas apenas para condições específicas.

2.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram apresentadas algumas definições e os principais conceitos relacionados às etapas de nucleação, crescimento e adensamento da geada. Os mecanismos associados ao crescimento dos cristais de gelo foram abordados, indicando o forte efeito das condições ambientais sobre as propriedades superficiais das faces prismáticas e basais. Para facilitar o entendimento do acoplamento hidrodinâmico do par ventilador- evaporador, foram abordados alguns conceitos relacionados às curvas características do ventilador e do sistema. Finalmente apresentou-se uma análise dos principais trabalhos teóricos e experimentais obtidos na literatura, com ênfase no processo de formação de geada. A partir dessa análise, concluiu-se que não existe uma base de dados específica para sistemas de refrigeração comercial, que considere o acoplamento hidrodinâmico ventilador- evaporador. O capítulo seguinte descreve o aparato experimental e detalha o sub-sistema de controle da vazão de ar, que permite explorar a interação entre ventiladores e evaporadores utilizados em sistemas de refrigeração comercial.

3 TRABALHO EXPERIMENTAL

3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo o aparato experimental utilizado no presente trabalho será apresentado em detalhes. A análise das incertezas de medição das variáveis relativas ao processo em questão será descrita. Os procedimentos experimentais e de processamento de dados serão analisados, juntamente com os limites geométricos e operacionais empregados para o planejamento dos experimentos.

3.2 APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental é composto por um túnel de vento, através do qual se controla a vazão e a condição psicrométrica do ar na entrada do evaporador testado. Tal aparato permite a medição das variáveis empregadas nos balanços de massa, energia e quantidade de movimento em evaporadores com diferentes geometrias. Adicionalmente, ele permite a aquisição de imagens do processo de formação de geada, através de uma câmera acoplada a um microscópio.

A Figura 24 mostra um esquema do aparato experimental, onde estão indicados os principais componentes do circuito de ar e dos dois sistemas de refrigeração empregados para o controle das condições do experimento. Conforme ilustrado, um sistema de refrigeração com um circuito secundário faz uso de uma solução de água e etilenoglicol para resfriar o trocador de calor em teste, enquanto o circuito de refrigeração que opera com expansão direta é empregado para resfriar e desumidificar o ar que circula no interior do aparato experimental.

A Figura 25 mostra uma vista interna do túnel de vento, onde se observam duas seções, a de testes e a de condicionamento de ar. Na parte inferior, o ar escoa primeiramente através de um bocal de medição (1). Na sequência, o ar é resfriado (2), aquecido (3) e umidificado (4) para atingir a condição psicrométrica desejada antes de ser succionado por um ventilador de rotação variável (5) que controla a vazão do ar. Na parte superior do túnel de vento são medidas as variações de temperatura, umidade relativa e pressão na entrada e saída do evaporador em teste. Detalhes da seção de testes e dos subsistemas de controle de vazão e condicionamento de ar são apresentados a seguir.

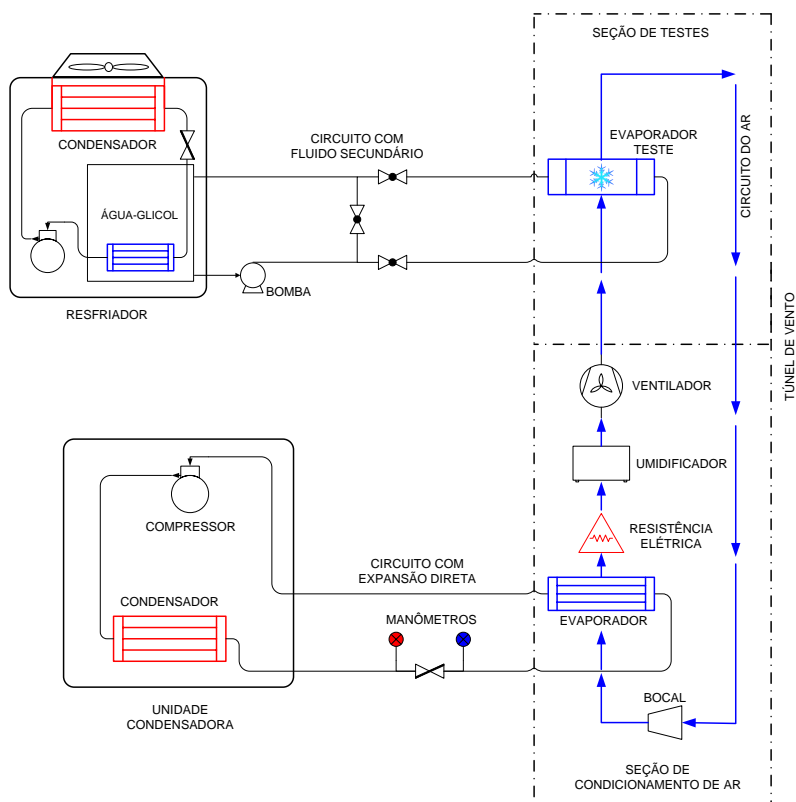


Figura 24 – Representação esquemática dos componentes do aparato experimental

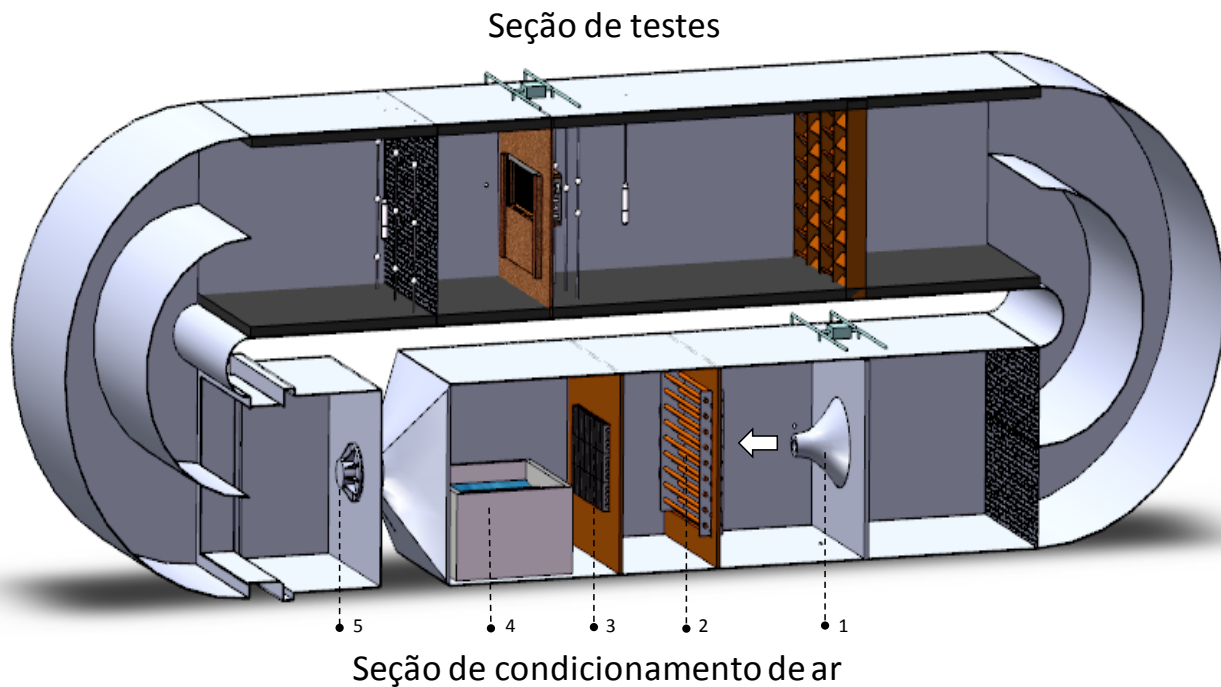


Figura 25 – Vista interna do túnel de vento que compõe o aparato experimental

3.2.1 SEÇÃO DE TESTES

A seção de testes é formada por um duto horizontal, de secção retangular, cujos componentes e dimensões são apresentados na Figura 26. Os aspectos construtivos e o posicionamento dos principais componentes seguem as recomendações da norma ASHRAE 33 (2000), a qual define os padrões para testes de desempenho com trocadores de calor tipo tubo aletado.

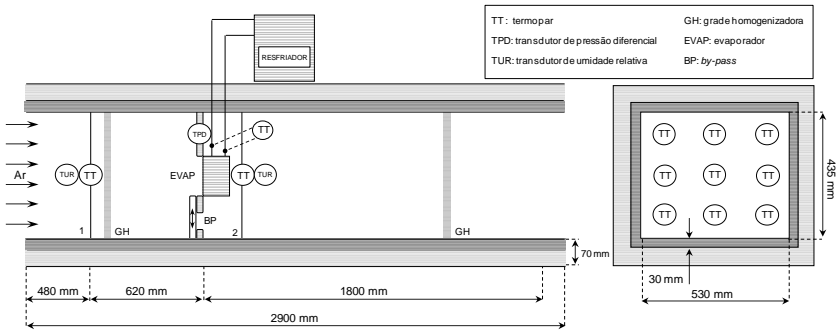


Figura 26 – Esquema da seção de testes

Como ilustrado na Figura 26, o evaporador em teste (EVAP) foi fixado centralizado em uma estrutura de madeira, revestida com uma chapa de metal e posicionada perpendicularmente ao escoamento de ar. A temperatura do evaporador foi controlada por um sistema secundário (RESFRIADOR), que resfria e bombeia uma solução de água e etileno-glicol com concentração volumétrica de 50%. Este sistema foi empregado com o objetivo de minimizar a variação de temperaturas ao longo do evaporador e assim obter uma camada de geada uniformemente distribuída. Destaca-se que a utilização de um sistema de expansão direta de fluido refrigerante foi descartada na etapa de projeto da bancada, uma vez que tal estratégia possibilitaria a formação de vapor super-aquecido na região de saída da serpentina do trocador de calor.

Termopares (TT) foram instalados ao longo da serpentina do evaporador para medir o perfil de temperatura. Transdutores de temperatura e de umidade relativa (TUR) foram também instalados na

entrada (1) e na saída (2) da seção de testes, para determinar a variação do estado psicrométrico do ar através do evaporador. A vista transversal da Figura 26 mostra a disposição dos nove termopares utilizados para medição da temperatura do ar na posição (1), enquanto a temperatura do ar na posição (2) foi medida por outros nove termopares, instalados a 3 cm da face do evaporador. Os transdutores de umidade relativa foram instalados no centro do túnel de vento.

A queda de pressão do ar através do evaporador teste foi medida por um transdutor de pressão diferencial (TPD). Um segundo transdutor de pressão foi utilizado para medir a pressão absoluta na entrada da seção de testes. Duas grades homogenizadoras (GH) foram empregadas para reduzir os gradientes de velocidade e temperatura no escoamento.

A parte interna da seção de testes foi equipada com um *by-pass* (BP) que, quando aberto, desvia a corrente de ar para uma passagem localizada abaixo do evaporador. Tal dispositivo é acionado através da movimentação de um anteparo que desliza sobre a base de fixação do evaporador, permitindo que o processo de formação de geada inicie somente após as condições psicrométricas do ar e a temperatura desejada no evaporador em teste terem atingido as condições pré-especificadas.

O túnel de vento foi isolado termicamente com uma camada de 40 mm de lã de rocha, que preenche o espaço existente entre as placas metálicas estruturais. Na região interna da seção de testes, ilustrada na Figura 26, empregou-se um revestimento adicional de borracha elastomérica, com 30 mm de espessura, para reduzir os efeitos da temperatura externa sobre o experimento.

A Figura 27 mostra as principais características dos evaporadores testados, os quais são do tipo tubo aletado, de fluxo cruzado, produzidos com aletas de alumínio de 0,2 mm de espessura e com tubos de cobre com diâmetro externo de 10 mm e 1 mm de espessura. As dimensões externas são 320 x 152 x 45 mm (largura, altura e profundidade). Os tubos são dispostos em duas fileiras, cada uma com seis tubos, com espaçamentos vertical e horizontal, entre os tubos adjacentes, iguais a 25,4 mm e 22,0 mm, respectivamente. Durante os testes, foram empregadas aletas do tipo *wavy* e *louvered* com densidades de 220, 320, 408 e 470 aletas/metro, que resultam, respectivamente, em um espaçamento médio entre aletas de 4,5 mm, 3,1 mm, 2,2 mm e 2,0 mm.

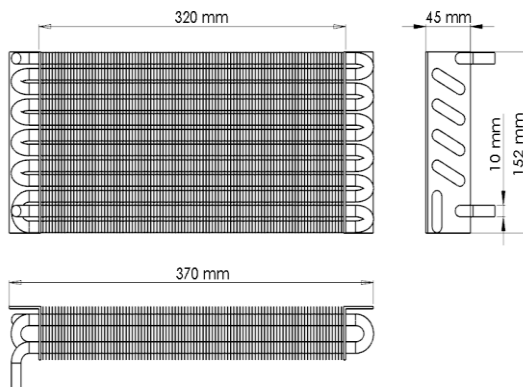


Figura 27 – Representação esquemática do evaporador em teste

3.2.2 SUBSISTEMA DE CONTROLE DA VAZÃO DE AR

A vazão de ar em circulação através do evaporador é controlada pela ação conjunta de um ventilador centrífugo de rotação variável, um inversor de frequência, um bocal e um computador que determina a rotação do ventilador em função das medições da temperatura e queda de pressão do ar no bocal e no evaporador em teste. Tal arranjo aumenta significativamente a flexibilidade do experimento e permite, além da operação com vazão constante, a emulação de diferentes ventiladores a partir do conhecimento de suas curvas características. Assim sendo, torna-se possível reproduzir experimentalmente o efeito da redução da vazão de ar causada pelo acúmulo de geada sobre o evaporador, e quantificar os seus efeitos sobre a capacidade de refrigeração, de maneira semelhante a que ocorre em refrigeradores reais.

O aparato foi equipado com um bocal de alumínio de 6,35 cm (2 ½”) de diâmetro. A vazão volumétrica de ar foi determinada de acordo com as recomendações da norma ASHRAE 51 (1999), como uma função da geometria do bocal, do estado do ar na entrada do bocal e da queda de pressão entre a entrada e saída do bocal. As equações e os coeficientes empregados para o cálculo da vazão são apresentados no Apêndice I.

O processo de emulação do ventilador é realizado de forma iterativa, como ilustrado na Figura 28. A estratégia de controle consiste na obtenção e programação das curvas características do ventilador do túnel, do ventilador que se deseja emular e da superfície de resposta do

sistema. Essa última curva é obtida na própria bancada, impondo diferentes rotações ao ventilador e medindo a vazão e a queda de pressão no sistema com três diferentes obstruções no evaporador. As curvas empregadas e seus coeficientes também são apresentados no Apêndice I.

Ainda em relação à Figura 28, observa-se que ao acionar o ventilador do túnel, o computador recebe o valor da rotação atual (1) e calcula a vazão real de ar em circulação (2). Essas informações são alimentadas na curva do ventilador do túnel para obtenção da queda de pressão total imposta pelo sistema (3). Simultaneamente, a queda de pressão medida no evaporador teste (4) é alimentada na curva do ventilador emulado para obtenção da vazão de ar teórica (5) correspondente. Na sequência, tanto a queda de pressão total do sistema como a vazão teórica são alimentadas na curva de resposta do sistema, para obtenção de uma nova rotação. Esse processo é repetido continuamente e converge quando se encontra uma rotação que produza a vazão de ar real equivalente à vazão teórica, indicada pela curva característica do ventilador emulado. A análise de erros desse processo, avaliada de acordo com o trabalho de Colombo *et al.* (2009), apresentou diferenças máximas de 2% para vazões inferiores a $400 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$.

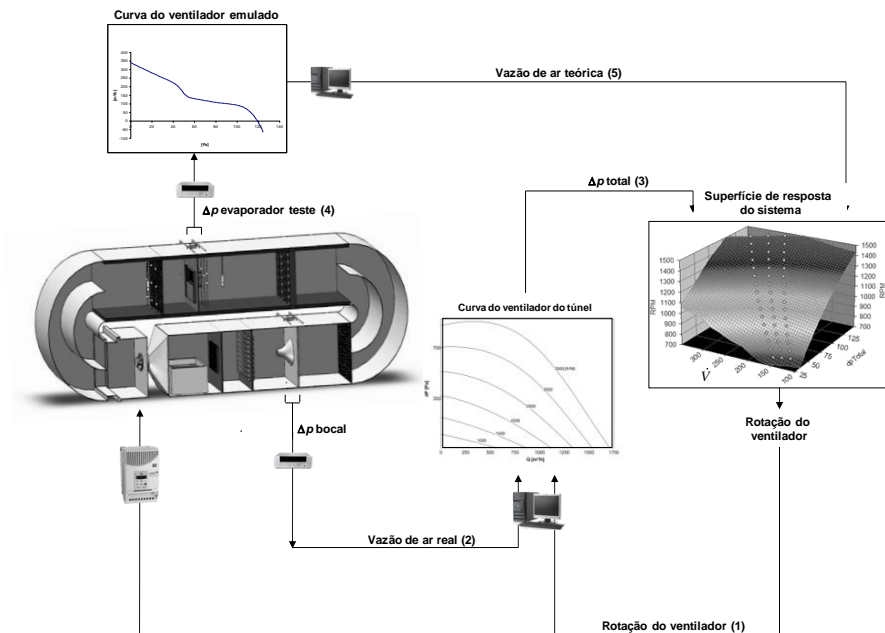


Figura 28 – Lógica operacional do emulador de ventiladores

3.2.3 SUBSISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR

O estado do ar na entrada da seção de testes é estabelecido na parte inferior do túnel de vento através dos três processos apresentados na Figura 29.

Inicialmente, o ar é desumidificado e resfriado abaixo da temperatura desejada com o auxílio de um evaporador mantido a -10°C através do circuito de refrigeração por expansão direta representado na Figura 24. A temperatura do ar é então aumentada com auxílio de resistências elétricas, posicionadas perpendicularmente ao escoamento e controladas por um controlador do tipo PID⁷. Finalmente, a umidade relativa desejada é atingida com auxílio de um umidificador que evapora água contida em seu reservatório aquecido por uma resistência elétrica, também controladas por um controlador do tipo PID. A medição da

⁷ Proporcional-Integral-Derivativo

temperatura e umidade relativa, empregadas como referência para o controle do subsistema de condicionamento de ar, é realizada na entrada do evaporador teste.

O subsistema elétrico e o subsistema de medição e aquisição de dados do aparato experimental são apresentados, respectivamente, nos Apêndices II e III.

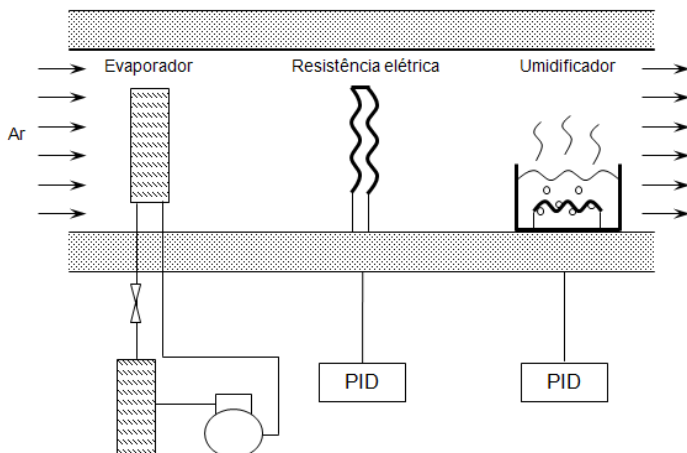


Figura 29 – Componentes do subsistema de condicionamento do ar

3.3 PROCEDIMENTO DE ENSAIO

Os ensaios foram realizados através de procedimento operacional estruturado em três etapas. Durante a realização dos ensaios, a temperatura do laboratório foi mantida próxima a 23°C, com auxílio de um sistema de ar condicionado.

Na primeira etapa, o ventilador é acionado e o *by-pass* é aberto para impedir a passagem de ar através do evaporador teste. Na sequência, a unidade condensadora, as resistências elétricas e o umidificador são acionados, juntamente com seus respectivos controladores. A estabilização da condição psicrométrica na entrada da seção de testes é normalmente atingida após 4 h.

Na segunda etapa, que se inicia quando o ar atinge a condição desejada, libera-se a circulação da solução de água e etileno-glicol no

evaporador teste e aguarda-se até o momento em que temperatura da estrutura do trocador de calor estabilize no valor desejado.

Na terceira etapa, o *by-pass* é fechado, forçando a passagem de ar através do evaporador em teste, caracterizando o início do processo de formação de geada. Nos momentos iniciais, são observadas ligeiras variações nas temperaturas do ar e do evaporador, que são compensadas pelo sistema de controle. Os ensaios com vazão de ar constante foram interrompidos quando a perda de carga no evaporador em teste atingia 60 Pa ou após 2 horas de teste. Já nos casos com vazão de ar variável, os ensaios foram interrompidos ou quando a vazão de ar se tornava inferior a 60 m³/h ou após 2 horas de teste.

3.4 PROCESSAMENTO DE DADOS

Após a aquisição das variáveis necessárias para a realização dos balanços de massa, energia e quantidade de movimento, são executados cálculos para determinar a taxa de transferência de calor, a queda de pressão do ar e a massa de gelo e geada acumuladas sobre o evaporador teste. A Figura 30 representa o volume de controle definido na fronteira do evaporador teste e as variáveis independentes do experimento, que são a temperatura (T), pressão (p) e umidade relativa (ϕ), medidas na entrada e na saída do evaporador, e a vazão mássica de ar (\dot{m}), que é medida com auxílio do bocal.

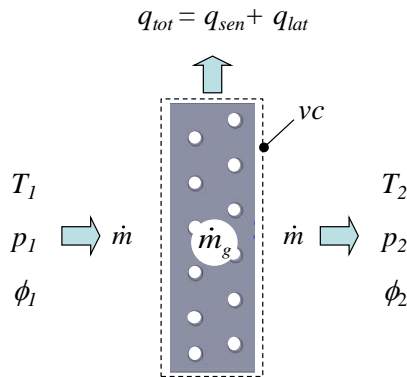


Figura 30 – Volume de controle na fronteira do evaporador teste

Na abordagem adotada, o calor sensível, referente ao resfriamento da camada de gelo e geada abaixo de 0°C, é desprezado por ser insignificante em relação às demais variáveis (~ 1%). Dessa forma, realizando os balanços necessários e empregando as correlações e relações psicrométricas apropriadas, obtêm-se as seguintes equações:

$$\dot{m}_g = \dot{m}(\omega_2 - \omega_1) \quad (2)$$

$$M_g = - \int_{t=0}^{t=t_n} \dot{m}_g dt \quad (3)$$

$$\Delta p_{ar} = p_2 - p_1 \quad (4)$$

$$q_{sen} = \dot{m} c_{p,ar} (T_2 - T_1) + \phi \Delta T_1 \quad (5)$$

$$q_{lat} = \dot{m}(\omega_2 - \omega_1)L \quad (6)$$

$$q_{tot} = q_{sen} + q_{lat} \quad (7)$$

A equação (2) resulta do balanço de massa no volume de controle, onde \dot{m}_g é a taxa de formação de gelo e geada [kg s^{-1}], \dot{m} é a vazão mássica de ar [kg/s] e ω é a umidade absoluta do ar [$\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}^{-1}_{\text{ar}}$]. Através da integração da equação (2), obtêm-se a equação (3), onde M_g é a massa total de geada acumulada [kg] e t é o tempo [s]. A equação (4) representa a queda de pressão do escoamento de ar através do evaporador, na qual p_1 e p_2 são as pressões do ar na entrada e saída do evaporador teste, respectivamente. As equações (5) e (6) resultam dos balanços de energia sensível e latente no evaporador teste, respectivamente, onde q_{sen} é a taxa de transferência de calor sensível [W], $c_{p,ar}$ é o calor específico à pressão constante do ar [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$], T é a temperatura [K], q_{lat} é a taxa de transferência de calor latente [W], L é o calor latente de dessublimação do vapor d'água [J kg^{-1}] e q_{tot} representa

a taxa total de transferência de calor [W], que equivale à capacidade de refrigeração do evaporador.

O segundo termo do lado direito da equação (5) é utilizado para compensar as trocas de calor entre as paredes do túnel e o ar ambiente, na região da seção de testes localizada entre a grade de termopares e a entrada do evaporador teste (ver Figura 26). O coeficiente φ foi obtido em função da diferença de temperatura entre o ar interno e externo ao túnel de vento. Detalhes adicionais relacionados à obtenção do coeficiente de correção φ e a sua faixa de aplicação são apresentados no Apêndice IV.

3.5 INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

As incertezas de medição do experimento foram estimadas de acordo com as recomendações do “Guia para a Expressão da Incerteza de Medição” (INMETRO, 2003), combinando as informações metrológicas disponíveis nos manuais dos equipamentos de medição com a incerteza padrão das observações. Essa abordagem permitiu identificar as variáveis independentes que exercem maior efeito sobre a incerteza combinada das taxas de transferência de calor e formação de geadas, e dessa forma selecionar os equipamentos e métodos de medição mais adequados para o experimento.

O Apêndice IV mostra o cálculo da incerteza de medição de todas as variáveis envolvidas no experimento. Os resultados obtidos estão resumidos na Tabela 4, na qual a incerteza expandida percentual foi avaliada em função dos valores máximos encontrados para cada variável.

Tabela 4 – Incertezas de medição expandidas

Variável	Incerteza expandida absoluta	Incerteza expandida percentual
T	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$	$\pm 5\%$
ϕ	$\pm 2\%$	$\pm 5\%$
Δp_{boc}	$\pm 7 \text{ Pa}$	$\pm 5\%$
Δp_e	$\pm 3 \text{ Pa}$	$\pm 10\%$
p_{atm}	$\pm 1200 \text{ Pa}$	$\pm 1\%$
x_g	$\pm 0,1 \text{ mm}$	$\pm 10\%$
ρ	$\pm 0,004 \text{ kg m}^{-3}$	$< \pm 1\%$
c_p	$\pm 0,02 \text{ J kg}^{-1}\text{C}^{-1}$	$< \pm 1\%$
ω	$\pm 0,2 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}} \text{ kg}^{-1}_{\text{ar seco}}$	$\pm 5\%$
V	$\pm 6 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$	$\pm 5\%$
m_g	$\pm 0,02 \text{ g s}^{-1}$	$\pm 20\%$
M_g	$\pm 10 \text{ g}$	$\pm 5\%$
q_{sen}	$\pm 30 \text{ W}$	$\pm 5\%$
q_{lat}	$\pm 50 \text{ W}$	$\pm 20\%$
q_{tot}	$\pm 60 \text{ W}$	$\pm 10\%$

3.6 REPETITIVIDADE DO APARATO EXPERIMENTAL

A repetitividade do aparato experimental é ilustrada na Figura 31, que compara alguns parâmetros obtidos através de dois ensaios realizados sob as mesmas condições geométricas e operacionais. Os testes foram realizados com o evaporador a $-10,0^{\circ}\text{C}$ e o ar a $7,0^{\circ}\text{C}$ e $87,5\%$ de umidade relativa. Observa-se que as variações na massa de geadas acumuladas, na queda de pressão do ar no evaporador, na vazão volumétrica de ar e na taxa de transferência de calor total do evaporador situam-se dentro das respectivas bandas de incertezas de medição. Este comportamento demonstra a capacidade da bancada para controlar as variáveis independentes e repetir os resultados dos experimentos.

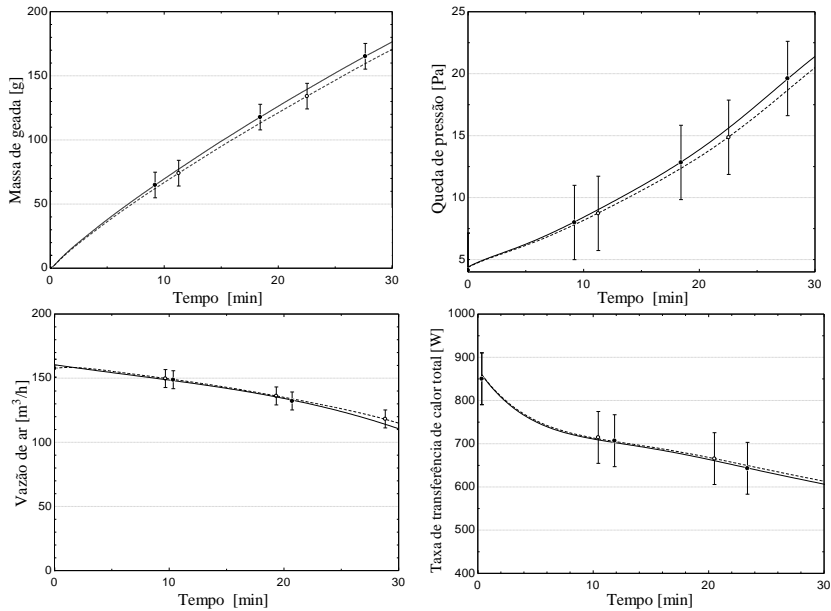


Figura 31 – Repetitividade do experimento comparando dois ensaios realizados sob as mesmas condições geométricas e operacionais

3.7 PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Os ensaios experimentais foram planejados com o objetivo de identificar os efeitos da vazão e do estado do ar, da temperatura de evaporação, da geometria do trocador de calor, do tipo de aleta e da curva característica do ventilador sobre a taxa de transferência de calor, a taxa de acúmulo de geada e a perda de carga do ar que ocorrem no trocador de calor. Com base na teoria de nucleação e nas faixas de aplicação de refrigeração comercial, presentes na norma ISO 23953-2 (2005), estabeleceu-se os valores das variáveis independentes a serem investigadas. A Tabela 5 mostra os limites empregados para umidade relativa (ϕ), temperatura do ar na entrada do evaporador ($T_{ar,e}$), temperatura da superfície do tubo evaporador (T_e), vazão volumétrica de ar (V), densidade de aleta e tipo de aleta.

As curvas características dos ventiladores utilizados durante os experimentos são apresentadas na Figura 32, cujas equações e coeficientes estão descritos no Apêndice I. As curvas características de operação I e II representam ventiladores do tipo axial com 11,6 cm e 14,8 cm de distância entre as extremidades das pás opostas, respectivamente.

Tabela 5 – Valores limites para as variáveis independentes

Variável	Unidade	Faixa de operação	
ϕ	[%]	74	85
$T_{ar,e}$	[°C]	2,5	7,0
T_e	[°C]	-10,0	-5,0
ΔT_{sup}	[°C]	3,5	14,5
V	[m ³ h ⁻¹]	60	250
Densidade de aletas	[m ⁻¹]	220	470
Tipo de aleta	-	wavy	louvered

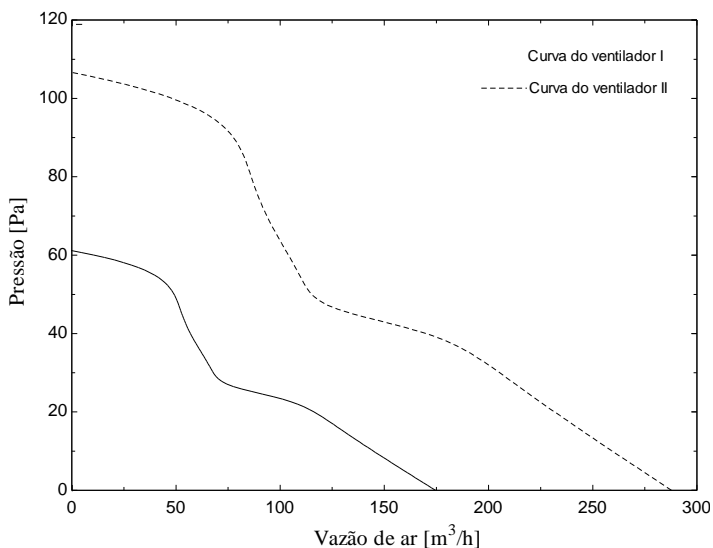


Figura 32 – Curvas características de operação dos ventiladores emulados durante os testes

3.8 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram apresentados os detalhes construtivos e operacionais do aparato experimental, incluindo os aspectos relacionados à análise de incertezas envolvidas no experimento e a repetitividade do aparato experimental. As equações empregadas no processamento dos dados também foram apresentadas, juntamente com as faixas de aplicação e o planejamento dos experimentos. Os dados experimentais obtidos na bancada são fundamentais para a validação do modelo computacional que prevê o crescimento e o adensamento de geada sobre o evaporador, foco principal do capítulo a seguir.

4.1 INTRODUÇÃO

Um modelo matemático foi desenvolvido para simular o efeito das diferentes variáveis que influenciam no crescimento de geada sobre a superfície de evaporadores do tipo tubo aletado que operam sob o escoamento forçado de ar úmido. O modelo tem como objetivos estimar a massa de geada acumulada, o volume por ela ocupado, as taxas de transferência de calor sensível e latente, o estado do ar na saída do evaporador e a perda de carga do escoamento de ar. Tais informações são obtidas em função da geometria e da temperatura de operação do evaporador, do estado psicrométrico do ar na entrada e da curva característica do ventilador. Dessa forma, é possível dimensionar o par ventilador-evaporador através da avaliação do desempenho termo-hidráulico do sistema e obter informações a respeito das alterações geométricas e térmicas que ocorrem no trocador de calor à medida que a camada de geada se forma.

O aspecto transiente do fenômeno é abordado como quase-estático, dividindo o processo em pequenos intervalos de tempo dentro dos quais o fenômeno pode ser considerado como em regime permanente. Desta maneira, o único efeito transiente está no aumento da espessura da massa e da camada de geada, enquanto as parcelas de acúmulo de energia referentes aos processos de difusão de calor e massa no interior da camada de geada são desprezíveis. Adicionalmente, o evaporador foi discretizado no sentido do escoamento, para que a taxa de deposição de geada em cada fileira de tubos fosse analisada de forma independente.

4.2 SIMPLIFICAÇÕES

Frente às complexidades inerentes aos fenômenos físicos envolvidos nos processos de crescimento e adensamento da geada, foram adotadas as seguintes simplificações no desenvolvimento do modelo matemático:

- a) Os processos de difusão de calor e massa na camada de geada são considerados quase-estáticos e unidimensionais;
- b) A espessura da camada de geada é uniforme ao longo da superfície do volume de controle;
- c) A densidade da geada é uniforme ao longo da superfície do volume de controle;
- d) A pressão é uniforme no interior da camada de geada;
- e) A analogia de Chilton-Colburn para a transferência de calor e massa é aplicável;
- f) As propriedades termofísicas são uniformes.

Em relação ao modelo do evaporador assume-se que:

- a) Não há realização de trabalho sobre o sistema;
- b) O coeficiente global de transferência de calor é constante no volume de controle (i.e., em cada fileira de tubos);
- c) A temperatura da superfície dos tubos é uniforme ao longo do volume de controle;
- d) A velocidade do ar é uniforme em cada secção transversal do volume de controle;
- e) As propriedades do ar são constantes no interior do volume de controle;
- f) A dissipação viscosa, as forças de campo e a variação de energia cinética são desprezíveis.

4.3 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Realizando balanços de energia térmica sensível do ar e de massa de vapor d'água no volume de controle (vc_i) apresentado na Figura 33, que corresponde ao perímetro de troca térmica definido pela linha tracejada multiplicado pela profundidade do trocador de calor, obtém-se as seguintes equações diferenciais, respectivamente:

$$\frac{dT_{ar}}{dA} = \frac{h_c \eta}{\dot{m} c_{p,ar}} (T_s - T_{ar}) \quad (8)$$

$$\frac{d\omega}{dA} = \frac{h_m \eta}{\dot{m}} (\omega_s - \omega) \quad (9)$$

onde h_c é o coeficiente convectivo de transferência de calor [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$], $c_{p,ar}$ é o calor específico à pressão constante do ar seco [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$], T_s é temperatura da superfície da geadá [K], T_{ar} é temperatura do ar [K], h_m é o coeficiente convectivo de transferência de massa [$\text{kg}_{ar} \text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$], ω_s é a umidade absoluta do ar saturado na temperatura da superfície da geadá [$\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}^{-1}_{ar}$], ω é a umidade absoluta do ar [$\text{kg}_{\text{água}} \text{kg}^{-1}_{ar}$], \dot{m} é a vazão mássica de ar [kg s^{-1}], A é a área do volume de controle [m^2] e η é a eficiência global da superfície aletada [-], cujo equacionamento leva em consideração o efeito isolante térmico da camada de geadá e está detalhando no APÊNDICE VI.

Substituindo T e ω por uma variável genérica y e utilizando um parâmetro adimensional ψ é possível agrupar as equações (8) e (9) em uma única equação diferencial (10), que está sujeita à condição de contorno (11).

$$\frac{dy}{dA} = \frac{h_c \eta}{\dot{C}_{ar} \psi} (y_s - y) \quad (10)$$

$$A = 0; \quad y = y_{ar,i} \quad (11)$$

onde \dot{C}_{ar} é a taxa de capacidade térmica do ar seco [W K^{-1}].

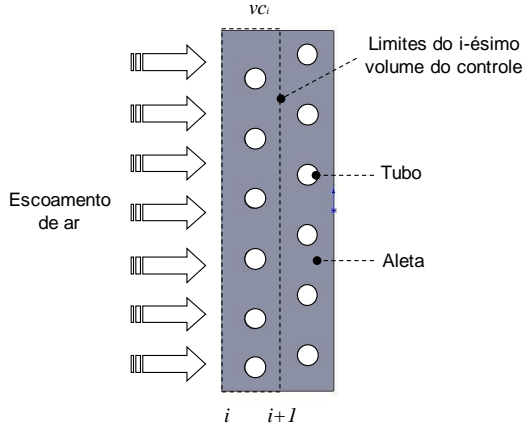


Figura 33 – Volume de controle posicionado sobre a i -ésima fileira de tubos do evaporador

A partir da equação (10), recupera-se a equação de conservação da energia sensível substituindo a variável genérica y pela temperatura do ar T_{ar} e o parâmetro ψ por 1. Por sua vez, a equação de conservação da massa de vapor d'água é recuperada substituindo a variável genérica y pela umidade absoluta do ar ω e o parâmetro ψ pelo número de Lewis efetivo (Le^*) elevado à potência de 2/3:

$$Le^* = Le \left(\frac{\tau}{\varepsilon} \right) = \left(\frac{\alpha}{D_{ab}} \right) \left(\frac{\tau}{\varepsilon} \right) \quad (12)$$

onde α é a difusividade térmica do ar [$m^2 s^{-1}$], D_{ab} a difusividade molecular do vapor d'água no ar [$m^2 s^{-1}$], τ a porosidade da geada [-] e ε a tortuosidade da geada [-]. Como descrito no item 2.1 deste trabalho, τ e ε são parâmetros adimensionais que representam as características estruturais do meio poroso e influenciam a difusividade molecular do vapor d'água no ar retido no interior da camada de geada. Portanto, a utilização do número de Lewis efetivo é adotada para considerar a influência do meio poroso sobre o processo de transferência de massa, assumindo que a energia térmica é difundida principalmente pelo sólido, enquanto a massa é difundida através dos poros.

Utilizando as simplificações apresentadas no item 4.2, integra-se analiticamente a equação (10) ao longo do volume de controle a fim de obter a equação (13), que representa as propriedades do escoamento de ar a jusante de cada fileira de tubos:

$$y_{ar,i+1} = y_s - (y_s - y_{ar,i}) \exp\left(-\frac{h_{c,vc_i} \eta_{s,vc_i} A_{s,vc_i}}{\rho_{ar,vc_i} c_{p,ar,vc_i} V \psi}\right) \quad (13)$$

onde ρ_{ar} é a massa específica do ar seco [kg m^{-3}], $c_{p,ar}$ o calor específico à pressão constante do ar seco [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$], V a vazão volumétrica de ar [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] e o índice s refere-se à superfície do evaporador. Dessa forma, a temperatura e a umidade absoluta do ar a jusante do escoamento são expressas, respectivamente, por:

$$T_{ar,i+1} = T_s - (T_s - T_{ar,i}) \exp\left(-\frac{h_{c,vc_i} \eta_{s,vc_i} A_{s,vc_i}}{\rho_{ar,vc_i} c_{p,ar,vc_i} V}\right) \quad (14)$$

$$\omega_{i+1} = \omega_{sat,s} - (\omega_{sat,s} - \omega_i) \exp\left(-\frac{h_{c,vc_i} \eta_{s,vc_i} A_{s,vc_i}}{\rho_{ar,vc_i} c_{p,ar,vc_i} V L e^{*2/3}}\right) \quad (15)$$

onde o índice sat indica a condição de saturação.

Como as equações (14) e (15) dependem da temperatura da superfície da geadá (T_s) e da umidade absoluta do ar na superfície da geadá ($\omega_{sat,s}$), torna-se necessária a determinação dessas variáveis. Portanto, realizam-se os balanços de massa de vapor d'água e energia no interior do meio poroso.

Aplicando inicialmente o balanço de massa de vapor d'água no volume de controle representado na Figura 34 obtém-se:

$$\frac{dm''}{dx} = \dot{M} \quad (16)$$

onde m'' representa o fluxo da taxa de massa de vapor d'água [$\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$] no interior da camada de geada.

Relacionando o termo de consumo de vapor d'água do ar \dot{M} [$\text{kg s}^{-1}\text{m}^{-3}$], presente no lado direito da equação (16), com um coeficiente de dessublimação de vapor d'água λ [s^{-1}], obtém-se

$$\dot{M} = -\lambda \rho_{ar} \omega \quad (17)$$

e substituindo a definição da Lei de Fick na equação (16), obtém-se a equação diferencial (18) sujeita às condições de contorno (19).

$$\frac{d^2 \omega}{dx^2} = \frac{\lambda \tau}{D_{ab} \varepsilon} \omega \quad (18)$$

$$x = 0; \quad \frac{d\omega}{dx} = 0 \quad (19)$$

$$x = 0; \quad \omega = \omega_{sat,e}$$

Fisicamente, a equação (18) mostra que a variação do fluxo de massa no interior do volume de controle corresponde à taxa de dessublimação de vapor d'água que ocorre durante o processo de formação de geada. Como condições de contorno, assume-se que na base da camada de geada ($x=0$) não ocorre transferência de massa e que, nessa mesma posição, o ar encontra-se saturado na temperatura do evaporador.

Integrando a equação (18), obtém-se o perfil de umidade absoluta em função da espessura da camada de geada:

$$\omega(x) = \omega_{sat,e} \cosh \left(\sqrt{\frac{\lambda \tau x^2}{\varepsilon D_{ab}}} \right) \quad (20)$$

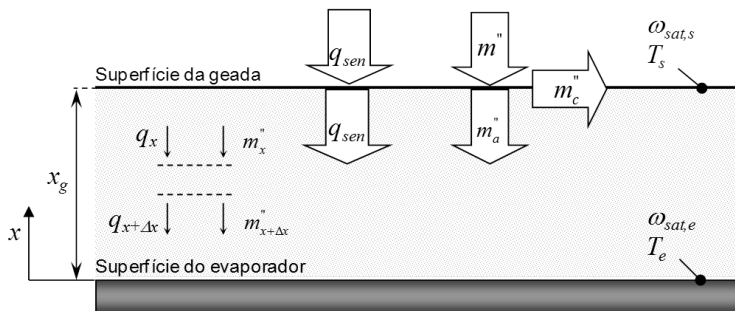


Figura 34 – Fluxos de calor e massa na camada de geada

Na sequência, realiza-se o balanço de energia no volume de controle representado na Figura 34, obtendo-se:

$$\frac{dq}{dx} = \dot{i} \quad (21)$$

Relacionando o termo de geração de calor \dot{i} [W m^{-3}] com a taxa de dessublimação de vapor d'água e o calor latente de dessublimação do vapor d'água L [J kg^{-1}] obtém-se:

$$\dot{i} = \lambda \rho_{ar} \omega L \quad (22)$$

Substituindo o perfil de umidade absoluta descrito pela equação (20) e a definição da Lei de Fourier na equação (21), obtém-se a equação diferencial (23), sujeita às condições de contorno (24)

$$k_g \frac{d^2 T}{dx^2} = -\lambda L \rho_{ar} \omega_{sat,e} \cosh \left(\sqrt{\frac{\lambda \tau x^2}{\varepsilon D_{ab}}} \right) \quad (23)$$

$$x = 0; \quad T = T_e$$

$$x = x_g; \quad k_g \frac{dT}{dx} = q_{sen} + m_c'' L \quad (24)$$

onde k_g representa a condutividade térmica da geada [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$], x identifica a posição na camada de geada [m] e m_c'' representa o fluxo da taxa de crescimento da camada de geada [kg s^{-1}].

A equação (23) mostra que a variação do fluxo de calor no interior do volume de controle corresponde ao fluxo de calor latente associado ao processo de dessublimação do vapor d'água. As condições de contorno (24) assumem que a base da camada de geada ($x=0$) encontra-se à mesma temperatura do evaporador e que o fluxo de calor na superfície da camada de geada ($x=x_g$) é equivalente a taxa de calor sensível e latente removidas da corrente de ar.

Integrando a equação (23), obtém-se o perfil de temperatura em função da espessura da camada de geada, que é expresso por:

$$T(x) = T_e + \frac{q_{tot}'' x}{k_g} + \frac{L \rho_{ar} D_{ab} \varepsilon \omega_{sat,e}}{k_g \tau} \left(1 - \cosh \left(\sqrt{\frac{\tau \lambda x^2}{\varepsilon D_{ab}}} \right) \right) \quad (25)$$

Avaliando as equações dos perfis de umidade absoluta e temperatura na superfície da camada de geada ($x=x_g$) obtém-se, respectivamente (Hermes *et al.*, 2009):

$$\omega_s = \omega_{sat,e} \cosh(Ha_{x_g}) \quad (26)$$

$$T_s = T_e + \frac{q_{tot}'' x_g}{k_g} + \frac{L \rho_{ar,\infty} D_{ab} \varepsilon \omega_{sat,e}}{k_g \tau} \left(1 - \cosh Ha_{x_g} \right) \quad (27)$$

onde T_e é a temperatura da superfície do evaporador [K], q_{tot}'' o fluxo de calor total [W m^{-2}], x_g a espessura da camada de geada [m] e Ha_{x_g} o número de Hatta avaliado em $x = x_g$, sendo esse expresso por:

$$Ha_{x_g} = \sqrt{\frac{\tau \lambda x_g^2}{\varepsilon D_{ab}}} = \arccos h \left(\frac{\omega_{sat,s}}{\omega_{sat,e}} \right) \quad (28)$$

O número de Hatta é um parâmetro adimensional que relaciona as escalas de tempo características dos processos de difusão e dessublimação. Deve-se mencionar que a relação entre Ha_{x_g} e o gradiente de umidade absoluta no interior da camada de geada é obtida da equação (26), considerando que na posição $x = x_g$ o ar encontra-se saturado na temperatura T_s , de forma que $\omega = \omega_{sat,s}$.

As taxas de transferência de calor sensível (q_{sen}), latente (q_{lat}) e total (q_{tot}) são determinadas em cada volume de controle (vc) a partir das seguintes equações:

$$q_{sen,vc} = \rho_{ar} V c_{p,ar} (T_i - T_{i+1}) \quad (29)$$

$$q_{lat,vc} = \rho_{ar} V (\omega_i - \omega_{i+1}) L \quad (30)$$

$$q_{tot,vc} = q_{sen,vc} + q_{lat,vc} \quad (31)$$

A perda de carga do ar através do volume de controle foi determinada com base na equação proposta por Kays e London (1984):

$$\Delta p_{ar,vc} = 2C_f \frac{z_{vc} (\dot{m} / A_{min})^2}{D_h} \left(\frac{1}{\rho_{ar}} \right) \quad (32)$$

onde C_f é o coeficiente de atrito de Fanning [-], z_{vc} é o comprimento do volume de controle na direção do escoamento [m], \dot{m} é a vazão mássica de ar [kg s^{-1}], A_{min} é a área mínima de passagem [m^2], ρ_{ar} é a massa específica do ar no volume de controle [kg m^{-3}] e D_h o diâmetro hidráulico [m], que é expresso da seguinte forma:

$$D_h = \frac{4A_{min} z_{vc}}{A_{vc}} \quad (33)$$

onde A_{vc} é a área superficial total do evaporador no volume de controle [m^2].

A perda de carga total do ar no evaporador permite a determinação da vazão volumétrica de ar fornecida pelo ventilador, a partir da sua curva característica. No entanto, esse procedimento é iterativo, pois o coeficiente de atrito também é uma função da vazão de ar.

Como a determinação da temperatura da superfície (T_s) depende da taxa de transferência de calor total (q_{tot}) e da espessura da camada de geada (x_g), torna-se necessário um segundo procedimento iterativo, uma vez que essas variáveis também são dependentes entre si.

4.4 VARIAÇÃO DA GEOMETRIA EM VIRTUDE DA FORMAÇÃO DE GEADA

Como a formação de geada altera a geometria do evaporador ao longo do tempo, é necessário prever as taxas de crescimento da geada em função das demais variáveis com o objetivo de calcular a vazão de ar movimentada pelo ventilador a cada instante. A Figura 35 mostra um corte longitudinal de um tubo aletado coberto por uma camada de geada com espessura média x_g , ilustrando o aumento do diâmetro do tubo e da espessura das aletas, que provocam a redução gradativa da área livre para a passagem do ar.

Um balanço de massa na superfície da camada de geada mostra que o fluxo de massa de água (\dot{m}) que migra do ar para o volume de controle (ver Figura 34) pode ser expresso pela equação (34), onde ρ_g é a densidade da geada [kg m^{-3}], \dot{m}_c e \dot{m}_a são, respectivamente, os fluxos de crescimento e adensamento da geada [$\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$] e h_m o coeficiente convectivo de transferência de massa [$\text{kg}_{ar} \text{m}^{-2}\text{s}^{-1}$].

$$\dot{m} = \frac{d}{dt}(\rho_g x_g) = \rho_g \frac{dx_g}{dt} + x_g \frac{d\rho_g}{dt} = \dot{m}_c + \dot{m}_a = h_m (\omega_{ar,i} - \omega_{sat,s}) \quad (34)$$

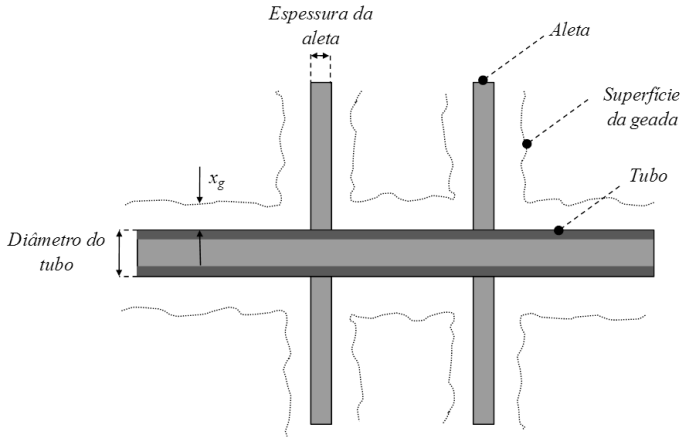


Figura 35 – Alteração geométrica do evaporador decorrente da formação de geada

Correlacionando experimentalmente a densidade da geada em função da temperatura da superfície (T_s) e da temperatura de orvalho do ar (T_{orv}), como indicado na equação (35), pode-se obter uma solução analítica para o fluxo de crescimento da geada (\dot{m}_c).

$$\rho_g = a \exp(bT_s + cT_{orv}) \quad (35)$$

Considerando que o fluxo de calor na superfície da geada é dado pela equação,

$$k_g \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=x_g} = \dot{q}_{sen} + \dot{m}_c L \quad (36)$$

onde k_g é a condutividade térmica da geada, e empregando a derivada da equação (35) em relação ao tempo, combinada com a equação (34), obtém-se a equação (37), cuja raiz positiva representa o fluxo de crescimento da geada.

$$\left(\frac{x_g bL}{k_g}\right) m_c''^2 + \left(1 + \frac{x_g b q_{sen}''}{k_g}\right) m_c'' - m'' = 0 \quad (37)$$

Dessa maneira, após a determinação de m_c'' e da densidade do meio poroso (ρ_g), determina-se a taxa de crescimento da camada de geada através da equação diferencial (38), sujeita a condição inicial (39).

$$\frac{dx_g}{dt} = \frac{m_c''}{\rho_g} \quad (38)$$

$$t = 0; \quad x_g = \delta_g \quad (39)$$

4.5 EQUAÇÕES DE FECHAMENTO

Para o fechamento do problema são necessárias equações para os coeficientes de convecção (h_c) e de atrito (C_f). Para essa finalidade, foram selecionadas as correlações empíricas propostas por Kim *et al.* (2008), obtidas através de experimentos com trocadores de calor compactos do tipo tubo aletado, as quais expressam h_c em função do fator j de Colburn. A Equação (40) expressa o fator j quando o número de fileiras de tubos (NF) é maior ou igual a três. Caso $NF < 3$, empregam-se as Equações (41) e (42) quando $Re_{Dc} \leq 1000$ ou $Re_{Dc} > 1000$, respectivamente.

$$j_3 = 0,170 Re_{Dc}^{-0,339} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0,193} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-1,83} \left(\frac{P_l}{2P_d}\right)^{-2,75} \left(\frac{P_d}{F_p}\right)^{-1,84} \quad (40)$$

$$j_{1,2} = (1,69 - 0,254 NF) j_3 \quad (41)$$

$$j_{1,2} = (1,04 - 0,0067 NF) j_3 \quad (42)$$

$$Re_{Dc} = \frac{u_{max} D_c}{v_{ar}} \quad (43)$$

$$j = St Pr^{2/3} \quad (44)$$

$$St = \frac{h_c}{Gc_p} \quad (45)$$

O fator de atrito f é calculado através da Equação (46), composta por parcelas associadas ao atrito nas aletas (f_{al}) e nos tubos (f_t),

$$f = f_{al} \frac{A_{al}}{A_{tot}} + f_t \left(1 - \frac{A_{al}}{A_{tot}}\right) \left(1 - \frac{F_p}{F_f}\right) \quad (46)$$

$$f_{al} = 2,061 \text{Re}_{\text{Dc}}^{-0,511} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0,754} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-0,241} \left(\frac{P_l}{2P_d}\right)^{-0,221} \left(\frac{P_d}{F_p}\right)^{-0,113} \text{NF}^{-0,0664} \quad (47)$$

$$f_t = \frac{1}{\pi} \left[0,25 + \frac{0,118}{(P_t / D_c - 1)^{1,08} \text{Re}_{\text{Dc}}^{0,16}} \right] \left(\frac{P_t}{D_c} - 1\right) \quad (48)$$

onde D_c representa o diâmetro externo do tubo somado à espessura do colarinho da aleta [m], F_p o espaçamento entre as aletas [m], P_l a projeção frontal da borda corrugada do aleta [m], P_t o espaçamento vertical entre os tubos de uma mesma fileira e P_l o espaçamento horizontal entre tubos de fileiras adjacentes.

A influência da porosidade (ε) e da tortuosidade (τ) da geada sobre a difusão de vapor d'água foi determinada com base nas seguintes equações (Na e Webb, 2004a),

$$\varepsilon = \frac{\rho_g - \rho_{\text{gelo}}}{\rho_{v,\text{sat}} - \rho_{\text{gelo}}} \quad (49)$$

$$\tau = \frac{\varepsilon}{1 - \sqrt{1 - \varepsilon}} \quad (50)$$

onde $\rho_{v,\text{sat}}$ é a densidade do vapor d'água saturado na temperatura da superfície da geada.

As correlações utilizadas para estimar a condutividade térmica da geada (k_g) e a difusividade do vapor no ar (D_{ab}) foram obtidas do trabalho de Lee *et al.* (1997) e são apresentadas a seguir:

$$k_g = 0,132 + 3,13 \cdot 10^{-4} \rho_g + 1,6 \cdot 10^{-7} \rho_g^2 \quad (50 < \rho_g < 400 \text{ kg m}^{-3}) \quad (51)$$

$$D_{ab} = (0,1326T - 14,042) \cdot 10^{-6} \quad (228 < T < 288 \text{ K}) \quad (52)$$

Como a camada de geada é formada por cristais de gelo e espaços preenchidos com ar, a condutividade térmica depende fortemente da densidade do meio poroso. O comportamento da condutividade térmica da geada (k_g), previsto pela equação (51), e da difusividade molecular do vapor d'água no ar (D_{ab}), previsto pela equação (52), são apresentados, respectivamente, nas Figura 36 e Figura 37.

As curvas características dos ventiladores emulados e seus respectivos coeficientes são apresentados no Apêndice I.

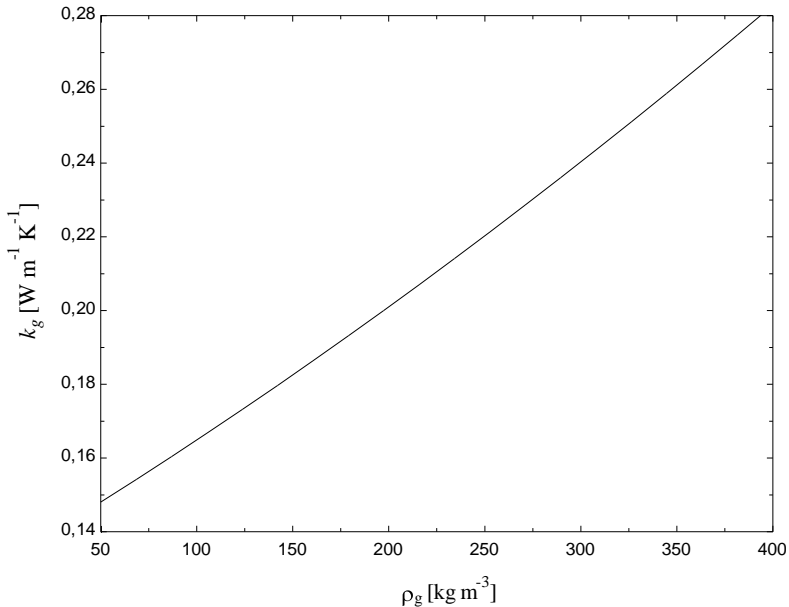


Figura 36 – Condutividade térmica da geada em função da densidade previsto pela equação (51)

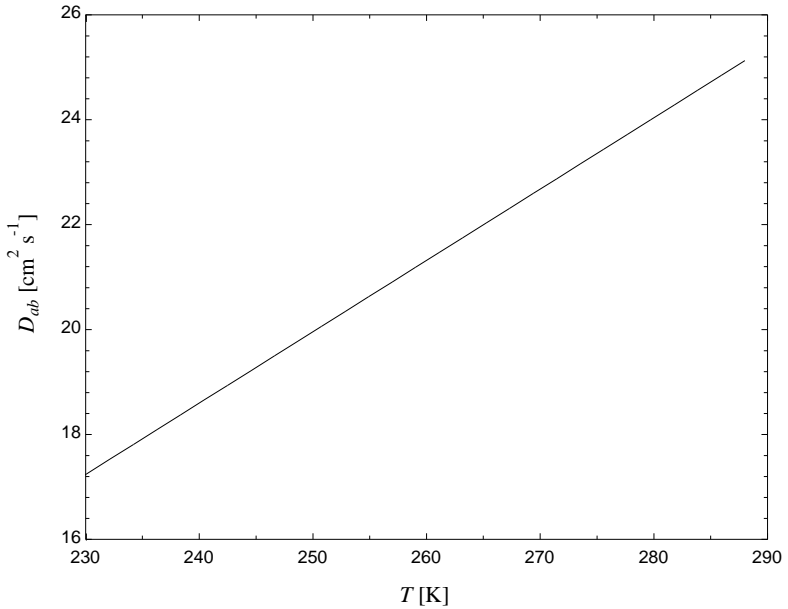


Figura 37 – Difusividade do vapor d’água no ar em função da temperatura previsto pela equação (52)

4.6 ALGORITMO DE SOLUÇÃO

A Figura 38 mostra o fluxograma do algoritmo de solução utilizado para analisar o desempenho de evaporadores sujeitos à formação de geada. Os dados de entrada do modelo são a geometria e a temperatura do evaporador, a curva característica do ventilador e a condição psicrométrica do ar na entrada do evaporador. Como condições iniciais para o processo de formação de geada, assume-se que a perda de carga no lado do ar é de 5 Pa, a espessura da camada de geada é igual a 10^{-3} mm e que a temperatura da superfície da geada encontra-se em equilíbrio térmico com a temperatura do evaporador. Adicionalmente, podem ser observados quatro laços iterativos utilizados (i) no cálculo da temperatura da superfície da geada, (ii) na solução do escoamento com transferência de calor e massa em cada fileira, (iii) na correção da perda de carga do ar no evaporador e (iv) na integração das equações no domínio do tempo. Esse último laço emprega o método adaptativo de solução de equações diferenciais ODE23 proposto por Shampine e Gordon (1997), que está disponível no programa MATLAB.

Com pequenas alterações no algoritmo pode-se manter a vazão de ar constante ao longo do tempo, através da eliminação do laço iterativo responsável pela correção da perda de carga no evaporador.

4.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Este capítulo forneceu detalhes do modelo matemático utilizado para simular a operação do conjunto ventilador- evaporador em condições propícias à formação de geada. As simplificações adotadas e as equações governantes foram também apresentadas. Descreveu-se o impacto do crescimento de geada sobre a geometria do evaporador e apresentaram-se as equações necessárias para o fechamento do problema. Ao final, apresentou-se um fluxograma que resume o procedimento de cálculo adotado.

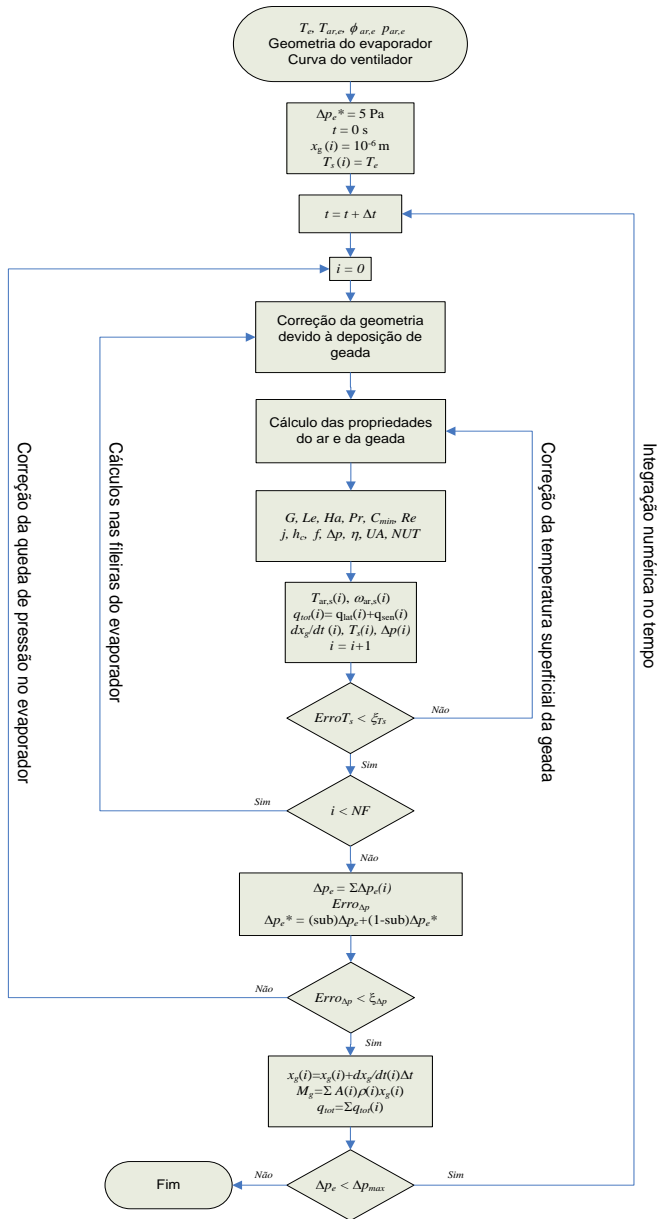


Figura 38 – Fluxograma do algoritmo de solução

5 RESULTADOS

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, os resultados experimentais obtidos em diferentes condições operacionais e geométricas são apresentados e analisados com o objetivo de identificar as variáveis que regem o processo de formação de geada e a sua influência sobre o trocador de calor. Estudos de visualização são também apresentados, com foco na influência das condições operacionais sobre a taxa de crescimento e as características morfológicas da camada de geada. Adicionalmente, a base de dados experimental será empregada para validar o modelo matemático, que é então utilizado para análise do desempenho termo-hidráulico do par ventilador- evaporador.

5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A base de dados experimental foi obtida com o objetivo de analisar experimentalmente a influência dos parâmetros geométricos e operacionais sobre o desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo aletado, em condições favoráveis à formação de geada. A Tabela 6 mostra o conjunto de testes realizados durante a atividade experimental, detalhando o modo de controle da vazão de ar utilizado, os tipos e densidades de aletas e os graus de super-resfriamento empregados, com as suas respectivas condições de temperatura e umidade absoluta.

Tabela 6 – Parâmetros geométricos e operacionais dos experimentos

Teste	Tipo de aleta	Densidade de aletas [aletas/cm]	ΔT_{sup} [°C]	$T_{ar,e}$ [°C]	$\omega_{ar,e}$ [g/kg]	T_e [°C]	V [m ³ /h]
1	wavy	2,2	14,5	7,0	5,4	-10,0	Ventilador I
2	wavy	2,2	10,0	2,5	3,9	-10,0	Ventilador I
3	wavy	2,2	5,0	2,5	3,9	-5,0	Ventilador I
4	wavy	2,2	14,5	7,0	5,4	-10,0	Ventilador II
5	wavy	2,2	10,0	2,5	3,9	-10,0	Ventilador II
6	louvered	2,2	14,5	7,0	5,4	-10,0	Ventilador I
7	louvered	2,2	10,0	2,5	3,9	-10,0	Ventilador I
8	wavy	3,2	10,0	2,5	3,9	-10,0	150
9	wavy	3,2	14,5	7,0	5,4	-10,0	Ventilador I
10	wavy	3,2	10,0	2,5	3,9	-10,0	Ventilador I
11	wavy	3,2	5,0	2,5	3,9	-5,0	Ventilador I
12	wavy	3,2	3,5	2,5	3,3	-5,0	Ventilador I
13	wavy	3,2	10,0	2,5	3,9	-10,0	Ventilador II
14	wavy	3,2	5,0	2,5	3,9	-5,0	Ventilador II
15	wavy	4,1	14,5	7,0	5,4	-10,0	Ventilador I
16	wavy	4,1	10,0	2,5	3,9	-10,0	Ventilador I
17	wavy	4,1	5,0	2,5	3,9	-5,0	Ventilador I
18	wavy	4,1	10,0	2,5	3,9	-10,0	150
19	wavy	4,1	5,0	2,5	3,9	-5,0	150
20	wavy	4,7	14,5	7,0	5,4	-10,0	Ventilador I
21	wavy	4,7	10,0	2,5	3,9	-10,0	Ventilador I
22	wavy	4,7	5,0	2,5	3,9	-5,0	Ventilador I
23	wavy	4,7	3,5	2,5	3,3	-5,0	Ventilador I

A Figura 39 mostra a massa de geada acumulada em função do tempo durante os testes 9, 10, 11, 12, 20, 21, 22 e 23 da Tabela 6. Verifica-se que o aumento da densidade de aletas ou do grau de super-resfriamento eleva a taxa de formação de geada sobre o evaporador. Observa-se também uma redução progressiva na taxa de formação de geada nos testes com super-resfriamento iguais a 10,0°C e 14,5°C. Tal variação ocorre devido às reduções da temperatura da superfície da geada e da vazão de ar fornecida pelo ventilador, que conseqüentemente reduzem a transferência de massa entre o ar e a camada de geada. Ao comparar os testes 20 e 23, realizados com o evaporador com 4,7 aletas/cm, verifica-se que após 30 minutos a massa acumulada empregando $\Delta_{sup}=14,5^{\circ}\text{C}$ é cerca de oito vezes maior que a massa obtida no teste com $\Delta_{sup}=3,5^{\circ}\text{C}$. Essa diferença significativa evidencia o forte efeito do grau de super-resfriamento sobre o processo de formação de geada e a possibilidade da obtenção de baixas taxas de formação de geada, mesmo com o evaporador operando abaixo de 0°C.

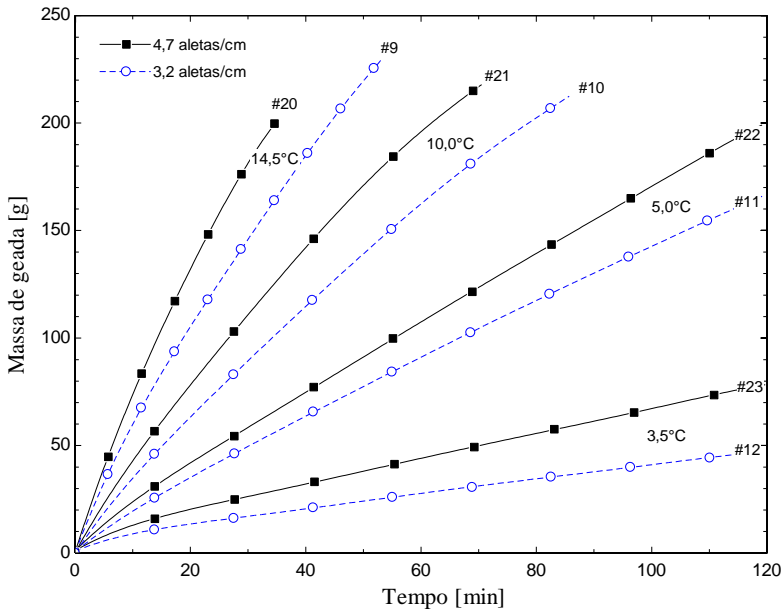


Figura 39 – Massa de geada acumulada para diferentes espaçamentos de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I

A Figura 40 mostra o efeito exercido pelo acúmulo de geadas sobre a perda de carga do ar no evaporador. Observa-se que a perda de carga do ar se eleva com o aumento da densidade de aletas e do grau de super-resfriamento. Verifica-se também que ao longo dos testes com grau de super-resfriamento de 3,5°C, a perda de carga do ar no evaporador permanece praticamente inalterada, indicando que as pequenas quantidades de gelo que se formam nessa condição exercem pouco efeito sobre o escoamento. As inflexões observadas nas tendências dos pontos experimentais dos testes realizados com graus de super-resfriamento de 10,0°C e 14,5°C refletem o comportamento da curva característica de operação empregada e indicam o início da região de estol do ventilador.

A Figura 41 mostra a maneira pela qual o aumento na queda de pressão do ar no evaporador influencia a vazão de ar fornecida pelo ventilador I. Observa-se que a vazão de ar decresce com maior velocidade para altos graus de super-resfriamento e que o valor final atingido, nos casos de 10,0°C e 14,5°C de super-resfriamento, é menor que a metade do valor inicial.

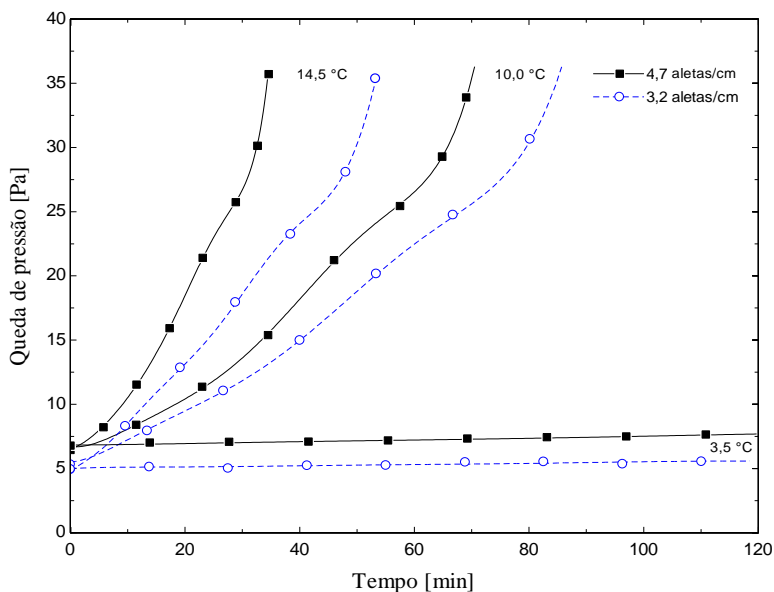


Figura 40 – Queda de pressão do ar no evaporador para diferentes densidades de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I

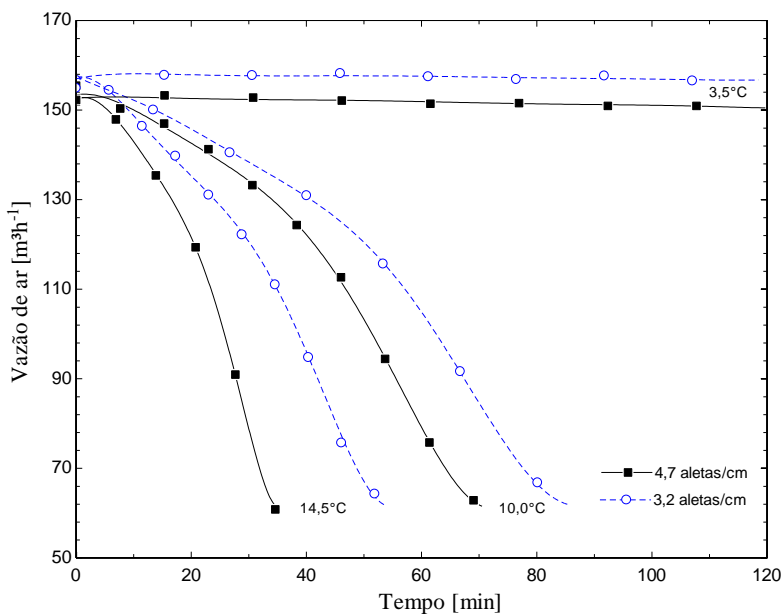


Figura 41 – Vazão de ar no evaporador para diferentes densidades de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I

A Figura 42 mostra a variação da queda de pressão do ar em função da massa de geada acumulada no evaporador com 4,1 aletas/cm operando com o ventilador I e graus de super-resfriamento iguais a 14,5°C ($T_e = -10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar} = 7,0^\circ\text{C}$; $\omega = 5,4 \text{ g kg}^{-1}$) e 5,0°C ($T_e = -5,0^\circ\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^\circ\text{C}$; $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$). Comparando as tendências dos experimentos, observa-se que a mesma massa de geada provoca uma maior queda de pressão para o caso com 14,5°C de super-resfriamento, evidenciando o forte efeito da densidade da geada sobre o desempenho do evaporador. Esse comportamento tem importantes consequências sobre o projeto de sistemas de refrigeração, pois mostra que a utilização de temperaturas de evaporação abaixo das necessárias acelera o bloqueio do trocador de calor devido à formação de uma camada de geada de baixa densidade. Destaca-se ainda que a formação de uma camada de geada menos densa também reduz a condutividade térmica do meio poroso, como apresentado na Figura 36.

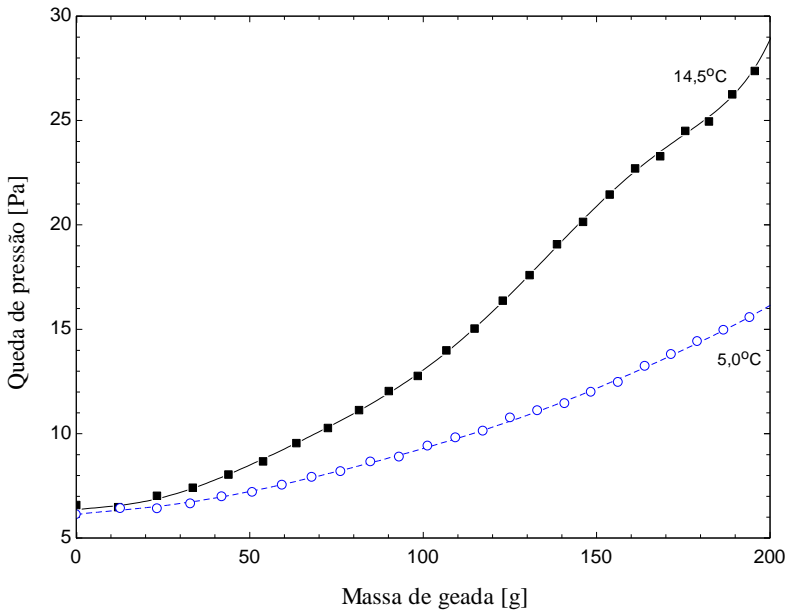


Figura 42 - Queda de pressão do ar em função da massa de geada acumulada no do evaporador com 4,1 aletas/cm operando com diferentes graus de super-resfriamento e o ventilador I

A Figura 43 compara a redução na taxa de transferência de calor total causada pelo processo de formação de geada, que ocorre em dois evaporadores com diferentes espaçamentos de aleta, ambos operando com a curva do ventilador I. Observa-se que o trocador de calor com alta densidade de aletas apresenta um melhor desempenho em baixos graus de super-resfriamento (3,5°C), mas essa situação se inverte quando o grau de super-resfriamento é elevado para 10,0°C e 14,5°C. Por exemplo, após 30 minutos de teste, o evaporador com alta densidade de aletas, que opera com super-resfriamento de 14,5°C, apresenta uma redução de 40% na taxa de transferência de calor e aproxima-se da taxa de transferência de calor do evaporador com baixa densidade de aletas operando nas mesmas condições. A Figura 43 também apresenta uma comparação entre os resultados de dois experimentos realizados com 10,0°C de super-resfriamento e 3,2 aletas/cm, nos quais a vazão de ar foi mantida constante em 150 m³/h (curva A) e variada de acordo com a

curva do ventilador I (curva B). Observa-se que, ao manter a vazão de ar constante, ocorre uma redução de 15% na taxa de transferência de calor, enquanto que ao empregar a vazão variável a redução é de 40%. Estes valores sugerem que o efeito do isolamento térmico da camada de geada não é tão importante como a redução da vazão de ar que ocorre devido às características da curva do ventilador empregado.

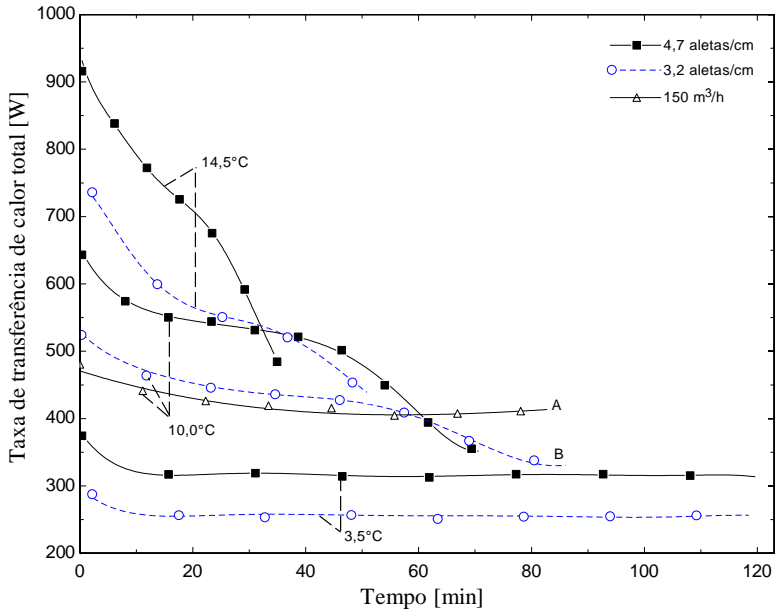


Figura 43 – Taxa de transferência de calor total para diferentes densidades de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I

A influência do ventilador sobre o desempenho termo-hidráulico do evaporador foi investigada comparando os resultados de testes realizados sob as mesmas condições, mas empregando diferentes curvas características. As equações dessas curvas estão apresentadas no APÊNDICE I, onde se observa que o ventilador II fornece maiores vazões de ar que o ventilador I para a mesma queda de pressão. As condições empregadas nos experimentos são referentes aos testes 1, 2, 4 e 5 da Tabela 6, realizados com aletas do tipo *wavy*, densidade de 2,2 aletas/cm e graus de super-resfriamento de 10,0°C e 14,5°C. A Figura 44

mostra que a utilização do ventilador II leva a maiores taxas de formação de geada, que resultam em uma diferença de aproximadamente 50 g ao final dos testes. Apesar da massa de geada adicional, verifica-se na Figura 45 que, durante todo o teste, o ventilador II é capaz de fornecer uma maior quantidade de ar ao evaporador, independente do grau de super-resfriamento empregado.

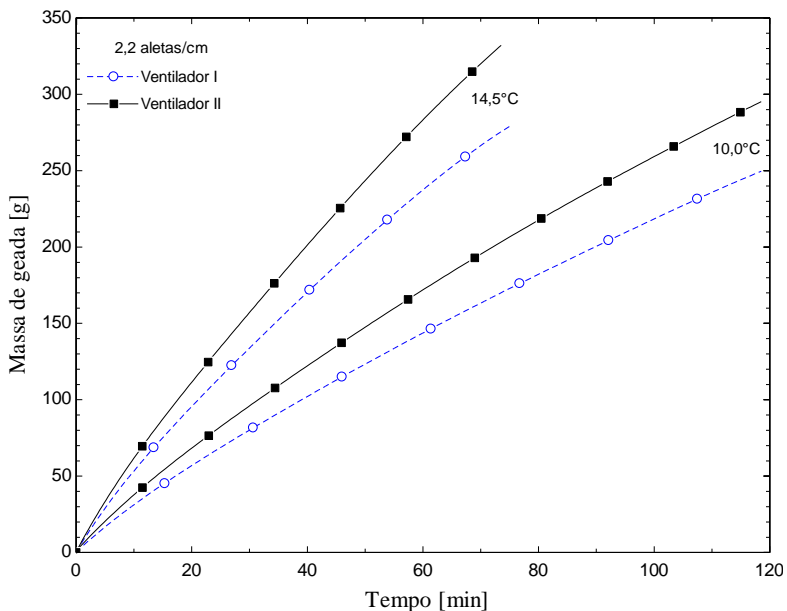


Figura 44 – Comparação da massa de geada acumulada ao empregando diferentes ventiladores, dois graus de super-resfriamento e 2,2 aletas/cm

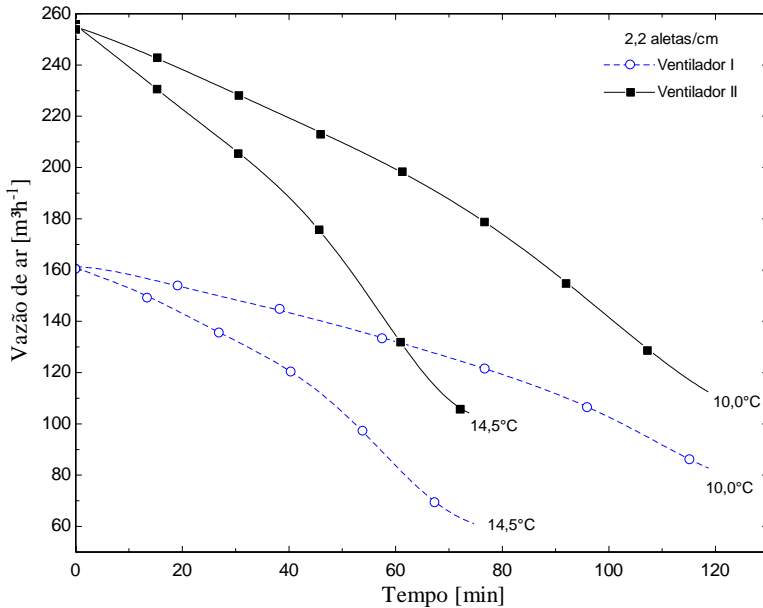


Figura 45 – Comparação da vazão de ar empregando diferentes ventiladores, dois graus de super-resfriamento e 2,2 aletas/cm

A variação da taxa de transferência de calor total associada ao emprego das diferentes curvas de ventiladores e graus de super-resfriamento é apresentada na Figura 46. Ao comparar os testes obtidos com 14,5°C de super-resfriamento, observa-se que apesar de haver uma maior queda da taxa de transferência de calor no início do teste realizado com a curva do ventilador II, ele mantém valores superiores ao longo de todo o intervalo de tempo analisado. Adicionalmente, observa-se que, para um mesmo grau de super-resfriamento, o ventilador II apresenta uma taxa de transferência de calor 20% superior à observada no ventilador I. Tais resultados comprovam a importância da curva característica de operação do ventilador sobre o desempenho termo-hidráulico do evaporador que opera com formação de geada.

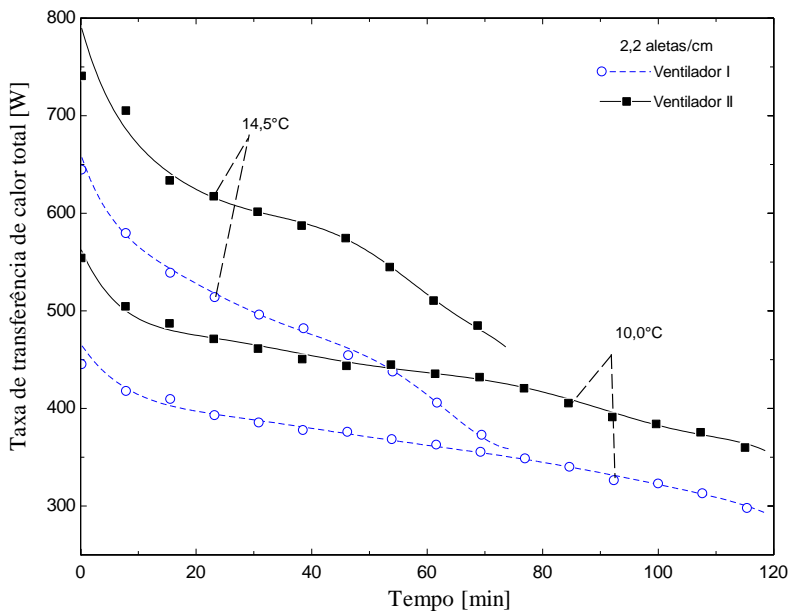


Figura 46 – Comparação da taxa de transferência de calor total empregando diferentes ventiladores, dois graus de super-resfriamento e 2,2 aletas/cm

A avaliação do efeito da utilização de aletas do tipo *wavy* e *louvered* sobre o desempenho termo-hidráulico do trocador de calor foi realizada empregando dois evaporadores com a mesma densidade de aletas, testados sob condições operacionais idênticas referentes aos testes 1, 2, 6 e 7 da Tabela 6. A Figura 47, que compara a massa de geada acumulada ao longo do tempo, mostra resultados semelhantes para o mesmo grau de super-resfriamento, cujas diferenças encontram-se dentro das incertezas do experimento (± 10 g), mostrando que a presença de *louvers* pouco afeta a taxa de formação de geada. No entanto, a Figura 48 mostra uma maior queda de vazão de ar para o evaporador com aletas com *louvers*. Observa-se que nos momentos iniciais do teste, a vazão de ar já é inferior no evaporador com aletas do tipo *louvered*, devido à obstrução causada pelas saliências dessa estrutura. Tal situação agrava-se após o início do processo de formação de geada, quando as aberturas dos *louvers* começam a ser obstruídas, o que reduz ainda mais a área livre de passagem de ar.

A Figura 49 compara a variação da taxa de transferência de calor total para os diferentes tipos de aleta e graus de super-resfriamento. Inicialmente, observa-se um melhor desempenho térmico do evaporador com aletas com *louvers*. No entanto, esse comportamento se inverte após 40 e 80 minutos para graus de super-resfriamento de 14,5°C e 10,0°C, respectivamente. Essa mudança deve-se principalmente à redução mais intensa da vazão de ar no evaporador com aletas com *louvers*. Adicionalmente, a obstrução das aberturas dos *louvers* compromete a sua função de impedir o crescimento da camada limite de velocidade do escoamento indicando que, para uma mesma geometria e condição operacional, o uso desse tipo de aleta na presença de geada degrada mais o desempenho do evaporador.

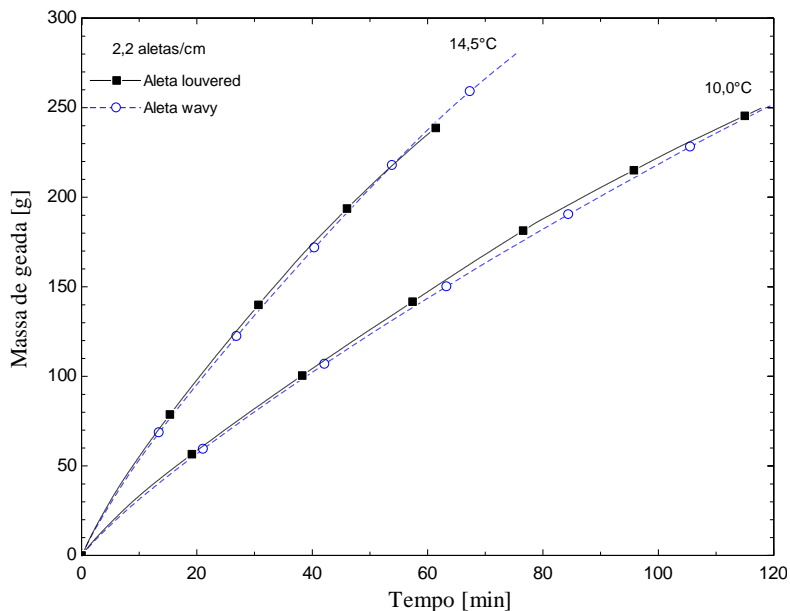


Figura 47 – Massa de geada acumulada em diferentes tipos de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I

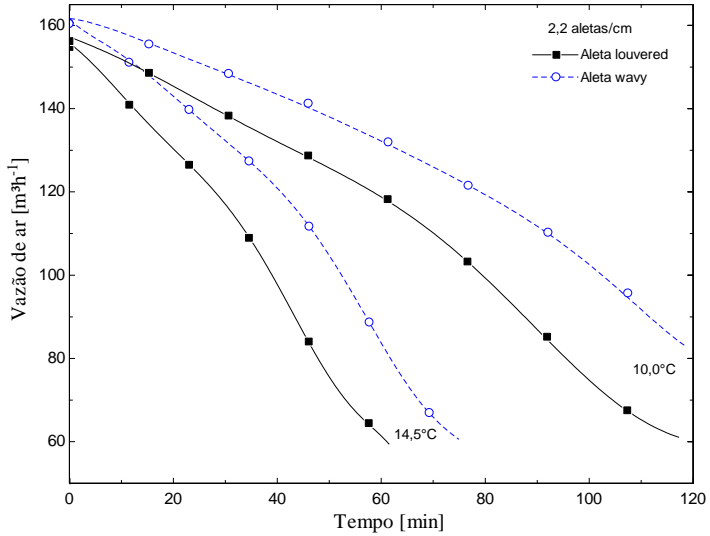


Figura 48 – Vazão volumétrica de ar para diferentes tipos de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I

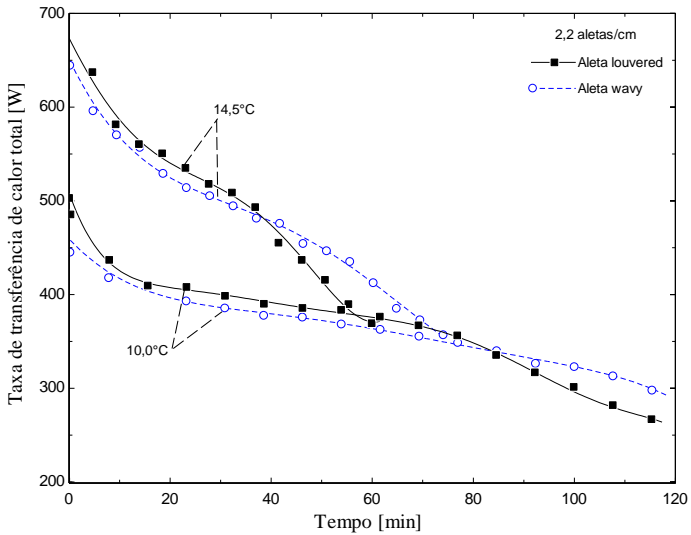


Figura 49 – Taxa de transferência de calor total para diferentes tipos de aleta e graus de super-resfriamento empregando o ventilador I

5.3 VISUALIZAÇÃO DO PROCESSO DE FORMAÇÃO DE GEADA

A análise visual da formação de geada foi realizada na face traseira do evaporador com espaçamento de 3,2 aletas/cm, operando com o ventilador I. Observaram-se os aspectos morfológicos e a espessura da camada de geada com os graus de super-resfriamento de 14,5°C, 10,0°C, 5,0°C e 3,5°C, cujas condições de operação estão descritas na Tabela 6. Como indicado na Figura 50, o centro da área analisada localizava-se a 80 mm da base e a 70 mm da lateral esquerda do evaporador, estando centralizada entre dois tubos horizontais adjacentes. O campo visual continha seis aletas, das quais três foram mantidas com a forma original de bordas corrugadas, enquanto as demais foram conformadas para facilitar a medição da espessura da camada de geada. Devido à forma irregular dos cristais, a espessura da camada de geada foi estimada a partir das médias das medições realizadas em três pontos, correspondentes a região superior, central e inferior de cada aleta analisada. Detalhes adicionais referentes ao procedimento de medição e estimativa das incertezas da espessura da camada de geada, equivalente a $\pm 0,1$ mm, estão descritos no APÊNDICE IV.

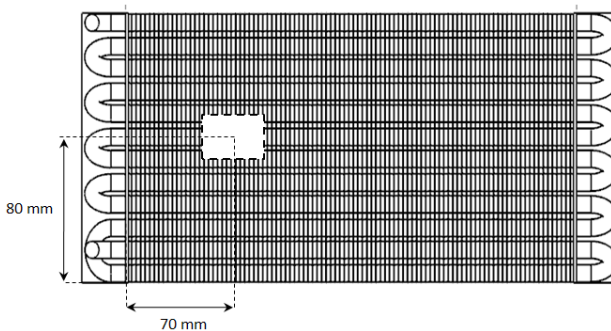


Figura 50 – Região de visualização do processo de formação de geada

A Figura 51 mostra a sequência de imagens obtidas com o ventilador I e super-resfriamento de 14,5°C, referente à condição $T_c = -10,0^\circ\text{C}$, $T_{ar} = 7,0^\circ\text{C}$ e $\omega = 5,4 \text{ g kg}^{-1}$. A imagem (a) corresponde ao momento inicial do teste e mostra a superfície das aletas completamente livre da presença de geada e um espaçamento entre as aletas de 3,1 mm.

Cinco minutos após o início do teste, a imagem (*b*) mostra a formação de uma fina camada de geada que se estende por quase toda a superfície aletada. Adicionalmente, são observados pequenos cristais nas bordas das aletas, que se distribuem de forma espaçada. Após 10 minutos, a imagem (*c*) mostra que a camada de geada cobre toda a superfície, atingindo uma espessura média de aproximadamente 0,2 mm. Na sequência (imagens *d*, *e*, *f*), observa-se que a camada de geada cresce e torna-se mais uniforme, ao passo que o espaçamento médio entre os cristais diminui, indicando o adensamento do meio poroso. Após 30 minutos (imagem *g*), o espaço livre entre as aletas apresenta uma redução de aproximadamente 50% em relação ao caso inicial, gerando a falsa impressão de que as camadas laterais se tocam em alguns pontos, o que ocorre devido ao formato ondulado das aletas. As imagens (*h*, *i*) mostram os momentos finais do processo de crescimento, que acaba reduzindo drasticamente a área livre de passagem de ar. A imagem (*j*) mostra a variação da espessura da camada de geada, na qual se observa uma taxa de crescimento de aproximadamente 1,5 mm/h.

A Figura 52 mostra a sequência de imagens obtidas com um grau de super-resfriamento de 10,0°C, referente à condição $T_e = -10,0^\circ\text{C}$; $T_{\text{ar}} = 2,5^\circ\text{C}$ e $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$. As imagens mostram um comportamento semelhante ao caso analisado com grau de super-resfriamento de 14,5°C, no qual o processo inicia com a formação de uma fina camada de geada que serve como base para o crescimento de cristais espaçados (imagens *b*, *c*). Na sequência (imagens *d*, *e*, *f*, *g*, *h*, *i*), a camada de geada cresce e adensa até o momento em que a área livre de passagem de ar é reduzida para 60% do valor inicial. A imagem (*j*) mostra que a espessura da camada de geada apresenta uma taxa de crescimento de aproximadamente 0,7 mm/h.

A Figura 53 mostra a sequência de imagens obtidas com um grau de super-resfriamento de 5,0°C, correspondente à condição $T_e = -5,0^\circ\text{C}$; $T_{\text{ar}} = 2,5^\circ\text{C}$ e $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$. Neste caso, as imagens (*b*) e (*c*) mostram a presença de uma fina camada de geada até 27 minutos. Somente após esse período de tempo, o surgimento de cristais na borda das aletas torna-se mais evidente (imagem *d*). Na sequência, observa-se o crescimento e adensamento da camada de geada (imagens *e*, *f*, *g*, *h*, *i*) até o encerramento do teste, quando a espessura do meio poroso atinge cerca de 0,4 mm. Como pode ser observado aos 30 minutos e 80 minutos da imagem (*j*), verifica-se que a variação da espessura da camada de geada em relação ao tempo deixa de apresentar um

comportamento linear. Esse comportamento também foi observado por Qu *et al.* (2006), mas deve-se mencionar que tais variações estão próximas à incerteza de medição e podem, portanto, ser desconsideradas. Como a taxa de transferência de massa nessa condição é praticamente constante (ver Figura 39), conclui-se que a redução da taxa de crescimento deve-se a um maior adensamento da camada de geada nessa condição.

A Figura 54 mostra a sequência de imagens obtidas com um grau de super-resfriamento igual a $3,5^{\circ}\text{C}$, correspondente à condição $T_e = -5,0^{\circ}\text{C}$; $T_a = 2,5^{\circ}\text{C}$ e $\omega = 3,3 \text{ g kg}^{-1}$. Neste caso, observou-se apenas a formação de uma fina camada de geada sobre a superfície do evaporador. Apesar da camada de geada ter sido detectada visualmente através da mudança da coloração da superfície, não foi possível realizar medições da sua espessura. Nesse ensaio em particular, o grau de super-resfriamento não foi grande o suficiente para iniciar o processo de crescimento, mesmo com o evaporador operando a uma temperatura de $-5,0^{\circ}\text{C}$.

Para comparar os resultados da análise visual, selecionaram-se algumas das imagens referentes às três diferentes condições que apresentaram um crescimento significativo da camada de geada. Como pode ser observado na Figura 55, após 10 minutos, os testes realizados com $14,5^{\circ}\text{C}$ e $10,0^{\circ}\text{C}$ de super-resfriamento apresentaram uma fina camada de geada e alguns cristais dispersos com espessuras em torno de 0,2 mm. No mesmo instante de tempo, a imagem obtida com $5,0^{\circ}\text{C}$ de super-resfriamento apresentava apenas uma fina camada de geada com espessura desprezível. Na sequência, para os tempos de 25 minutos e 40 minutos, o teste realizado com $14,5^{\circ}\text{C}$ de super-resfriamento passa a apresentar uma maior taxa de crescimento, atingindo a espessura de 1,0 mm aos 40 minutos, enquanto os testes realizados com grau de super-resfriamento iguais a $10,0^{\circ}\text{C}$ e $5,0^{\circ}\text{C}$ apresentam, respectivamente, espessuras equivalentes a 0,6 mm e 0,2 mm. Ao final dos ensaios, observa-se uma espessura média de 1,1 mm e 1,0 mm para os testes realizados com $14,5^{\circ}\text{C}$ e $10,0^{\circ}\text{C}$ de super-resfriamento, respectivamente. Neste caso, devido à menor taxa de transferência de massa e maior densidade da geada, o teste realizado com super-resfriamento de $10,0^{\circ}\text{C}$ exigiu cerca de 35 minutos a mais para atingir a espessura final. Após 120 minutos, verifica-se que o ensaio realizado com $5,0^{\circ}\text{C}$ de super-resfriamento apresenta uma espessura de 0,4 mm, que representa apenas 35% do valor obtido nas demais condições. Ao comparar o aspecto

morfológico da camada de geada, verifica-se que os ensaios realizados com 14,5°C e 10,0°C de super-resfriamento apresentam estruturas semelhantes, formadas principalmente por cristais em formato de agulha, orientados perpendicularmente a superfície da aleta. No entanto, verifica-se que o aspecto da camada de geada obtida com o grau super-resfriamento de 5,0°C apresentou diferenças significativas em relação aos demais testes. As imagens mostram que o teste conduzido com o evaporador a -5,0°C originou uma estrutura aparentemente mais densa e com aspecto granular, diferente do que foi observado quando o evaporador era mantido a -10,0°C.

O efeito da temperatura do evaporador sobre a morfologia da camada de geada é apresentado em detalhes na Figura 56, que mostra os resultados de dois testes realizados com o evaporador operando a -10,0°C e -3,0°C. Nas duas situações, empregou-se o ventilador I e o ar na condição de 7,0°C e $\omega=5,4 \text{ g kg}^{-1}$ de umidade absoluta. A imagem (a.1), obtida com o evaporador mantido a -10,0°C, mostra inicialmente a formação de uma camada de geada na superfície do evaporador, sobre a qual crescem estruturas com forma dendrítica que se desenvolvem predominantemente na direção perpendicular à superfície das aletas. Ao final do teste, como mostra a imagem (a.2), observa-se a predominância de estruturas com formato de agulhas posicionadas perpendicularmente a superfície aletada e de forma espaçada, o que reduz significativamente a densidade do meio poroso. Já no teste conduzido com o evaporador operando a -3,0°C verifica-se, através da imagem (b.1), que o processo inicia com o crescimento de placas maciças e adjacentes que formam uma superfície escamada. Neste caso, observa-se que a direção do crescimento é predominante paralela à superfície do evaporador e que praticamente não existem espaços entre as placas. Ao final do ensaio, a imagem (b.2) mostra que a estrutura resultante possui uma aparência fibrosa e mais densa que aquela obtida com o evaporador mantido a -10,0°C.

Os resultados de visualização mostram, portanto, que a temperatura do evaporador modifica não apenas a taxa de formação de geada, mas também altera significativamente o padrão de crescimento dos cristais da geada, o que consequentemente altera a densidade do meio poroso resultante. Estas observações estão de acordo com o trabalho realizados por Hayashi *et al.* (1977) e Chen *et al.* (2003), que também identificaram um forte efeito da temperatura da superfície sobre a morfologia e a taxa de crescimento da camada de geada. No entanto,

ao contrário do que foi relatado por Wu *et al.* (2007), em nenhum dos ensaios realizados observou-se a formação de gotas de condensado sobre a superfície das aletas. Em termos práticos, observa-se que a elevação da temperatura do evaporador, que pode ser compensada pelo aumento da área do trocador de calor para manter a taxa de transferência de calor, favorece o crescimento de uma camada de geada mais densa, capaz de retardar o bloqueio do evaporador e oferecer menor resistência térmica entre o ar e a superfície do evaporador.

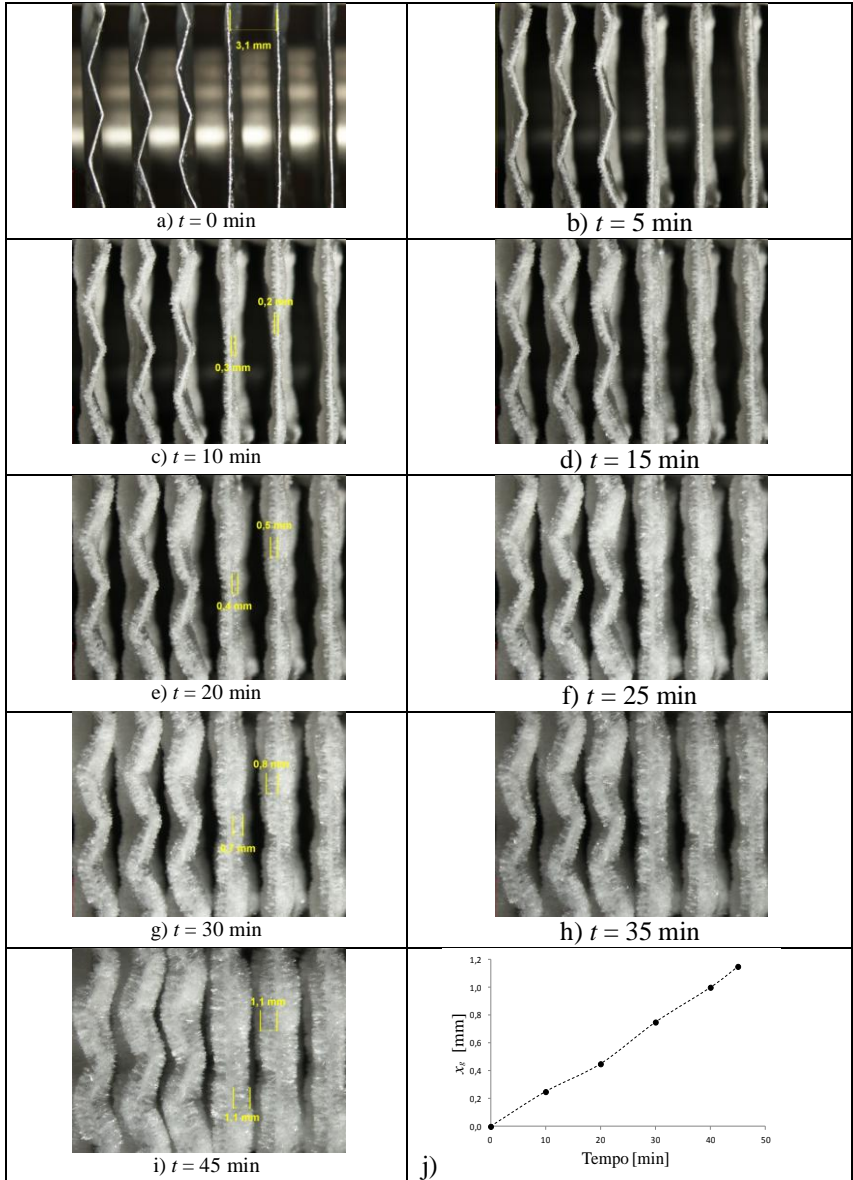


Figura 51 – Visualização do processo de formação de geada obtida com ventilador I, grau de super-resfriamento de $14,5^\circ\text{C}$ ($T_e = -10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar} = 7,0^\circ\text{C}$; $\omega = 5,4 \text{ g kg}^{-1}$) e variação da espessura da camada de geada

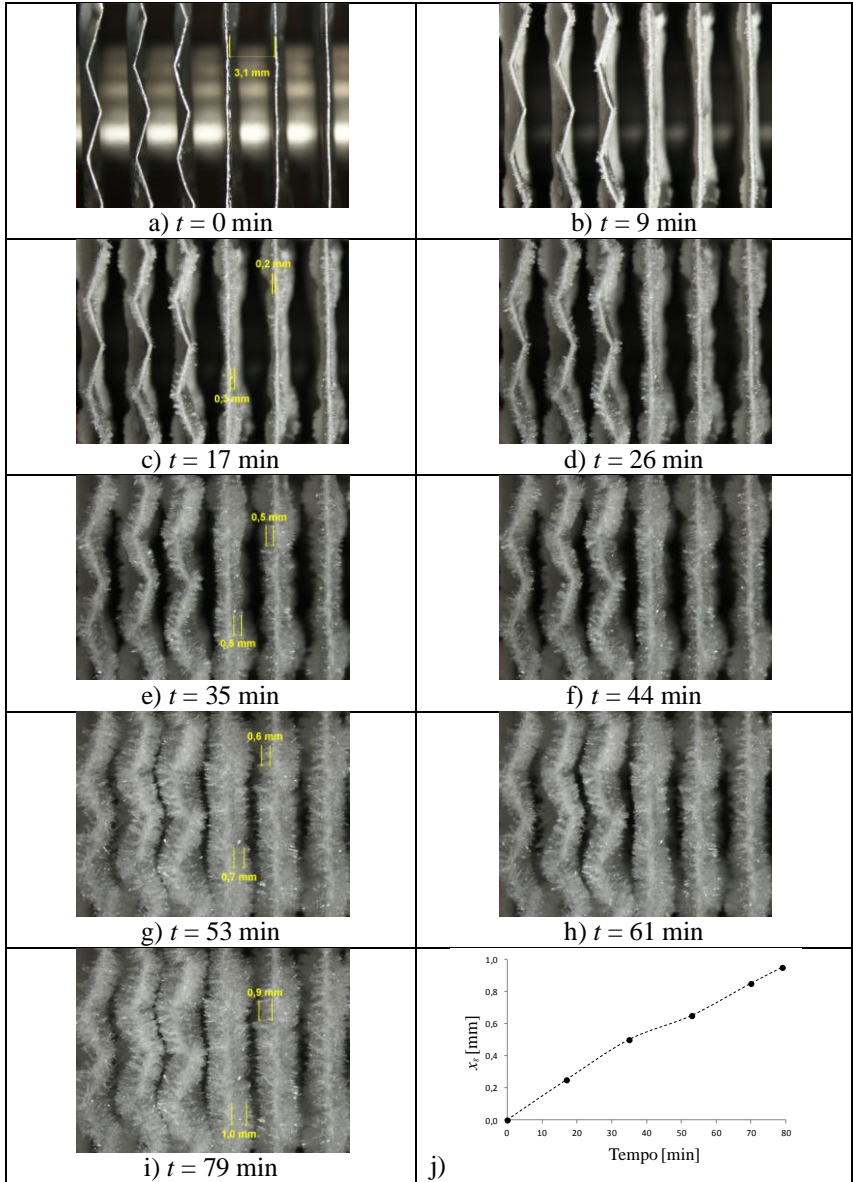


Figura 52 – Visualização do processo de formação de geada obtida com ventilador I, grau de super-resfriamento de $10,0^{\circ}\text{C}$ ($T_e = -10,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$) e variação da espessura da camada de geada

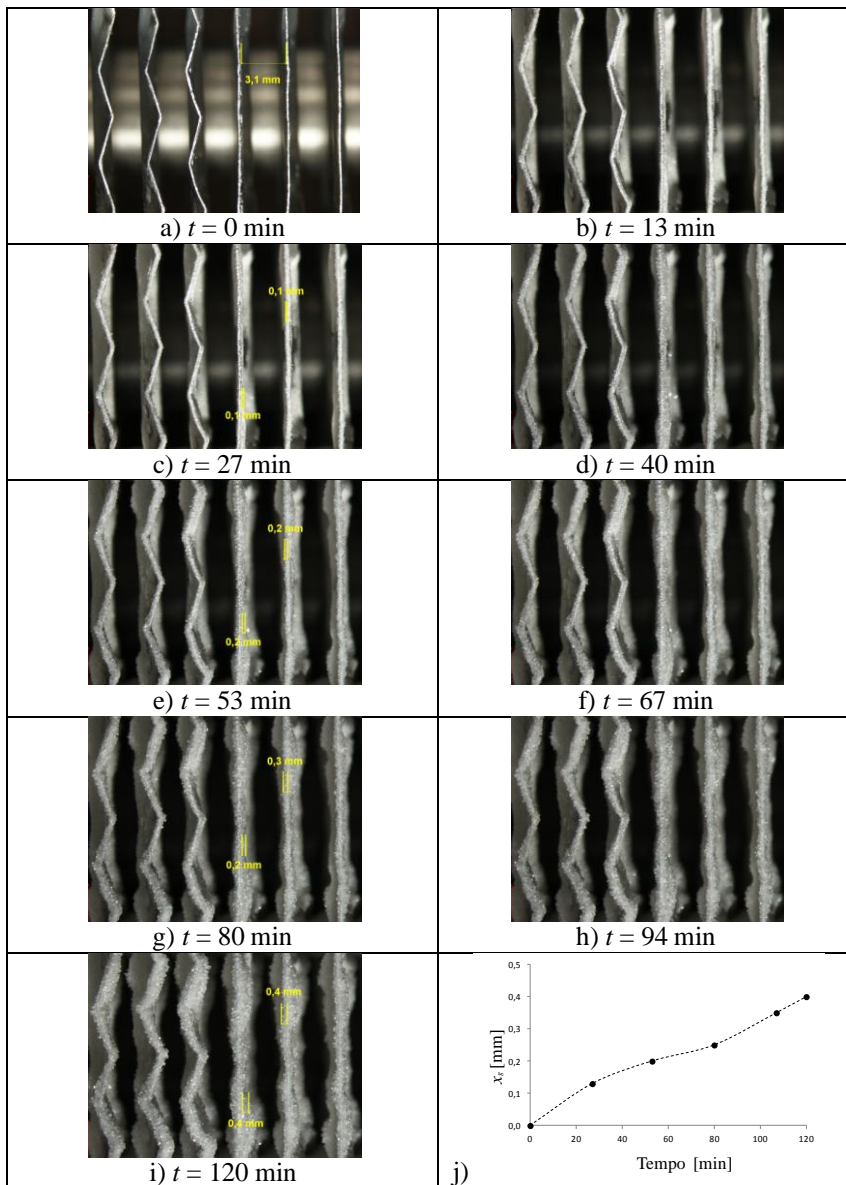


Figura 53 – Visualização do processo de formação de geada obtido com grau de super-resfriamento de $5,0^{\circ}\text{C}$ ($T_e = -5,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$) e variação da espessura da camada de geada

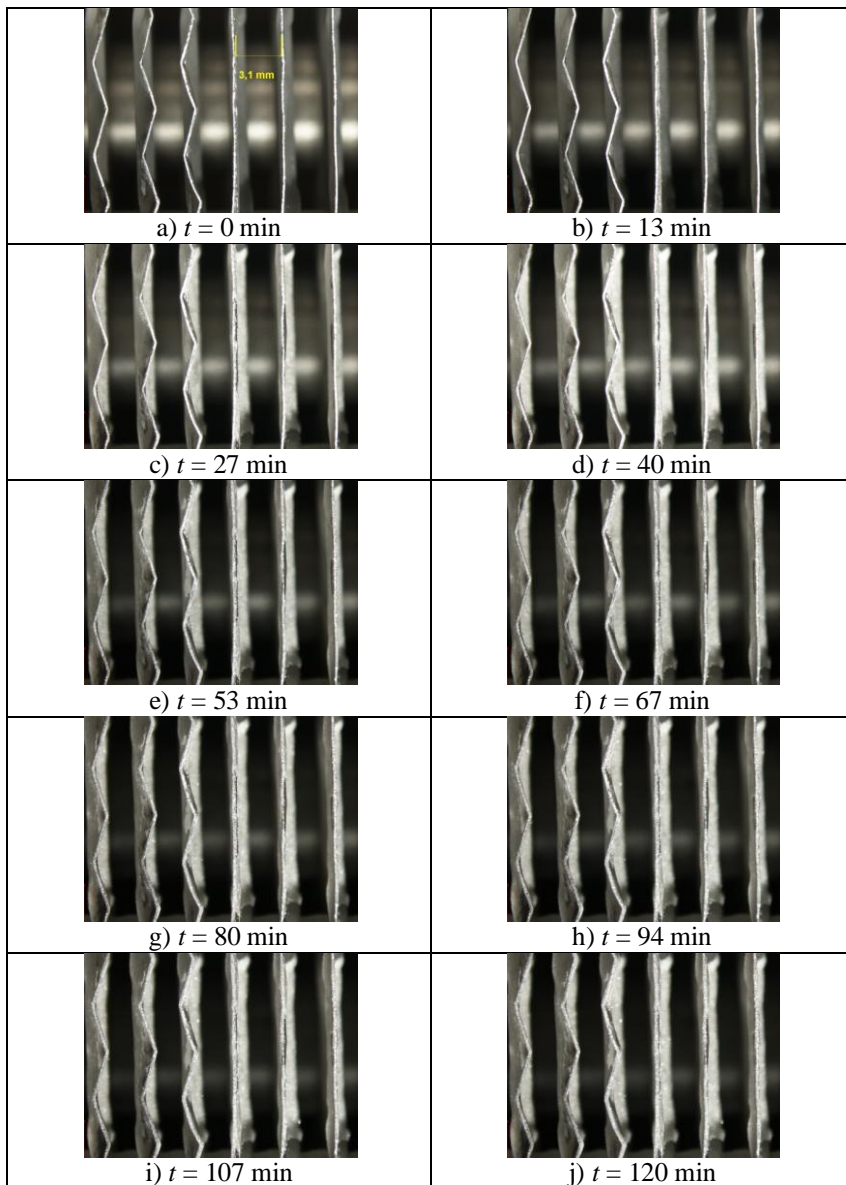


Figura 54 – Visualização do processo de formação de geada obtido com grau de super-resfriamento de $5,0^{\circ}\text{C}$ ($T_c = -5,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega = 3,3 \text{ g kg}^{-1}$

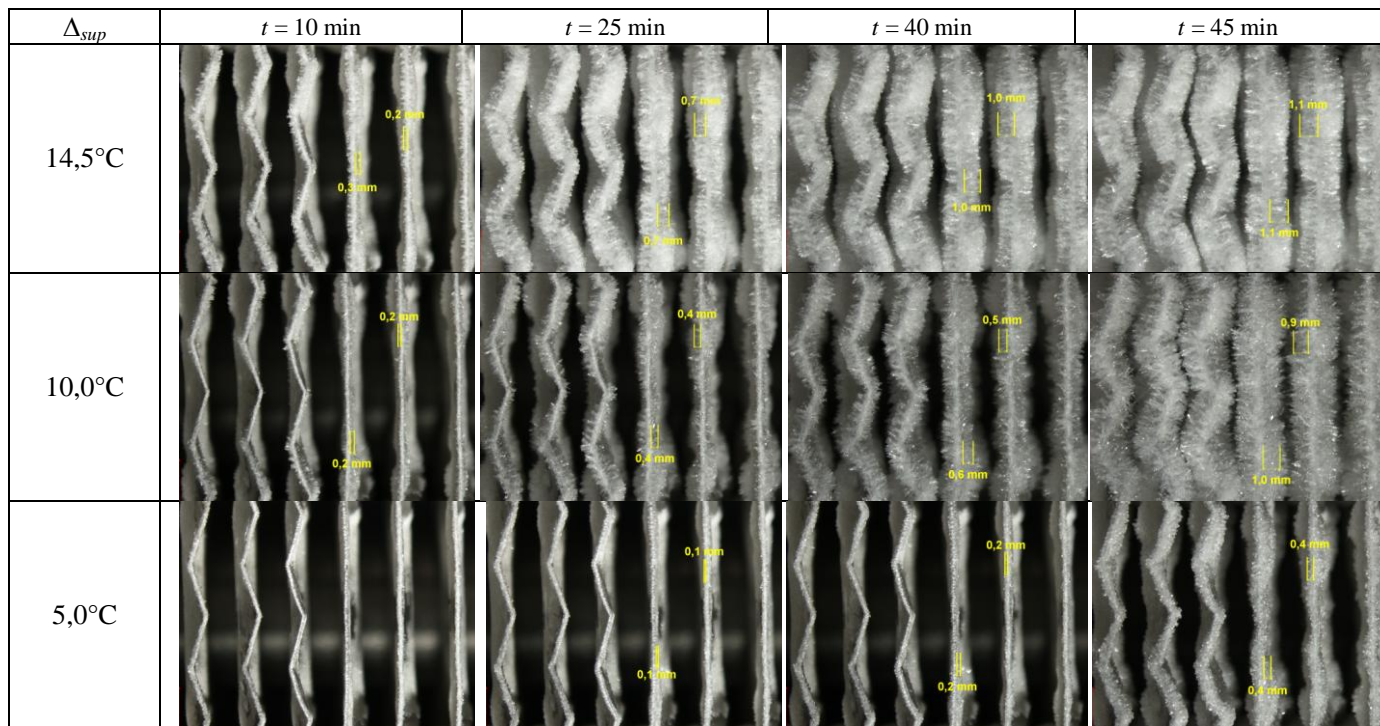


Figura 55 – Comparação visual do crescimento da camada de geada para diferentes graus de super-resfriamento, empregando a curva do ventilador I

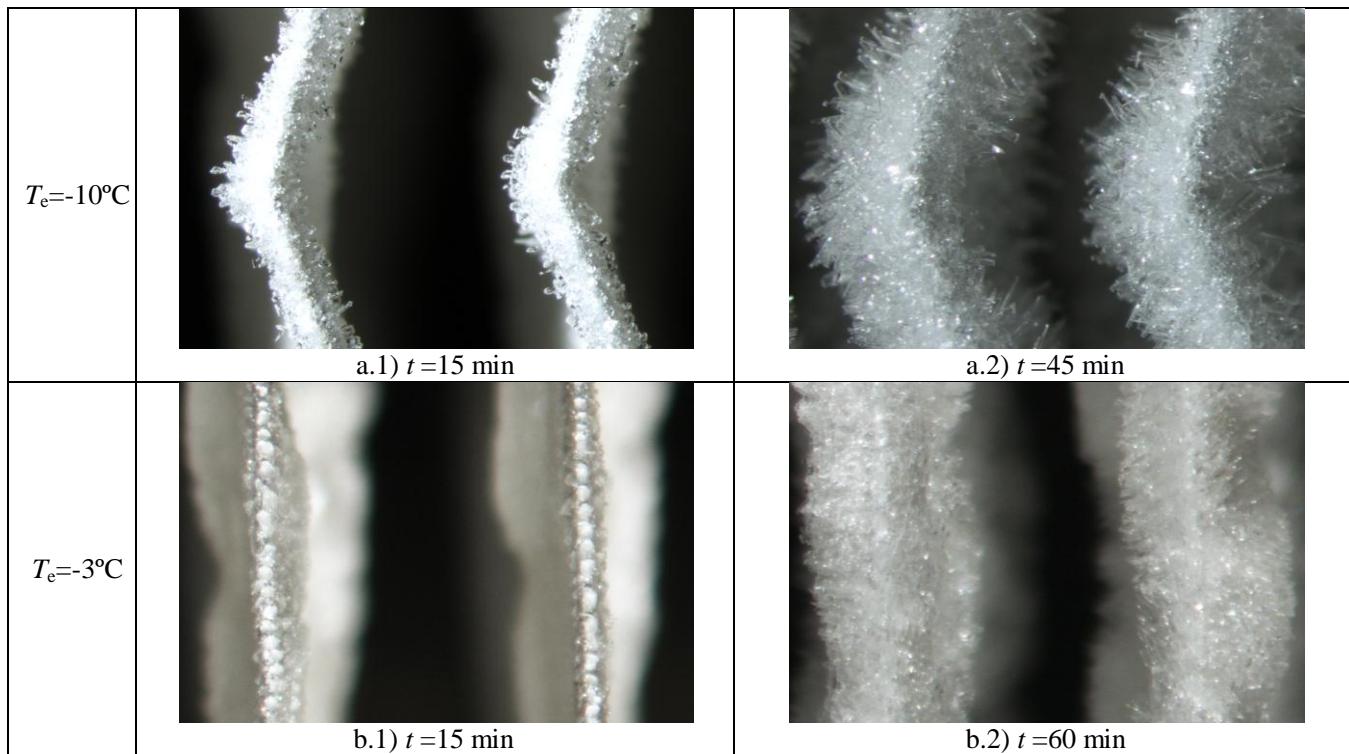


Figura 56 – Comparação morfológica para diferentes graus de super-resfriamento

5.4 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

O processo de validação do modelo matemático iniciou-se pela obtenção da condição inicial referente à espessura da camada de geada (δ_g), expressa pela equação (39). Tal valor foi estimado através da análise de sensibilidade ilustrada na Figura 57, que mostra o efeito do valor adotado para a espessura inicial da camada de geada sobre a massa total de geada acumulada após 60 minutos. Nas simulações, empregou-se o ventilador I, grau de super-resfriamento de $10,0^\circ\text{C}$ ($T_e = -10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^\circ\text{C}$; $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$) e aletas do tipo *wavy* com espaçamento igual a 3,2 aletas/cm. Como pode ser observado, o emprego de espessuras iniciais inferiores a 10^{-5} m apresenta pouco efeito sobre a massa de geada acumulada, resultando em diferenças inferiores a 0,4 grama, o que é aceitável considerando que a incerteza experimental da massa de geada acumulada é de $\pm 10 \text{ g}$. A partir de tais resultados, definiu-se o valor da espessura inicial da camada de geada igual a 10^{-6} m .

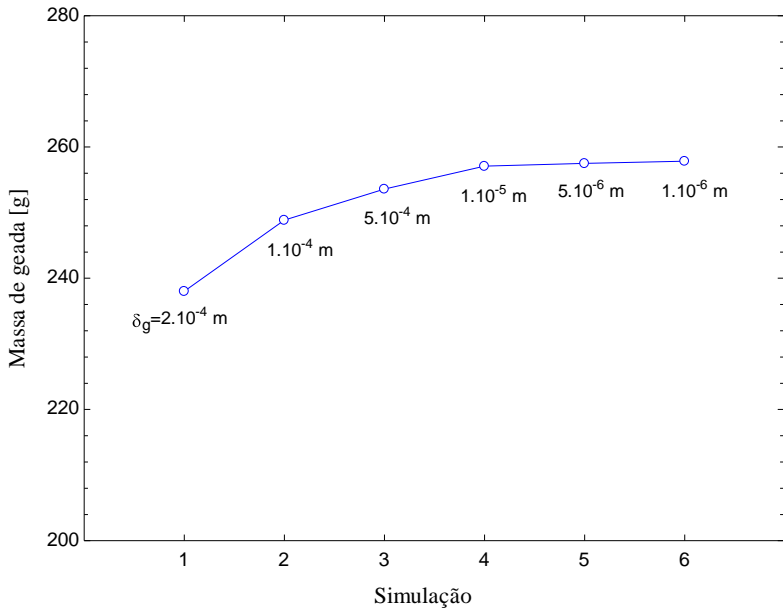


Figura 57 – Análise de sensibilidade da condição inicial referente à espessura da camada de geada

Para verificar a validade do modelo matemático, comparou-se os resultados numéricos e experimentais referentes à massa de geadas acumulada e à queda de pressão do ar no evaporador obtidos com o ventilador I, grau de super-resfriamento igual a $10,0^{\circ}\text{C}$ ($T_e = -10,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$) e espaçamento de aletas *wavy* de 3,2 mm. Durante essa análise, as correlações de Hermes *et al.* (2009) e Hayashi *et al.* (1977) foram utilizadas para o cálculo da densidade da geadas. Adicionalmente, definiu-se o critério de parada das simulações como o instante em que a queda de pressão do ar obtida numericamente atingisse o valor máximo registrado no experimento, que nesse caso foi igual a 35 Pa.

A partir da Figura 58, que compara os resultados numéricos e experimentais da massa de geadas acumulada sobre o evaporador, verifica-se que as simulações que consideram a porosidade e a tortuosidade do meio através do número de Lewis efetivo (Le^*) permanecem dentro das bandas de incerteza do experimento, independente da correlação adotada para a densidade da geadas. No entanto, ao utilizar o número de Lewis (Le), observa-se que, para a mesma condição, o resultado da massa de geadas previsto pelo modelo é 20% superior aos valores experimentais. Dessa forma, verifica-se que a correlação adotada para a densidade tem pouca influência sobre o processo de transferência de massa e que a utilização do número de Lewis efetivo é necessária para considerar a influência do meio poroso sobre o processo.

Ao comparar os resultados referentes à queda de pressão do ar, apresentados na Figura 59, verifica-se que a concordância é adequada apenas no início do teste, quando a massa de geadas acumulada sobre o evaporador é insignificante. Após alguns minutos, observa-se que as previsões do modelo passam a ser superiores aos dados experimentais, indicando que as duas correlações empregadas subestimam a densidade do meio poroso.

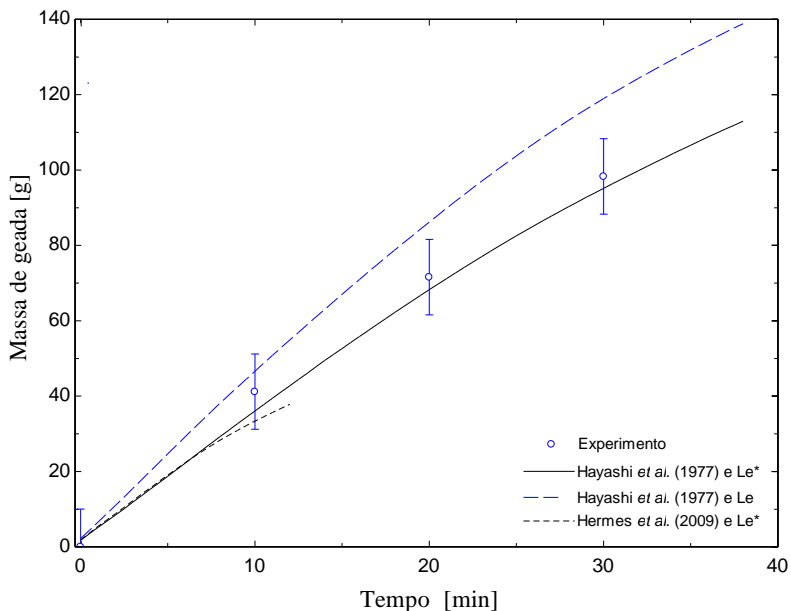


Figura 58 – Comparação entre os resultados do modelo e dados experimentais para massa de geada acumulada em função do tempo empregando diferentes correlações para densidade da geada

Considerando as comparações realizadas na Figura 59 e que as correlações de Hermes *et al.* (2009) e Hayashi *et al.* (1977) foram regredidas a partir de experimentos obtidos com placas planas expostas ao ar ambiente com temperaturas entre 16°C e 25°C, conclui-se que elas não se aplicam ao processo de formação de geada em trocadores de calor do tipo tubo aletado, que operam sob condições de refrigeração comercial. Por essas razões, optou-se por obter uma nova correlação para a densidade da geada, empregando a base de dados experimental apresentada na Tabela 6.

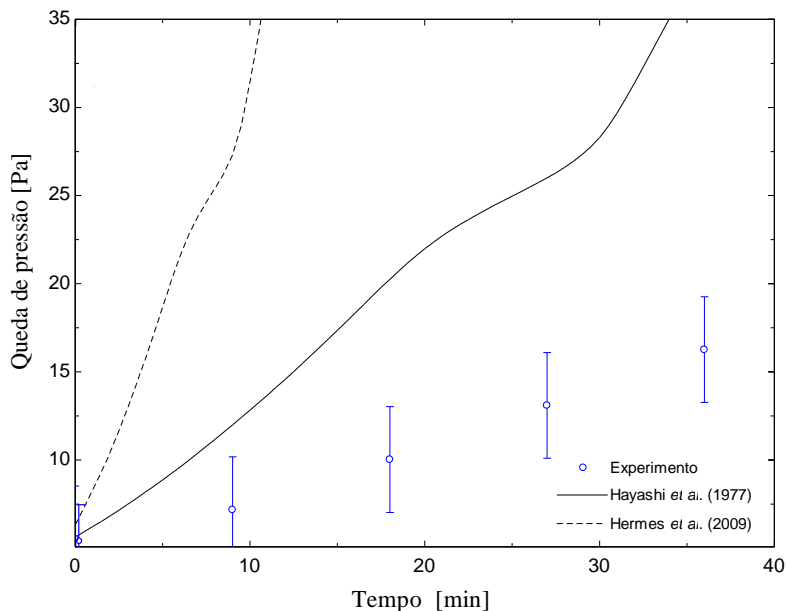


Figura 59 – Comparação entre os resultados do modelo e dados experimentais para a queda de pressão do ar no evaporador empregando diferentes correlações para densidade da geada

Com base nos estudos referentes à morfologia dos cristais de gelo, descritos no item 2.2 deste trabalho, definiu-se que a temperatura da superfície do meio poroso e a temperatura de orvalho do ar são as variáveis independentes mais adequadas para o cômputo da densidade da geada. Através dessas variáveis, torna-se possível captar os efeitos causados por variações na temperatura do evaporador e por mudanças na condição psicrométrica do ar.

Os coeficientes da correlação foram ajustados iterativamente, de forma a minimizar as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais para a queda de pressão do ar através do evaporador. Com base nos resultados, obteve-se a equação (53) que é válida para aletas do tipo *wavy*, com densidades entre 2,2 aletas/cm e 4,1 aletas/cm, vazões de ar entre 60 m³/h e 250 m³/h, temperaturas de superfície entre -12°C < T_s < -4°C e temperaturas de orvalho entre -1°C < T_{orv} < 5°C.

$$\rho_g = 480 \exp(0,110T_s - 0,061T_{orv}) \quad (53)$$

A equação (53) é representada graficamente na Figura 60, juntamente com os valores empregados para a regressão. Observa-se que a densidade da geada varia entre 100 kg/m^3 e 350 kg/m^3 e que esta aumenta com a elevação da temperatura da superfície da geada e com a redução da temperatura de orvalho. Adicionalmente, verifica-se que a temperatura da superfície da geada exerce um forte efeito sobre a densidade do meio poroso, o que está de acordo com a análise visual apresentada no item 5.3 do trabalho, que mostra uma estrutura mais densa nas imagens obtidas com o evaporador operando a -5°C , quando comparado às imagens obtidas com o evaporador operando a -10°C (ver Figura 56). Na sequência, os dados experimentais são comparados com os resultados do modelo matemático fazendo uso da equação (53).

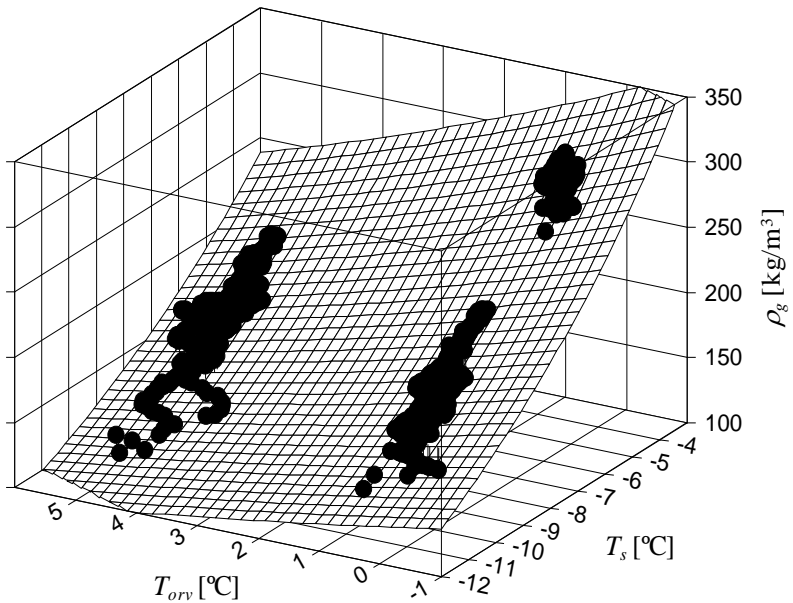


Figura 60 – Representação gráfica da correlação empírica regressada para a densidade da geada

A Figura 61 mostra os resultados da densidade da geada em função da temperatura da superfície do meio poroso calculados através da equação (53) e de diferentes correlações descritas no APÊNDICE I. Nesta análise, empregou-se uma temperatura de orvalho de 5°C, velocidade do ar igual a 2 m/s e temperatura da superfície fria 0,5°C abaixo da temperatura da superfície da geada. Como pode ser observado, todas as correlações apresentam aumento da densidade com o aumento da temperatura da superfície da geada. Verifica-se que, de uma maneira geral, a equação (53) apresentou os maiores valores de densidade, enquanto a correlação proposta por Hermes *et al.* (2009) resultou nos menores valores. Adicionalmente, verifica-se que a correlação proposta por Hayashi *et al.* (1977) apresentou a maior variação, resultando em densidades tão baixas quanto às obtidas com a correlação de Hermes *et al.* (2009) na região próxima a -12°C e densidades acima de 210 kg/m³ com temperaturas próximas a -4 °C. A correlação de Hosoda *et al.* (1967) apresentou os maiores valores de densidade para baixas temperaturas e o menor aumento de densidade em função da temperatura.

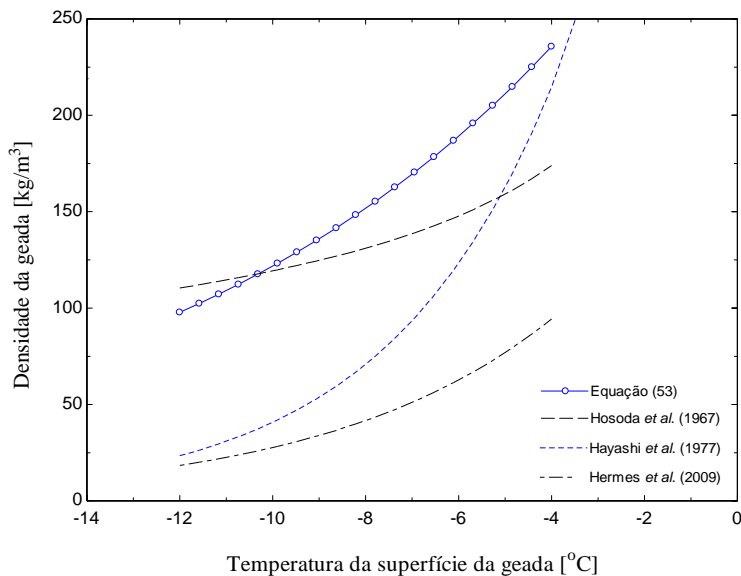


Figura 61 – Comparação da densidade em função da temperatura da superfície da geada calculada por diferentes correlações

A Figura 62 e a Figura 63 comparam os resultados numéricos e experimentais da massa de geada acumulada sobre o evaporador, empregando três graus de super-resfriamento, o ventilador I e duas densidades de aletas. Verifica-se que, em todos os casos analisados, as simulações encontram-se dentro das bandas de incerteza de medição do experimento. Adicionalmente, observa-se que o modelo é capaz de captar a influência do grau de super-resfriamento, que provoca o aumento da transferência de vapor d'água para a camada de geada. A Figura 62 mostra, por exemplo, que após 50 minutos, a massa de geada acumulada empregando 14,5°C de super-resfriamento é três vezes superior a do teste realizado com 5,0°C. Observa-se também que o modelo consegue captar a redução da taxa de formação de geada ao final dos testes realizados com 14,5°C (Figura 62) e 10,0°C (Figura 63) de super-resfriamento, que ocorre devido à redução da vazão de ar e a elevação da temperatura da superfície da geada.

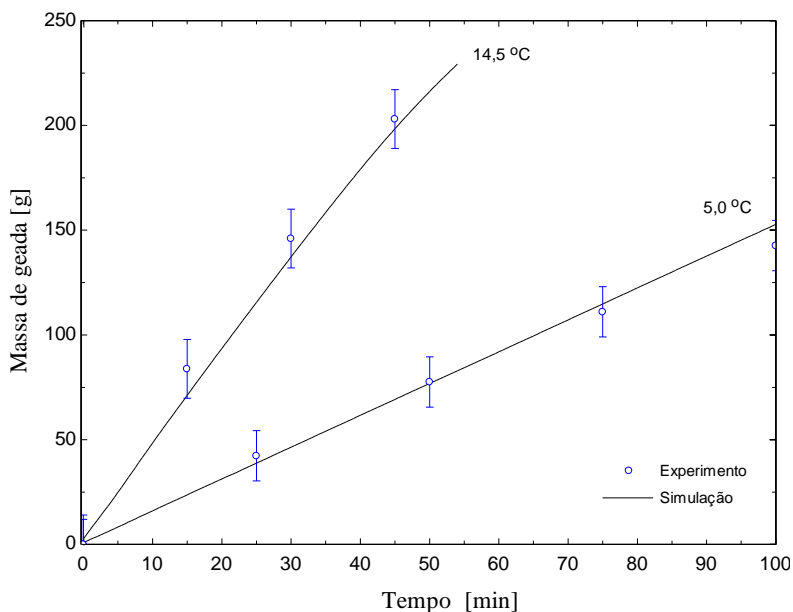


Figura 62 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da massa de geada acumulada para diferentes graus de super-resfriamento, empregando 3,2 aletas/cm e o ventilador I

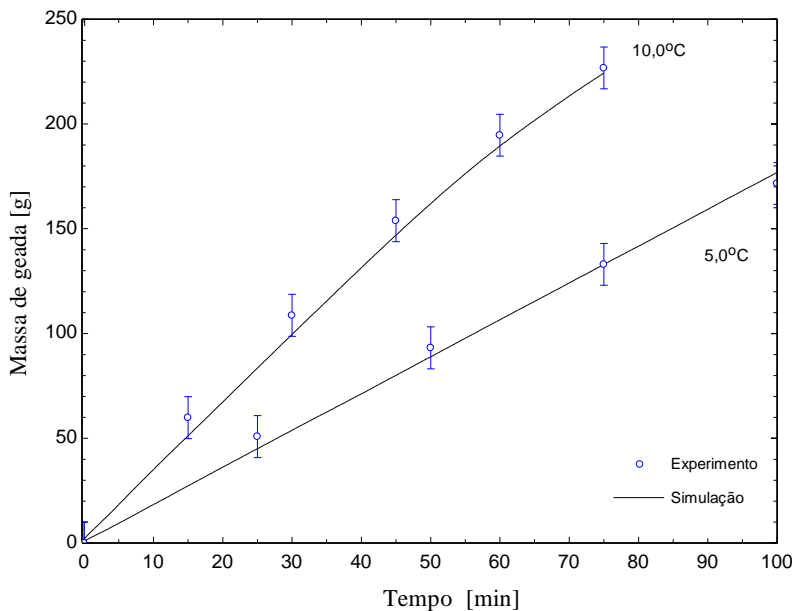


Figura 63 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da massa de geada acumulada para diferentes graus de super-resfriamento, empregando 4,1 aletas/cm e o ventilador I

A Figura 64 compara os resultados numéricos e experimentais para a massa de geada acumulada ao final dos ensaios. Verifica-se que a massa de geada acumulada ao final dos ensaios variou entre 50 a 300 gramas e que apenas um dos pontos analisados localizou-se fora da faixa de $\pm 10\%$ de erro, indicando uma boa concordância das previsões do modelo com os resultados experimentais e que a analogia de Chilton-Colburn é adequada para obtenção do coeficiente de transferência de massa.

A Figura 65 compara os resultados numéricos e experimentais para a espessura da camada de geada na saída do evaporador. Esses ensaios foram realizados com 3,2 aletas/cm, o ventilador I e dois graus de super-resfriamento correspondentes a 10°C ($T_e = -10,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$) e $5,0^{\circ}\text{C}$ ($T_e = -5,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$). Observa-se que as simulações permanecem dentro das bandas de incertezas de

$\pm 0,1$ mm e que a taxa de crescimento da camada de geada prevista pelo modelo aumenta com a elevação do grau de super-resfriamento, seguindo a tendência experimental. Adicionalmente, verifica-se uma leve curvatura nos resultados obtidos com $10,0^{\circ}\text{C}$ de super-resfriamento devido à redução da vazão de ar e a elevação da temperatura da superfície da geada.

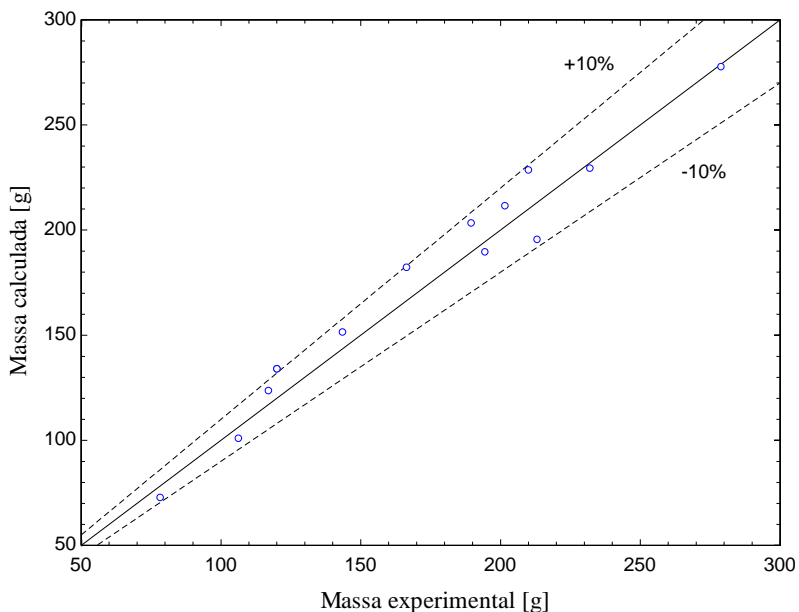


Figura 64 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da massa de geada acumulada ao final dos ensaios

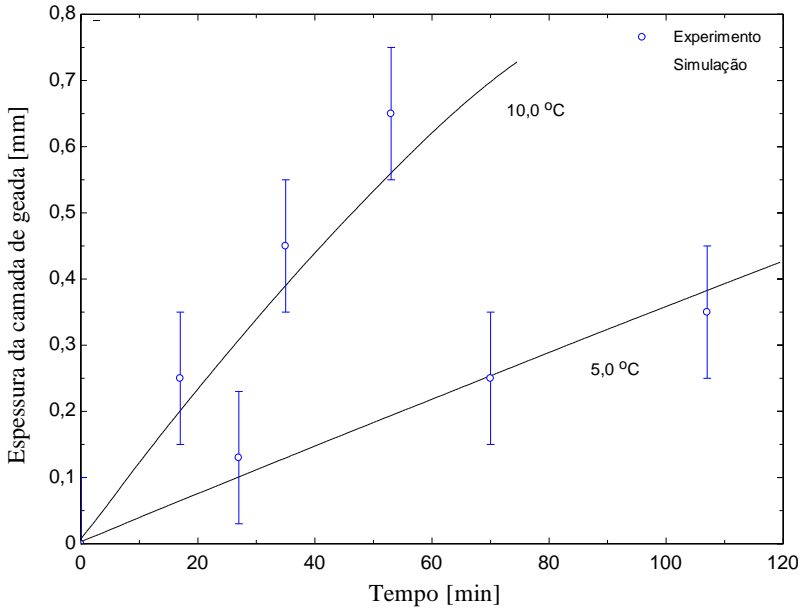
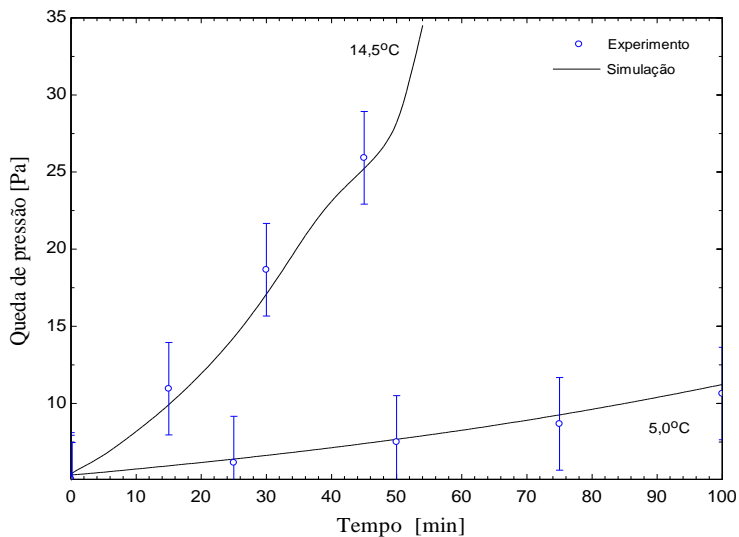
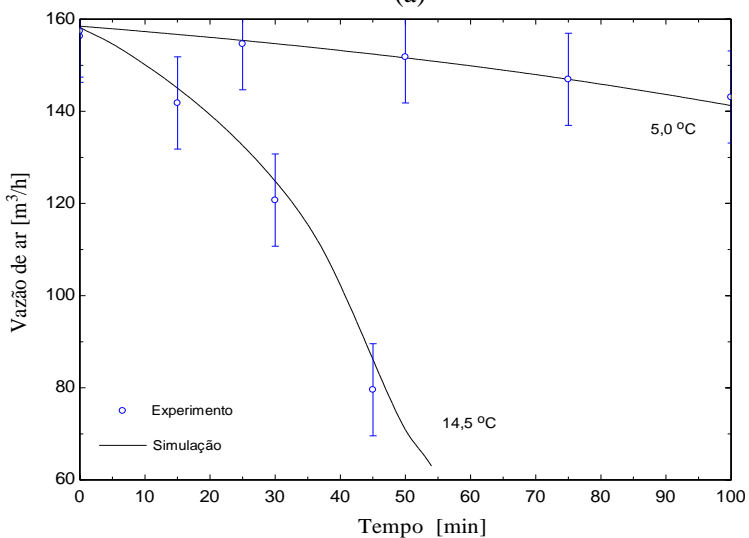


Figura 65 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da espessura da camada de geada para diferentes graus de super-resfriamento, empregando 3,2 aletas/cm e o ventilador I

A Figura 66 e a Figura 67 comparam os resultados numéricos e experimentais para a queda de pressão e vazão de ar empregando 3,2 e 4,1 aletas/cm, respectivamente. Como pode ser observado, as simulações seguem as tendências dos experimentos e mantêm-se dentro das faixas de incertezas de ± 3 Pa e ± 6 m³/h. Esses resultados mostram que o modelo é capaz de prever o aumento da perda de carga do ar, associado ao acúmulo de geada, e determinar a redução na vazão de ar de acordo com a curva do ventilador emulado. Adicionalmente, verifica-se que as inflexões observadas a partir dos 40 minutos no gráfico da queda de pressão da Figura 66 e da Figura 67 indicam o início da região de estol, onde o ventilador passa a operar com menor eficiência devido ao descolamento da camada limite da superfície das pás do ventilador.

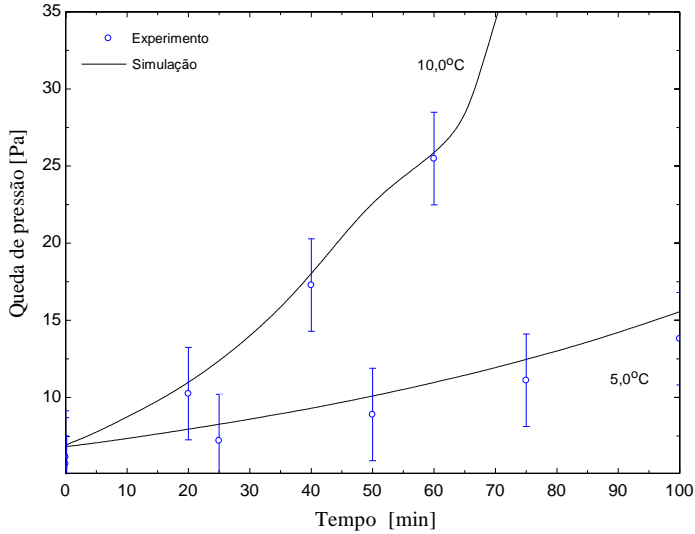


(a)

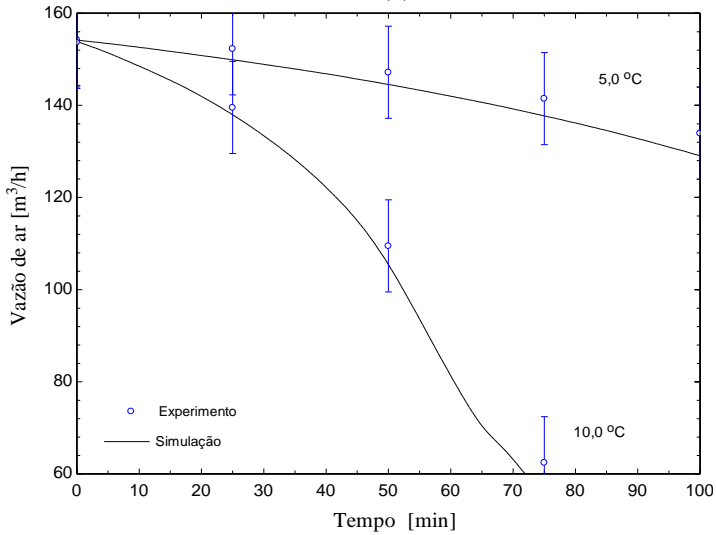


(b)

Figura 66 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da queda de pressão (a) e vazão do ar (b) no evaporador para diferentes graus de super-resfriamento, empregando o ventilador I e 3,2 aletas/cm



(a)



(b)

Figura 67 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da queda de pressão (a) e vazão de ar (b) no evaporador para diferentes graus de super-resfriamento, empregando a curva do ventilador I e 4,1 aletas/cm

A Figura 68 compara as simulações das taxas de transferência de calor latente, sensível e total com os resultados experimentais referentes ao teste 9 da Tabela 6, realizado com grau super-resfriamento de $10,0^{\circ}\text{C}$ ($T_e = -10,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar} = 2,5^{\circ}\text{C}$; $\omega = 3,9 \text{ g kg}^{-1}$). Observa-se que o modelo matemático consegue reproduzir as tendências experimentais, com desvios inferiores à incerteza de medição de $\pm 60 \text{ W}$. Ao longo do experimento, verifica-se uma redução de aproximadamente 40% na taxa de transferência de calor total, que diminui rapidamente após os 45 minutos devido ao início da região de estol do ventilador, como mostrado na Figura 67.

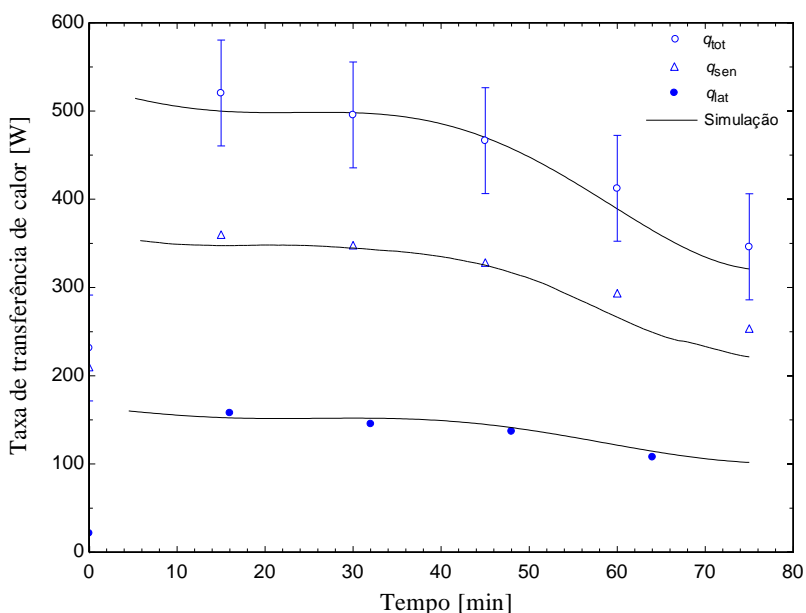


Figura 68 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais das parcelas da taxa de transferência de calor do evaporador empregando $10,0^{\circ}\text{C}$ de super-resfriamento, o ventilador I e 4,1 aletas/cm

A Figura 69 compara os resultados numéricos e experimentais referentes à taxa de transferência de calor total após o processo de formação de geada. Observa-se que ao final dos ensaios as capacidades de refrigeração dos evaporadores variaram entre 200 e 550 W. Além disso, todos os pontos localizam-se dentro de uma faixa de erro de

$\pm 10\%$, indicando uma boa concordância entre as previsões do modelo e os resultados experimentais.

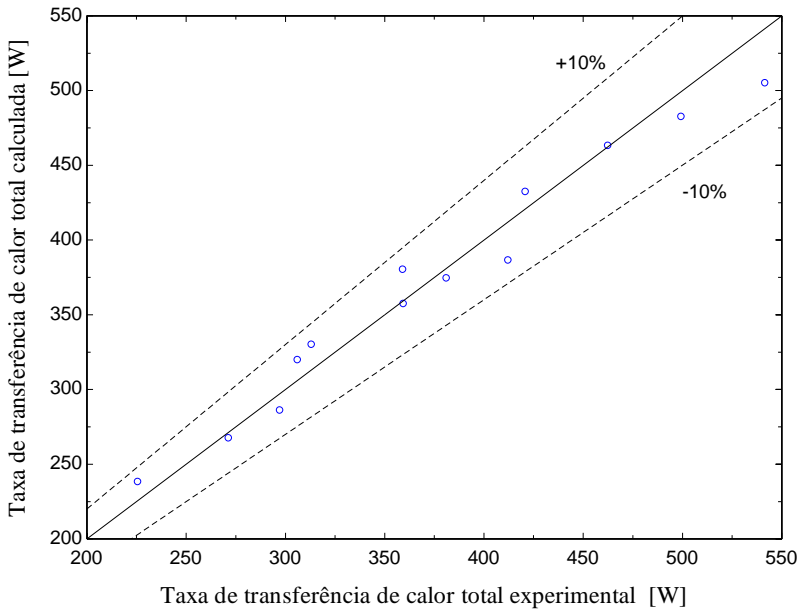


Figura 69 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da taxa de transferência de calor total do evaporador após o processo de formação de geada

5.5 ANÁLISES NUMÉRICAS DO DESEMPENHO DO EVAPORADOR OPERANDO COM FORMAÇÃO DE GEADA

Após validado, o modelo matemático foi empregado para analisar numericamente o desempenho do evaporador. A Figura 70, obtida para o evaporador com 3,2 aletas/cm equipado com o ventilador I, mostra que a elevação do grau de super-resfriamento aumenta a taxa de crescimento da camada de geada tanto na primeira como na segunda fileira de tubos do trocador de calor. Este resultado é uma consequência da combinação de altos gradientes de umidade entre a superfície da geada e o ar na sua vizinhança com baixas densidades de geada. Adicionalmente, observa-se que, em todos os casos, a taxa de

crescimento da camada de geada na primeira fileira de tubos (linhas cheias) é no mínimo 50% superior à da segunda fileira (linha tracejada). Como discutido por Da Silva *et al.* (2011b), tal comportamento sugere a utilização de uma menor densidade de aletas na primeira fileira de tubos, para evitar o bloqueio precoce do evaporador.

O efeito da camada de geada sobre a geometria do trocador de calor com 3,2 aletas/cm operando com o ventilador I é ilustrado na Figura 71, que mostra a variação da fração livre de passagem de ar (A_{min}/A_{face}) na primeira fileira de tubos do evaporador para diferentes graus de super-resfriamento. Observa-se que 80% da área livre de passagem do ar encontra-se bloqueada após 30 e 55 minutos nos testes realizados com 10,0°C e 14,5°C de super-resfriamento, respectivamente. Mesmo após 120 minutos, tal nível de obstrução não é atingido pelo teste realizado com 5,0°C de super-resfriamento, indicando o forte efeito das condições operacionais sobre a redução da área livre para o escoamento do ar através do evaporador.

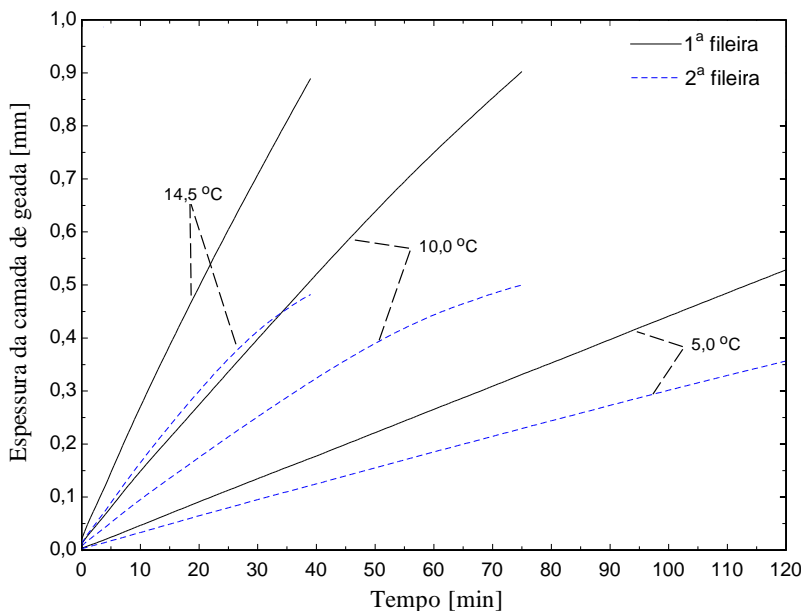


Figura 70 – Comparação da espessura da camada de geada nas duas fileiras de tubos do evaporador com 3,2 aletas/cm operando com diferentes graus de super-resfriamento e a curva do ventilador I

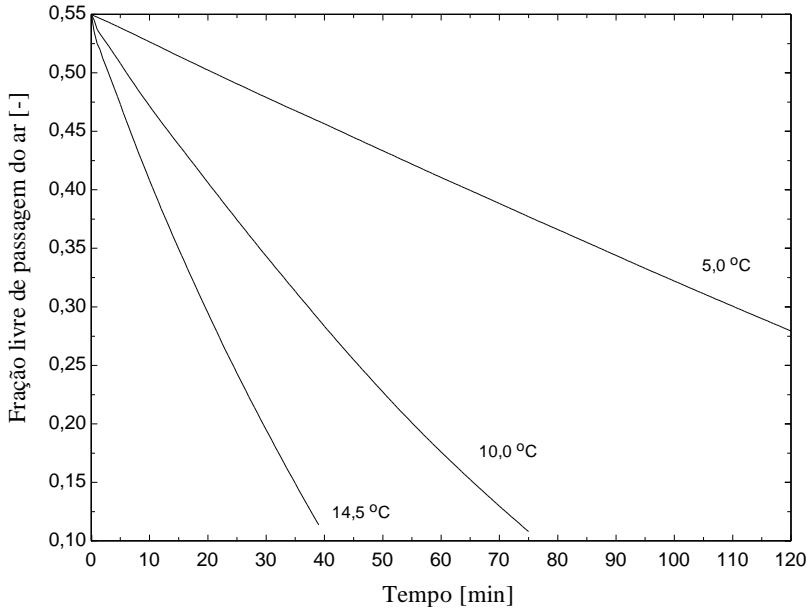


Figura 71 – Comparação da fração livre de passagem do ar avaliada na primeira fileira de tubos do evaporador empregando diferentes graus de super-resfriamento, o ventilador I e 3,2 aletas/cm

A variação da velocidade do ar na primeira fileira de tubos do evaporador com 3,2 aletas/cm, operando com o ventilador I e diferentes graus de super-resfriamento é apresentada na Figura 72. Apesar do aumento da queda de pressão do ar no evaporador reduzir a vazão de ar do ventilador, observa-se um aumento na velocidade do ar até o momento em que a região de estol do ventilador seja atingida. Estes comportamentos opostos indicam que a redução da área de passagem entre as aletas compensa a redução da vazão de ar através do aceleração do escoamento. Quando a região de estol da curva do ventilador é atingida, nos casos com 10,0°C e 14,5°C de super-resfriamento, verifica-se uma redução nas velocidades do ar que provocam a queda brusca na taxa de transferência de calor do sistema. Por exemplo, observa-se que na simulação realizada com 10,0°C de super-resfriamento, a velocidade do ar começa a diminuir a partir dos 45 minutos, o que coincide com o instante em que a taxa de transferência de calor total do experimento realizado nas mesmas condições cai

bruscamente. Portanto, o início da região de estol do ventilador está diretamente associado com o aumento da perda de capacidade do evaporador.

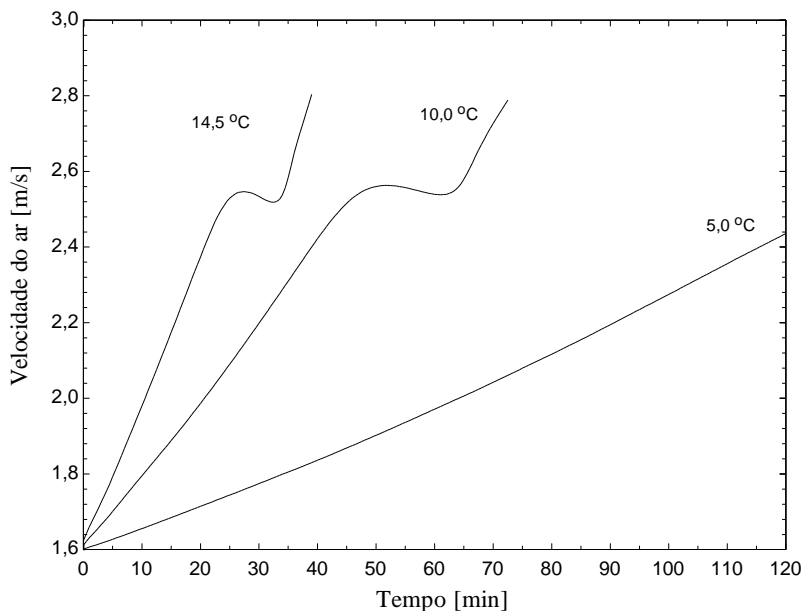


Figura 72 - Comparação da velocidade do ar avaliada na primeira fileira de tubos do evaporador empregando diferentes graus de super-resfriamento, o ventilador I e 3,2 aletas/cm

A Figura 73 compara as parcelas de crescimento e adensamento do fluxo da taxa de vapor de água avaliadas na primeira fileira de tubos do evaporador com 3,2 aletas/cm, operando com o ventilador I e 10°C de super-resfriamento. No início do teste, observa-se que a parcela de adensamento da camada de geada é praticamente nula, fazendo com que a parcela de crescimento se iguale ao fluxo total da taxa de vapor de água. Nessa situação limite, todo vapor d'água dessublimado contribui apenas para o aumento da espessura da camada de geada. Durante os próximos 40 minutos, observa-se o aumento da parcela de adensamento, o que conseqüentemente eleva a densidade do meio poroso. Adicionalmente, verifica-se um aumento no fluxo total da taxa de vapor de água e a queda na parcela de crescimento. Tal comportamento é

explicado pelo aumento da velocidade do escoamento de ar (ver Figura 72) e pelo aumento da temperatura da superfície da geadá. A partir dos 40 minutos, verifica-se a redução simultânea das parcelas de crescimento e adensamento do meio poroso, devido ao início da região de estol do ventilador e o aumento da temperatura da superfície da geadá. Este conjunto de fatores é responsável pela queda no fluxo total da taxa de vapor de água, observada nesse mesmo período.

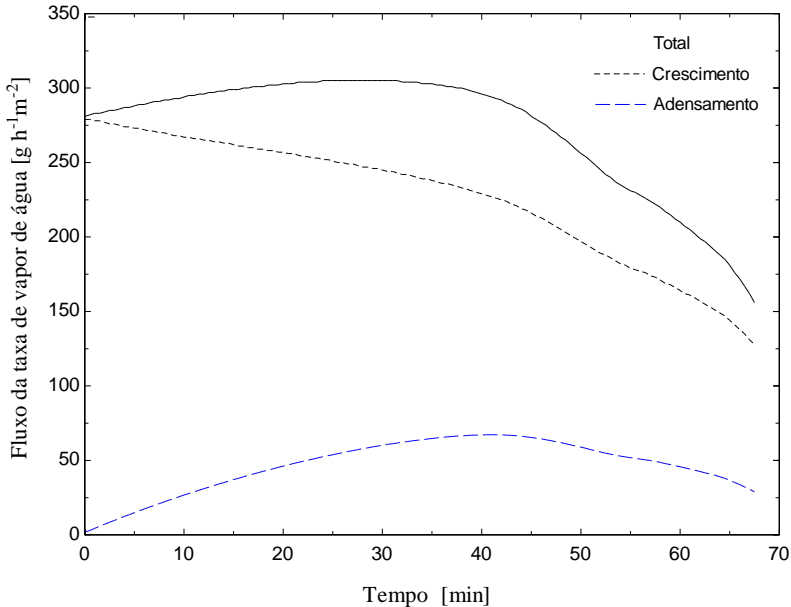


Figura 73 – Comparação dos fluxos da taxa de formação de geadá avaliados na primeira fileira de tubos do evaporador operando com 10,0°C ($T_e=-10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar}=2,5^\circ\text{C}$ e $\phi=87,5\%$) de super-resfriamento, o ventilador I e 3,2 aletas/cm

O modelo matemático também permitiu quantificar as resistências térmicas e hidrodinâmicas responsáveis pela redução do desempenho do trocador de calor. A Figura 74 compara as resistências térmicas convectivas e condutivas associadas à redução da vazão de ar e a baixa condutividade térmica da camada de geadá, respectivamente, que foram avaliadas pelas equações (55) e (54). Após 75 minutos, observa-se que a resistência térmica convectiva é sete vezes superior a

parcela condutiva, mostrando que, para esse caso, a redução da vazão de ar movimentado pelo ventilador é a principal causa da queda na taxa de transferência de calor do evaporador. Adicionalmente, deve-se observar que o rápido aumento da resistência térmica convectiva a partir de 50 minutos, deve-se ao início da operação do ventilador na região de estol.

$$R_{convecção} = \frac{T_{ar} - T_s}{q_{sen}} \quad (54)$$

$$R_{condução} = \frac{T_s - T_e}{q_{sen}} \quad (55)$$

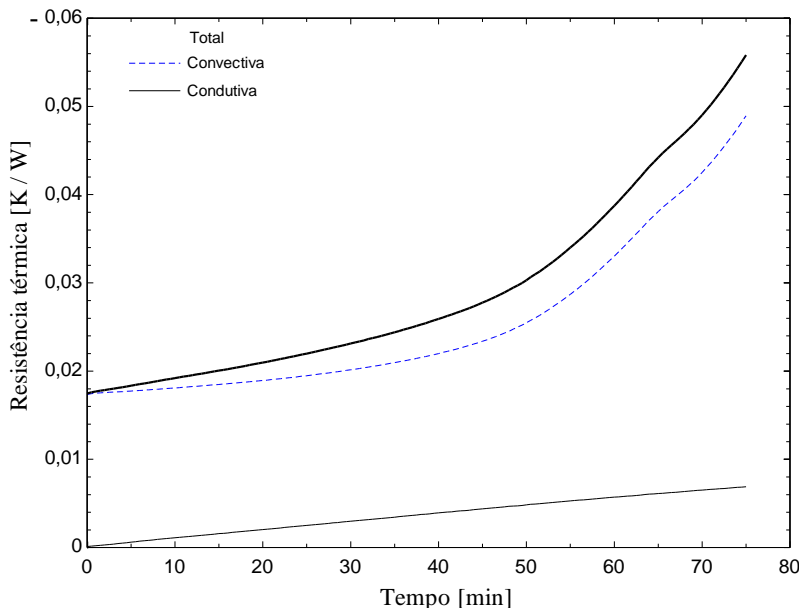


Figura 74 – Comparação das resistências térmicas de condução e convecção avaliadas na primeira fileira de tubos do evaporador operando com 10,0°C ($T_e=-10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar}=2,5^\circ\text{C}$ e $\phi=87,5\%$) de super-resfriamento, o ventilador I e 4,1 aletas/cm

A Figura 75 mostra o número de Biot ($Bi=h_c x_g k_g^{-1}$) para diferentes graus de super-resfriamento. Verifica-se que o valor desse parâmetro permanece abaixo de 0,2 em todos os casos simulados, revelando que a resistência térmica convectiva mantém-se como a principal restrição ao processo de transferência de calor durante todo o processo, uma vez que para $Bi \ll 1$, a resistência térmica externa devida à convecção é dominante. Adicionalmente, observa-se que a taxa de crescimento do número de Biot aumenta com o grau de super-resfriamento. Este comportamento deve-se principalmente ao aumento da espessura da camada de geadas, cuja taxa de crescimento também cresce com o grau de super-resfriamento (ver Figura 70). Outra importante observação é a de que o número de Biot mantém-se abaixo de 0,1 com um super-resfriamento de $5,0^\circ\text{C}$, indicando que o gradiente de temperaturas no interior da camada de geadas é pequeno em relação ao gradiente de temperaturas entre a superfície da geadas e o escoamento de ar. Dessa forma, verifica-se que a temperatura da superfície da geadas pode ser considerada igual à temperatura do evaporador para graus de super-resfriamento inferiores a $5,0^\circ\text{C}$.

A Figura 76 mostra a variação da efetividade (E) e da taxa de transferência de calor relativa ($q_{tot} q_{tot, inicial}^{-1}$) do evaporador com 4,1 aletas/cm, operando com $14,5^\circ\text{C}$ de super-resfriamento ($T_e=-10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar}=7,0^\circ\text{C}$ e $\omega=5,4 \text{ g kg}^{-1}$) e com o ventilador I. Observa-se que apesar da taxa de transferência de calor atingir 60% do valor inicial após 30 minutos, a efetividade do evaporador aumenta gradativamente de 0,32 até 0,86. Este comportamento, aparentemente contraditório, se justifica pela queda na vazão do ventilador, que provoca a redução da taxa de capacidade térmica do ar $\dot{C}_{ar} = \dot{m}_{ar} c_{p,ar}$ e diminui a temperatura do ar na saída do evaporador. Portanto, o aumento observado na efetividade indica a redução da diferença da temperatura existente entre a superfície do trocador de calor e o escoamento do ar na saída do evaporador, não podendo ser interpretado como um aumento da taxa de transferência de calor, uma vez que ao considerar a curva característica do ventilador a vazão de ar diminui com a formação de geadas.

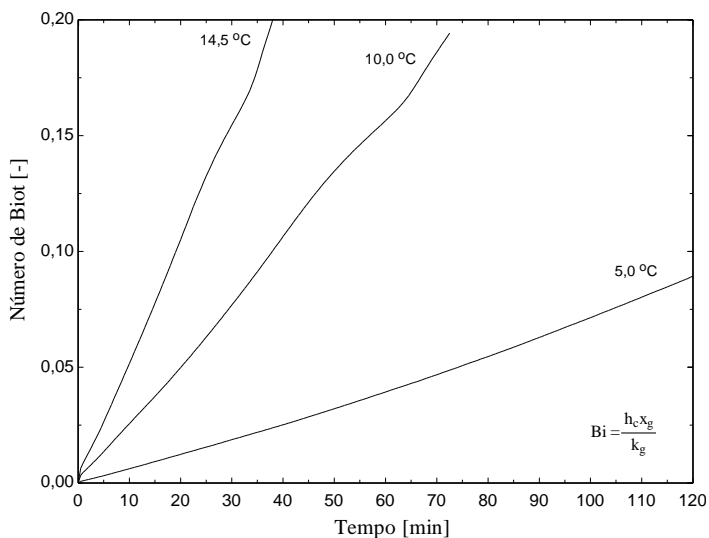


Figura 75 – Comparação do número de Biot avaliado na primeira fileira de tubos do evaporador empregando diferentes graus de super-resfriamento e 4,1 aletas/cm

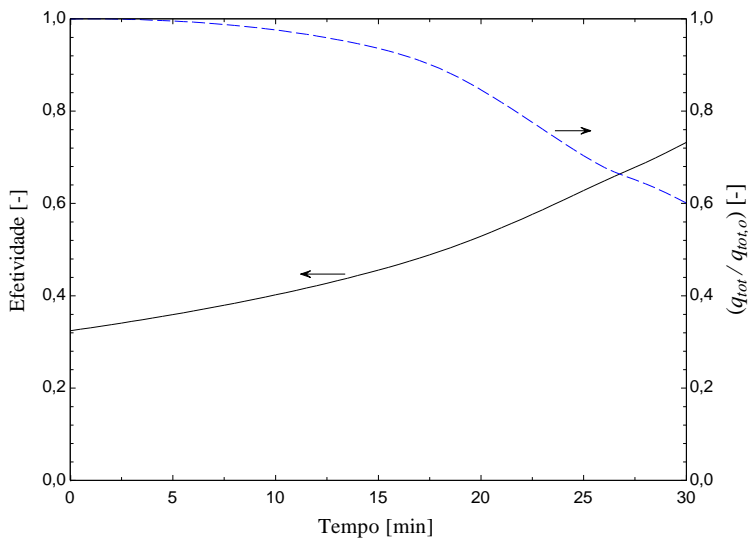


Figura 76 - Variação da efetividade e taxa de transferência de calor do evaporador com 4,1 aletas/cm operando com 14,5°C ($T_e=-10,0^\circ\text{C}$; $T_{ar}=7,0^\circ\text{C}$ e $\omega=5,4 \text{ g kg}^{-1}$) de super-resfriamento e o ventilador I

A influência do par evaporador-ventilador sobre a taxa de transferência de calor total é ilustrada na Figura 77, que compara a utilização de diferentes espaçamentos de aletas e ventiladores, mantendo as dimensões externas do evaporador e o grau de super-resfriamento fixos em todas as situações. Apesar da utilização de 4,1 aletas/cm elevar a taxa de transferência de calor inicial, observa-se que essa configuração acelera a queda de desempenho do evaporador. Observa-se também que existe uma situação de compromisso entre o investimento realizado no evaporador e no ventilador. Por exemplo, verifica-se que a taxa de transferência de calor inicial do evaporador com 4,1 aletas/cm operando como o ventilador I é muito próxima da observada no evaporador com 2,2 aletas/cm operando com o ventilador II. Nota-se também que, a partir de 37 minutos, a configuração com 2,2 aletas/cm operando com o ventilador II torna-se superior em termos de desempenho à configuração com 4,1 aletas/cm operando como o ventilador I. Portanto, é possível prolongar o tempo em que o sistema de refrigeração opera com a taxa de transferência de calor acima de um valor pré-determinado e reduzir a quantidade de material necessário para a fabricação do evaporador através da seleção do ventilador apropriado.

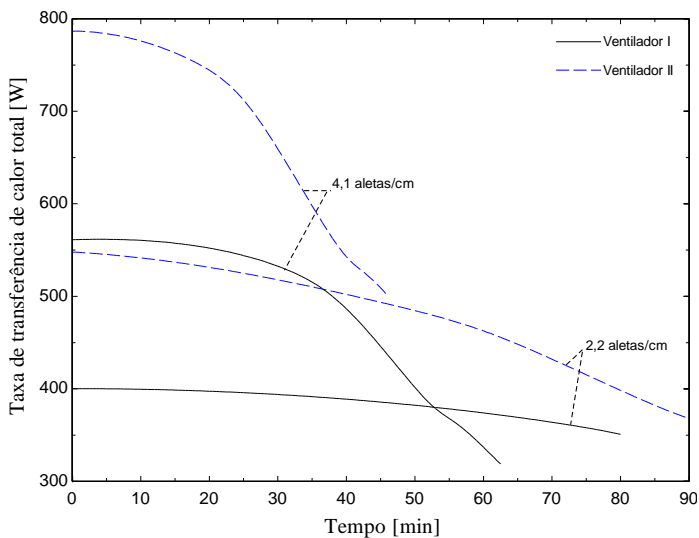


Figura 77 – Comparação da taxa de transferência de calor total empregando diferentes ventiladores, densidades de aletas e $10,0^{\circ}\text{C}$ ($T_e=-10,0^{\circ}\text{C}$; $T_{ar}=2,5^{\circ}\text{C}$ e $\omega=3,9\text{ g kg}^{-1}$) de super-resfriamento

5.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram apresentados os resultados experimentais obtidos com diferentes condições geométricas e operacionais, a partir dos quais foi possível quantificar os efeitos do grau de super-resfriamento, densidade de aleta, curva do ventilador e tipo de aletas sobre o processo de formação de geada. A base de dados experimental foi também empregada para a validação de um modelo matemático, quando se obteve uma nova correlação para a densidade da geada, específica para trocadores de calor do tipo tubo aletado operando em condições típicas de refrigeração comercial. Com base nas previsões numéricas, observou-se que a resistência convectiva é a principal responsável pela queda na taxa de transferência de calor do evaporador e que existe uma situação de compromisso entre os custos do evaporador e do ventilador.

6 CONCLUSÕES

Este documento apresenta uma análise do desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo aletado, sob condições favoráveis à formação de geada que são encontradas em refrigeração comercial. O estudo considerou o impacto da formação de geada sobre o desempenho do par ventilador- evaporador e foi conduzido em duas frentes, uma experimental e outra computacional, cujas principais conclusões são apresentadas a seguir.

Frente experimental

Um aparato experimental foi projetado e construído de forma a permitir o controle da temperatura do evaporador e do estado psicrométrico do ar. Os componentes do sistema de medição foram selecionados com base numa análise prévia das incertezas de medição. A estratégia desenvolvida para o controle do ventilador da bancada permitiu a realização de ensaios com vazão de ar fixa e variável, utilizando as curvas característica de diferentes ventiladores. Essa abordagem é inovadora e favoreceu a análise detalhada do efeito da queda de vazão de ar sobre o desempenho do evaporador, reproduzindo situações reais de sistemas de refrigeração comercial. Adicionalmente, desenvolveu-se um sistema de *by-pass* no interior da bancada, permitindo que o ar entrasse em contato com a superfície fria do evaporador somente após todas as condições operacionais terem sido atingidas.

Um sistema de aquisição de imagens foi instalado no interior do aparato experimental para a visualização do processo de formação de geada no evaporador. Observou-se que o aumento do grau de super-resfriamento eleva a taxa de crescimento da camada de geada. As

imagens também evidenciaram que pequenos graus de super-resfriamento não induzem ao crescimento da camada de geada, mesmo com o evaporador operando a temperaturas abaixo de 0°C. Adicionalmente, observou-se que a temperatura do evaporador altera significativamente o padrão de crescimento dos cristais de geada, o que consequentemente altera a densidade e a condutividade térmica do meio poroso resultante.

O aparato experimental foi também utilizado na obtenção de uma base de dados composta por testes realizados com diferentes graus de super-resfriamento, aletas do tipo *wavy* e *louvered* com espaçamentos de 2,2, 3,2, 4,1 e 4,7 aletas/cm. Duas curvas características de ventilador foram empregadas para simular a influência do ventilador sobre o desempenho dos evaporadores. Através dos resultados experimentais constatou-se que:

- a taxa de acúmulo de massa de geada sobre o evaporador aumenta com a elevação da vazão de ar, grau de super-resfriamento e densidade de aletas;
- a taxa de acúmulo de massa decresce ao longo do tempo, devido à redução da vazão de ar movimentada pelo ventilador e a elevação da temperatura da superfície da geada;
- a mesma massa de geada causa diferentes graus de obstrução no evaporador dependendo das condições nas quais foi gerada;
- o aumento excessivo da densidade de aletas eleva a taxa de transferência de calor inicial, mas também provoca a queda precoce do desempenho do par ventilador-evaporador que opera sob condições de formação de geada;
- aletas do tipo *wavy* apresentam melhor desempenho do que aletas com *louvers*, quando sujeitas a formação de geada;
- o processo de mudança de fase ocorre predominantemente por dessublimação, uma vez que as imagens captadas durante o estudo de visualização não detectaram a formação de condensado sobre a superfície do evaporador.

Frente computacional

Um modelo matemático foi desenvolvido e implementado para simular o processo de crescimento e adensamento de geadas sobre evaporadores do tipo tubo-aletado, considerando o acoplamento hidrodinâmico com o ventilador. Dentre as simplificações empregadas, destaca-se que o processo foi considerado como quase-estático e assumiu-se válida a analogia de Chilton-Colburn para obtenção do coeficiente convectivo de transferência de massa. Através do modelo pode-se determinar a variação temporal da vazão de ar, da massa de geadas acumulada, do volume por ela ocupado, das taxas de transferência de calor sensível e latente e do estado psicrométrico do ar na saída do evaporador em função das variáveis geométricas e operacionais envolvidas.

Os dados experimentais foram empregados para a validação do modelo, dando origem a uma correlação inédita para densidade da geadas. A correlação foi regredida em função das condições da superfície da camada de geadas e do estado psicrométrico do ar que entra em contato com o evaporador. Observou-se que, dentro da faixa analisada, a densidade da geadas aumenta com a elevação da temperatura do evaporador e com a redução da temperatura de orvalho do ar.

As previsões do modelo foram comparadas com os resultados experimentais da massa de geadas acumulada, espessura da camada de geadas, queda de pressão do ar através do evaporador, vazão volumétrica de ar e as taxas de transferência de calor. Em todos os casos, verificou-se que as diferenças permaneceram dentro das incertezas do experimento. Através dos resultados das simulações, observou-se que:

- a espessura da camada de geadas é maior na primeira fileira de tubos do evaporador, o que justifica a utilização de uma menor densidade de aletas nessa região;
- temperaturas de evaporação abaixo do valor necessário aumentam a taxa de formação de geadas e originam um meio poroso com baixa densidade e condutividade térmica;
- apesar da vazão de ar do ventilador diminuir com a formação de geadas, observou-se o aumento da velocidade do ar entre as aletas devido à redução da área de passagem;

- a redução da velocidade do ar somente inicia na região de estol do ventilador, o que coincide com o início da queda acentuada da taxa de transferência de calor;
- a resistência térmica convectiva afeta mais a taxa de transferência de calor do que a resistência térmica condutiva associada à espessura da camada de geada;
- sob condições favoráveis à formação de geada, o conjunto ventilador- evaporador deve ser dimensionado de forma acoplada para manter a taxa de transferência de calor acima de um valor crítico por maiores períodos de tempo.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante a realização desta pesquisa, foram identificados alguns tópicos que permitem dar continuidade aos estudos da formação de geada em evaporadores do tipo tubo aletado, os quais são listados a seguir:

- avaliação do uso de ventiladores de rotação variável nos refrigeradores que operam sob condições favoráveis à formação de geada;
- identificação de geometrias alternativas para o evaporador, que acomodem a camada de geada sem comprometer demasiadamente o escoamento de ar;
- acoplamento do modelo de formação de geada na simulação do desempenho de sistemas de refrigeração;
- ampliação da faixa de temperaturas investigadas no evaporador para a obtenção de uma correlação para a densidade da geada válida entre -40°C a 0°C ;
- empregar o conceito de geração de entropia para quantificar as irreversibilidades associadas aos processos de transferência de calor;
- investigar experimentalmente e numericamente o processo de degelo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ali, D. A., Crawford, R. R., 1992, *The effects of frost formation on the performance of domestic refrigerator-freezer finned-tube evaporator coils*, Technical Report TR-15, Air Conditioning & Refrigeration Center.
- Aljuwayhel, N. F., 2006, *Numerical and experimental study of the influence of frost formation and defrosting on the performance of industrial evaporator coils*, PhD Thesis, University of Wisconsin-Madison, USA.
- Ameen, F. R., 1993, *Study of frosting on heat pump evaporators*, ASHRAE Transactions, Vol. 99, pp. 61-71.
- ASHRAE Standard 33, 2000, *Methods of testing forced circulation air cooling and air heating coils*, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 51, 1999, *Laboratory methods of testing fans for aerodynamic performance rating*, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- Bejan, A., Vargas, J. V. C., Lim, J. S., 1994, *When to defrost a refrigerator, and when to remove the scale from the heat exchanger of a power plant*, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 37, pp. 523-532.
- Bejan, A., 1995, *Entropy generation minimization - The method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes*, CRC Press, USA.

- Bender, J. A., 1962, *Ukichiro Nakaya*, Arctic Institute of North America, Vol. 15, n° 3, pp. 242-243.
- BENBEST, 2012, *Cryonics from metallurgy and ceramics*, www.benbest.com/cryonics/lessons.html.
- Bleier, F. P., 1997, *Fan Handbook: selection, application, and design*, McGraw-Hill.
- Briley, G., C., 2004, *A history of refrigeration*, ASHRAE Journal, Vol. 46, n° 11, pp. S31-S34.
- Calm, J. M., 2008, *The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook*, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1123-1133.
- Carlson, D. M., Hrnjak, P. S., Bullard, C. W., 2001, *Deposition, Distribution, and Effects of Frost on a Multi-Row Heat Exchanger Performance*, Technical Report, ACRC, University of Illinois at Urbana-Champaign, USA.
- Carey, V. P., 1995, *Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment*, Taylor & Francis, Bristol, UK.
- CEC, 2012, *China Energy Council*, <http://www.chinaenergycouncil.org>.
- Çengel, Y. A., 2002, *Heat Transfer: A Practical Approach*, McGraw-Hill.
- Chen, H., Thomas, L., Besant, R., W., 2000, *Modeling frost characteristics on heat exchanger fins, Part I: Numerical modeling*, ASHRAE Transactions Vol. 106 (2), pp. 358-367.
- Chen, H., Thomas, L., Besant, R., W., 2003, *Fan supplied heat exchanger fin performance under frosting conditions*, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 140-149.

- Colombo, E., Silva, D. L., Melo, C., Hermes, C. J. L., 2009, *Um método para a emulação de ventiladores para o estudo de formação de geada em evaporadores*, XVI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC.
- Cui, J., Li, W. Z., Liu, Y., Jiang, Z.Y., 2011, *A new time and space-dependent model for predicting frost formation*, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 447-457.
- Da Silva, D. L., Hermes, C. J. L., Melo, C., 2011a, *Experimental study of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators*, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 1013-1020.
- Da Silva, D. L., Hermes, C. J. L., Melo, C., 2011b, *First-principles modeling of frost accumulation on fan-supplied tube-fin*, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 2616-2621.
- Da Silva, D. L., Tassou, S. A., Hadawey A., 2011c, *Experimental study of a light commercial refrigeration system operating under frosting conditions*, Proceedings of the 23rd IIR International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic, n°. 701.
- Dossat, J. R., Horan, T. J., 2001, *Principles of refrigeration*, 5^a Ed., Hemus Ltd.
- DREAM, 2012, *Dreamstime*, www.dreamstime.com.
- EC, 2012, *European commission*, http://ec.europa.eu/energy/index_en.htm.
- Eerden, J. P., Berg, T. H. M., Huinink, J., Knops, H. J. F., 1993, *Fundamental criterion for surface melting*, Journal of Crystal Growth, Vol. 128, pp. 62-68.
- ELETROBRAS, 2012, *Programa nacional de conservação de energia elétrica*, www.elektrobras.com/elb/procel/main.asp.

- Emery, A. F., Siegel, B. L., 1990, *Experimental measurements of the effects of frost formation on heat exchanger performance*, ASME Heat Transfer Division, Vol. 139, pp. 1-7.
- ENERGY, 2012, *U. S. Department of energy*, www.energy.gov.
- ENERGYSTAR, 2011, *Energy Star*, www.energystar.gov.
- EPA, 2012, *United States Environmental Protection Agency*, www.epa.gov.
- EPE, 2012, *Resenha mensal do mercado de energia elétrica*, Ano V, n° 52, Empresa de pesquisa energética, www.epe.gov.br.
- ETC, 2012, *Education Technology Clearinghouse*, <http://etc.usf.edu>.
- Faraday, M., 1859, *Philos. Mag.*, Vol. 17, pp. 162.
- FARMERS, 2012, <http://thefarmersmuseum.blogspot.com/2011/02/ice-harvesting-in-our-backyard.html>.
- FIN, 2012, www.fin-dies.com.
- Fletcher, N. H., 1970, *The Chemical Physics of Ice*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- GARDENS, 2012, <http://www.gardenofwales.org.uk/about-2/green-technology/sustainable-energy/ice-house/>.
- Getu, H. M., Bansal, P. K., 2010, *New frost property correlations for a flat-finned-tube heat exchanger*, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 50, pp. 544-557.
- Gonçalves Jr, A. A., 2010, Apostila de metrologia – Parte I, LABMETRO, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Gosney, W.B., 1982, *Principles of refrigeration*, 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., Melo C., 2008, *A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators*, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1341-1357.
- 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, pp. 371-379.
- Hoke, J. L., Georgiadis, J. G., Jacobi, A. M., 2000, *The interaction between the substrate and frost layer through condensate distribution*, Technical Report TR-15, Air Conditioning & Refrigeration Center, University of Illinois.
- Hosoda, T., Uzuhashi, H., 1967, *Effects of frost on the heat transfer coefficient*, Hitachi Review, Vol. 16, n° 6, pp. 254-259.
- HOWDEN, 2012, *Grupo Howden*, www.howden.com.
- 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, pp. 728-737.
- IEA, 2012, *International Energy Agency*, <http://www.iea.org>.
- IIR, 2012, *International Institute of Refrigeration*, <http://iifir.org>.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A., 2008, *Fundamentos de transferência de calor e de massa*, 6ª edição, LTC, Rio de Janeiro, BR.
- INMETRO, 2003, *Guia para a expressão da incerteza de medição*, 3ª ed., Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO.

- Iragorry, J., Tao, Y., Jia, S., 2004, *A critical review of properties and models for frost formation analysis*, HVAC&Research, Vol. 10, n° 4, pp. 393-420.
- ISO 23953-2, 2005, *Refrigerated display cabinets - Part 2: Classification, requirements and test conditions*, International Organization for Standardization.
- Jhee, S., Lee, K., Kim, W., 2002, *Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger*, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 1047-1053.
- Justo, V., 2009, *Pesquisa de mercado realizada com o Diretor de Engenharia e Pesquisa e Desenvolvimento da Metalfrio LTDA*.
- Kaviany, M., 1995, *Principles of heat transfer in porous media*, 2nd edition, New York, USA.
- Kays, W. M. e London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd edition, McGraw-Hill, NewYork, USA.
- Kim, N. H., Ham, J. H., Cho, J. P., 2008, *Experimental investigation on the airside performance of in-and-tube heat exchangers having herringbone wave fins and proposal of new heat transfer and pressure drop correlation*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 22, pp. 545-555.
- Knabben, F. T., Hermes, C. J. L., Melo, C., 2011, *In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances*, International Journal of Refrigeration, doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.07.006.
- Kondepudi S. N., O'Neal, D. L., 1987, *The effect of frost growth on extended surface heat exchanger performance: A review*, ASHRAE Transactions, Vol. 93, pp. 258-274.
- Kondepudi, S. N., O'Neal, D. L., 1991, *Frosting performance of tube fin heat exchangers with wavy and corrugated fins*, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 4, pp. 613-618.

- Kuroda, T., Lacmann, R. J., 1982, *Growth kinetics of ice from the vapour phase and its growth forms*, Journal of Crystal Growth, Vol. 56, pp. 189-205.
- LBNL-251E, 2008, *Status of China's energy efficiency standards and labels for appliances and international collaboration*, Ernest Orlando Lawrence Berkley National Laboratory.
- 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, Vol. 40, pp. 4359-4365.
- Lee, H., Shin, J., Ha, S., Choi, B., Lee, J., 2004, *Frost formation on a plate with different hydrophilicity*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 4881-4893.
- Lenic, K., Trp, A., Frankovic, B., 2009, *Prediction of an effective cooling output of the fin-and-tube heat exchanger under frosting conditions*, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 2534-2543.
- Libbrecht, K. G., Yu, H., 2001, *Crystal growth in the presence of surface melting: Supersaturation dependence of the growth of columnar ice crystals*, Journal of Crystal Growth, Vol. 222, pp. 822-831.
- Libbrecht, K. G., 2001, *Morphogenesis on Ice: The physics of snow crystal*, Engineering & Science, Vol. 1, pp. 10-19.
- Mago, P., Sherif, S., 2005, *Psychrometric charts and property formulations of supersaturated air*, HVAC&R Research, Vol. 11, n° 1.
- 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.

- Márechál, Y., 2007, *The hydrogen bond and the water molecule - The physics and chemistry of water, aqueous and bio media*, Elsevier B.V., Italy.
- MARY, 2012, *Mary Edwards Photography*, www.maryedwardsphotography.com.
- McQuiston, F. C., Parker, J. D., 1994, *Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design*, Fourth edition, John Wiley & Sons, Singapore.
- Moallem, E., Padhmanabhan S., Cremaschi, L., Fisher, D. E., 2011, *Experimental investigation of the surface temperature and water retention effects on the frosting performance of a compact microchannel heat exchanger for heat pump systems*, International Journal of Refrigeration, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.08.010.
- Montgomery, D. C., Runger, G. C., 2002, *Applied statistics and probability for engineers*, Third edition, John Wiley & Sons, USA.
- Na, B., Webb, R., 2003, *A fundamental understanding of factors affecting frost nucleation*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 3797 - 3808.
- Na, B., Webb, R., 2004a, *Mass transfer on and within a frost layer*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 899-911.
- Na, B., Webb, R., 2004b, *New model for frost growth rate*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 925-936.
- Nagengast, B., 2004, *Electric refrigerators vital contribution to households*, ASHRAE Journal, Vol. 46, n° 11, pp. S11-S19.
- Nelson, J., 2001, *Growth mechanisms to explain the primary and secondary habits of snow crystals*, Philosophical Magazine, Vol. 81, n°10, pp. 2337-2373.

- Ngonda, T. N., Sheer, T. J., 2007, *Frost formation on cooling coil in supersaturated supply air*, International Congress of Refrigeration, Beijing.
- Ogawa, K., Tanaka, N., Takeshita, M., 1993, *Performance improvement of plate fin-and-tube heat exchangers under frosting conditions*, ASHRAE Transactions, Vol. 99, (1), pp 762-771.
- Oskarsson, S. P., Krakow, K. I., Lin, S., 1990a, *Evaporator models for operation with dry, wet, and frosted finned surfaces: Part 1 – Heat transfer and fluid flow theory*, ASHRAE Transactions, Vol. 96(1), pp. 373-379.
- Oskarsson, S. P., Krakow, K. I., Lin, S., 1990b, *Evaporator models for operation with dry, wet, and frosted finned surfaces: Part 2 – Evaporator models and verification*, ASHRAE Transactions, Vol. 96(1), pp.381-392.
- Padki, M. M., Sherif, S. A., Nelson, R. M., 1989, *A simple method for modeling the frost formation phenomenon in different geometries*, ASHRAE Transactions, Vol. 95 (2), pp 1127-1137.
- Perrotin, T. e Clodic, D., 2003, *Fin Efficiency Calculation in Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers in Dry Conditions*, International Congress of Refrigeration, Washington, D.C., USA.
- Piucco, R. O., Hermes, C. J. L., Melo, C., Barbosa, Jr, J. R., 2008, *A study of frost nucleation on flat surfaces*, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, pp. 1710-1715.
- Piucco, R. O., 2008, *Análise teórico-experimental da formação de geadas em refrigeradores domésticos*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, SC, Brasil.
- Qu, K., Komori, S., Jiang, Y., 2006, *Local variation of frost layer thickness and morphology*, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 45, pp. 116-123.

- Radcenco, V., Vargas, J. V. C., Bejan, A., Lim, J. S., 1995, *Two design aspects of defrosting refrigerators*, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, n° 2, pp. 76-86.
- Rite, R. W., Crawford, R. R., 1991a, *The effect of frost accumulation on the performance of domestic refrigerator-freezer finned-tube evaporator coils*, ASHRAE Transactions, Vol. 97(2), pp. 428-437.
- Rite, R.W., R. R. Crawford, 1991b, *A parametric study of the factors governing the rate of frost accumulation on domestic refrigerator-freezer finned-tube evaporator coils*, ASHRAE Transactions Vol. 97(2), pp. 438-446.
- Sahin, A. Z., 1995, *An analytical study of frost nucleation and growth during the crystal growth period*, Heat and Mass Transfer, Vol. 30, pp. 321-330.
- Seaburg, C., Paterson, S., Seaburg, A., 2003, *The ice king: Frederic Tudor and his circle*, Mystic Seaport Museum.
- SEAICE, 2012, *Sea Ice Research Group*, www.seaice.org.uk.
- Seker, D., Karatas, H., Egrican, N., 2004, *Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I – Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers*, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 367-374.
- Senshu, T., Yasuday, H., Oguni, K., Ishibane, K., 1990a, *Heat pump performance under frosting conditions: Part 1 – Heat and mass transfer on cross-finned tube heat exchangers under frosting conditions*, ASHRAE Transactions, Vol. 96(1), pp. 324-329.
- Senshu, T., Yasuday, H., Oguni, K., Ishibane, K., 1990b, *Heat Pump Performance Under Frosting Conditions: Part 2 – Simulation of Heat Pump Cycle Characteristics under Frosting Conditions*, ASHRAE Transactions Vol. 96(1), pp. 330-336.
- Shah, R. K., Sekulic, D. P., 2003, *Fundamentals of heat exchangers design*, John Wiley e Sons, USA.

- Shampine, L. F., Reichelt, M. W., 1997, *The Matlab ODE Suite*, SIAM, Journal on Scientific Computing, Vol. 18 (1), pp. 1-22.
- Schmidt, T.E., 1949, *Heat transfer calculation for extended surfaces*, Refrigerating Engineering, Vol. 57: pp.351-357.
- Smith, A., 2004, *Thoughtful reflections of an ice man*, ASHRAE Journal, Vol. 46, n° 11, pp. S4-S10.
- Stoecker, W. F., 1957, *How frost formation on coils affects refrigeration systems*, Refrigerating Engineering, Vol. 65, n° 2.
- Sunagawa I., 1999, *Growth and morphology of crystals*, FORMA, Vol. 14, pp. 147-166.
- Tao, Y., Besant, R. W., Rezkallah, K. S., 1993, *A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36(2), pp 353-363.
- Tassou, S. A., Datta, D., 1999, *Influence of supermarket environmental parameters on the frosting and defrosting of vertical multideck display cabinets*, ASHRAE Transactions 105(1): 491-496.
- Tassou, S. A., Ge, Y., Hadaway, A., Marriott, D., 2011, *Energy consumption and conservation in food retailing*, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp 147-156.
- Thevenot, R., 1979, *A history of refrigeration throughout the world*, International Institute of refrigeration, Paris.
- Threlkeld, J. L., Kuehn, T. H., Ramsey, J. W., 1998, *Thermal Environmental Engineering*, 3rd ed., Prentice-Hall.
- Tso, C. P., Cheng, Y. C., Lai, A. C. K., 2006, *Dynamic behavior of a direct expansion evaporator under frosting condition. Part I. Distributed model*, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 611-623.

- 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.
- Xia, Y., Zhong, Y., Hrnjak, P. S., Jacobi, A. M., 2006, *Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers*, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 1066-1079.
- Yang, D., Lee K., Song, S., 2006, *Fin spacing optimization of a fin-tube heat exchanger under frosting conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 2619-2625.
- Zhang, P., Hrnjak P. S., 2009, *Air-side performance evaluation of three types of heat exchangers in dry, wet and periodic frosting conditions*, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 911-921.

Cálculo da vazão de ar

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 70900D\sqrt{\Delta p\rho} \\ C &= 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{\text{Re}}} + \frac{134,6}{\text{Re}} \\ Y &= 1 - 0,00191 \frac{\Delta p}{\rho T} \\ V &= CAY\sqrt{2\Delta p / \rho} \end{aligned} \tag{56}$$

onde T [K] é a temperatura na entrada do bocal, Δp [Pa] a queda de pressão no bocal, ρ [kg m^{-3}] a densidade do ar, D [m] o diâmetro da saída do bocal, A [m^2] a área na saída do bocal e V [m^3s^{-1}] a vazão volumétrica de ar (ASHRAE 51, 1999).

Curva do ventilador I

$$V = \frac{a + c\Delta p + e\Delta p^2 + g\Delta p^3 + i\Delta p^4 + k\Delta p^5}{1 + b\Delta p + d\Delta p^2 + f\Delta p^3 + h\Delta p^4 + j\Delta p^5} \tag{57}$$

Tabela 7 – Coeficientes da equação (57)

a	$1,74537 \cdot 10^2$
b	$-1,1003 \cdot 10^{-1}$
c	$-2,2216 \cdot 10^1$
d	$4,41712 \cdot 10^{-3}$
e	$1.10272 \cdot 10^0$
f	$-7.8243 \cdot 10^{-5}$
g	$-2,675906 \cdot 10^{-2}$
h	$6,06656 \cdot 10^{-7}$
i	$3,21896 \cdot 10^{-4}$
j	$-1.4769 \cdot 10^{-9}$
k	$-1.5457 \cdot 10^{-6}$

Curva do ventilador II

$$V = \frac{a + c\Delta p + e\Delta p^2 + g\Delta p^3 + i\Delta p^4 + k\Delta p^5}{1 + b\Delta p + d\Delta p^2 + f\Delta p^3 + h\Delta p^4 + j\Delta p^5} \quad (58)$$

Tabela 8 – Coeficientes da equação (58)

a	$2,87795 \cdot 10^2$
b	$-6,31251 \cdot 10^{-2}$
c	$-2,10155 \cdot 10^1$
d	$1,45372 \cdot 10^{-3}$
e	$5,98416 \cdot 10^{-1}$
f	$-1.47726 \cdot 10^{-5}$
g	$-8,33065 \cdot 10^{-3}$
h	$6,57092 \cdot 10^{-8}$
i	$5,74907 \cdot 10^{-5}$
j	$-9,1770 \cdot 10^{-11}$
k	$-1,5892 \cdot 10^{-7}$

Curva do ventilador do túnel

$$\Delta p = \frac{a + b \ln(V) + c \ln^2(V) + d.N}{[1 + e \ln(V) + f \ln^2(V) + g.n + h.N^2]} \quad (59)$$

Tabela 9 – Coeficientes da equação (59)

a	63,63290
b	-21,44242
c	1,87134
d	-7,71312 . 10 ⁻³
e	-0,23476
f	1,3984 . 10 ⁻²
g	-1,15440 . 10 ⁻⁵
h	4,23254 . 10 ⁻⁹

onde Δp [Pa] é a diferença de pressão estática e V [m³s⁻¹] a vazão volumétrica de ar.

Curva resposta do sistema

$$N = \frac{a + b \ln(\Delta p) + cV + d \ln^2(\Delta p) + eV^2 + fV \ln(\Delta p)}{[1 + g \ln(\Delta p) + hV + i \ln^2(\Delta p) + jV^2 + kV \ln(\Delta p)]} \quad (60)$$

Tabela 10 – Coeficientes da equação (60)

a	-1,22442 . 10 ⁻²
b	1,36307 . 10 ²
c	7,2756 . 10 ⁻¹
d	-1,60033 . 10 ¹
e	1,32695 . 10 ⁻⁴
f	-1,13367 . 10 ⁻¹
g	-2,54273 . 10 ⁻¹
h	2,39404 . 10 ⁻⁴
i	1,61569 . 10 ⁻²
j	3,25557 . 10 ⁻⁸
k	-3,6636 . 10 ⁻⁵

onde N [rpm] é a rotação do ventilador, Δp [Pa] é a diferença de pressão estática e V [m^3s^{-1}] é a vazão volumétrica do ar.

Correlações para a densidade da geada

Hosoda *et al.* (1967)

$$\rho = 340|T_s|^{-0,445} + 85u \quad (61)$$

Faixa: $-20^\circ\text{C} \leq T_s \leq -5^\circ\text{C}$; $0^\circ\text{C} \leq T_{ar} \leq 10^\circ\text{C}$; $1 \text{ m/s} \leq u \leq 5 \text{ m/s}$; $18,8 \text{ g/kg} \leq \omega \leq 6,04 \text{ g/kg}$ e $0 \text{ min} \leq t \leq 240 \text{ min}$.

Hayashi *et al.* (1977)

$$\rho = 650 \exp(0,277T_s) \quad (62)$$

Faixa: $-18,6^\circ\text{C} \leq T_s \leq -5^\circ\text{C}$; $2 \text{ m/s} \leq u \leq 6 \text{ m/s}$; $\omega = 7,5 \text{ g/kg}$ e $0 \text{ min} \leq t \leq 450 \text{ min}$.

Hermes *et al.* (2009)

$$\rho = 207,3 \exp(0,266T_s - 0,0615T_e) \quad (63)$$

Faixa: $-16^\circ\text{C} \leq T_s \leq -4^\circ\text{C}$; $16^\circ\text{C} \leq T_{ar} \leq 22^\circ\text{C}$; $u = 0,7 \text{ m/s}$; $\omega = 7,5 \text{ g/kg}$ e $50\% \leq \phi \leq 80\%$.

APÊNDICE II – Subsistema elétrico

O esquema elétrico do aparato experimental é dividido em um setor de comando e outro de força, como ilustrado na Figura 78. O sistema é alimentado com uma rede trifásica de 220 V com frequência nominal de 60 Hz, representada pelas linhas R, S e T.

O circuito de comando é habilitado através do botão liga-desliga (L / D) que aciona a contactora geral (CG) e energiza as chaves seletoras (S) dos demais componentes. Um botão de emergência (SEM) e diferentes fusíveis (F) foram instalados para segurança. Adicionalmente, todos os componentes foram devidamente aterrados. O acionamento das chaves seletoras liga diretamente os componentes da bancada, como no caso dos controladores PID, ou ativa o circuito das contactoras. A nomenclatura completa dos componentes do esquema elétrico é apresentada na Tabela 11.

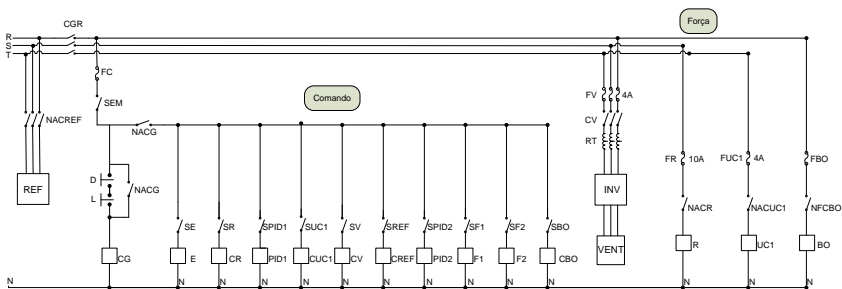


Figura 78 – Esquema elétrico da bancada

Tabela 11 – Legenda dos componentes elétricos

FG	Fusível Geral	F2	Fonte 5 VCC
CGR	Chave Geral	SF2	Chave fonte 5 VCC
FC	Fusível de Comando	SBO	Chave do Boiler
SEM	Chave de Emergência	CBO	Contactora do Boiler
NACG	Contactora Geral Normalmente Aberta	FV	Fusíveis do Ventilador
CG	Contactora Geral	CV	Contactora do Ventilador
SE	Chave da Extensão	INV	Inversor de Frequência
E	Extensão	VENT	Ventilador
SR	Chave da Resistência do Ar	FR	Fusível da Resistência
CR	Contactora da Resistência do Ar	NACR	Contactora da Resistência do Ar
PID1	PID temperatura	R	Resistência do Ar
SPID	Chave do PID1	REF	Resfriador do Evaporador Teste
SREF	Chave do Resfriador do Evaporador Teste	NACREF	Contactora da Unidade Condensadora do Evaporador Teste
CREF	Contactora do REF	UC1	Unidade Condensadora do Ar
SV	Chave da Contactora do Ventilador	FUC1	Fusível da Unidade Condensadora do Ar
CV	Contactora do Ventilador	NACUC1	Contactora da Unidade Condensadora do Ar
SUC1	Chave da Unidade Condensadora do Ar	BO	Boiler
CUC1	Contactora da Unidade Condensadora do Ar	FBO	Fusível do Boiler
PID2	PID umidade	NFCBO	Contactora do Boiler
SPID	Chave do PID2	RT	Reator Trifásico
F1	Fonte 24 VCC		
SF1	Chave fonte 24 VCC		

APÊNDICE III – Subsistema de medição e aquisição de dados

O subsistema de medição e aquisição de dados tem por finalidade medir os sinais analógicos enviados pelos transdutores e converte-los em sinais digitais para armazenamento e posterior processamento e análise. A Figura 79 mostra os principais componentes desse subsistema, que serão detalhados a seguir.

O subsistema de medição de pressão diferencial (SMPD) é composto por uma fonte de tensão de 24 VCC (FT1) que alimenta os transdutores de pressão diferenciais (TPD) modelos 607-4 e 607-4 da marca Dwyer®. Esses equipamentos fornecem uma corrente elétrica, proporcional à diferença de pressão, que é convertida em tensão através de resistores (R1) e enviada para a placa de aquisição (PA).

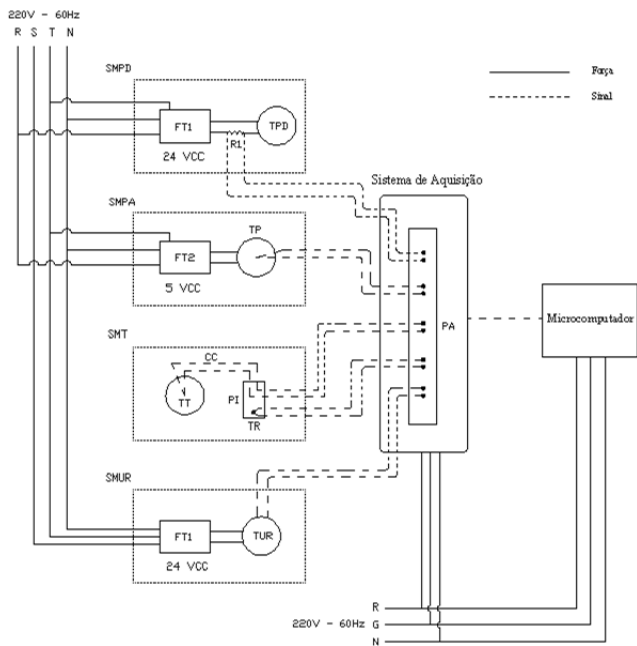


Figura 79 – Subsistema de medição e aquisição de dados

O subsistema de medição de pressão absoluta (SMPA) é formado por uma fonte de tensão de 5 VCC (FT2) que alimenta o transdutor de pressão (TP), que por sua vez envia um sinal de tensão para a placa de aquisição (PA).

O subsistema de medição de temperatura (SMT) é formado por termopares (TT) do tipo T (Cobre – Constantan) conectados à placa isotérmica (PI) por cabos de compensação (CC). A temperatura de referência da placa isotérmica é obtida através da média dos sinais enviados por três termistores (TR). A placa isotérmica é isolada termicamente como borracha elastomérica para evitar variações da temperatura de referência.

O sistema de medição de umidade relativa (SMUR) é composto por dois transdutores de umidade relativa (TUR), que geram uma tensão entre 0 a 10 V, proporcional à umidade relativa do ar.

APÊNDICE IV – Estimativa da incerteza expandida de medição dos valores de referência

Esta seção apresenta o procedimento adotado para estimativa da incerteza expandida de medição dos valores de referência, que se baseia no Guia para Expressão da Incerteza de Medição (2003). A análise foi dividida em duas partes, sendo a primeira delas referente às variáveis medidas e a segunda relacionada às variáveis obtidas indiretamente através de cálculos matemáticos.

De um modo geral, a incerteza de medição é composta por uma parcela associada ao sistema de medição (u_s) e outra referente à incerteza padrão das observações (u_o). As equações empregadas para o cálculo da incerteza padrão combinada (u_c) e da incerteza expandida ($U_{(k95\%=2)}$) são apresentadas a seguir, onde u_i representa as incertezas padrão independentes e k o fator de abrangência:

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} \quad (64)$$

$$U_{(k95\%=2)} = k \cdot u_c \quad (65)$$

1. Estimativa das incertezas de medição das variáveis medidas

As variáveis medidas foram a temperatura (T), a umidade relativa do ar (ϕ), a pressão diferencial (Δp), a pressão absoluta (p) e a espessura da camada de geada (x_g).

Devido às características transientes do processo, a incerteza padrão das observações (u_o) foi estimada com base no método apresentado por Montgomery e Runger (2002). Este método consiste em ajustar uma função matemática aos dados experimentais e analisar estatisticamente a diferença existente entre os valores observados (y) e os valores previstos pela regressão (y_o). No presente trabalho, as variáveis foram regredidas em função do tempo através de polinômios de décima ordem, sendo que as seguintes equações foram empregadas para o cálculo de u_o :

$$SS_e = \sum_0^n (y - y_o) \quad (66)$$

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{SS_e}{n-10} \quad (67)$$

$$u_o = \sqrt{\hat{\sigma}^2 x_o' (X'X)^{-1} x_o} \quad (68)$$

onde SS_e representa o somatório dos erros, n o número de observações, $\hat{\sigma}^2$ a variância do erro, X a matriz das variáveis independentes, X' a matriz transposta de X , x_o o vetor das variáveis independentes no ponto onde u_o é avaliado e x_o' o vetor transposto de x_o . Como u_o é avaliado a cada instante de tempo, optou-se por utilizar o maior valor encontrado para cada variável.

A Figura 80, mostra o comportamento da queda de pressão do ar no evaporador em função do tempo, para um ensaio onde se utilizou um grau de super-resfriamento igual a 14,5°C e o ventilador II. Na mesma figura são apresentadas as observações experimentais, a função matemática ajustada e os limites de predição obtidos através da equação (68) multiplicada pelo coeficiente t de *Student*, assumindo uma confiabilidade de 95%. Nesse caso, o valor máximo encontrado para u_o durante o intervalo de tempo analisado foi de $\pm 0,20$ Pa.

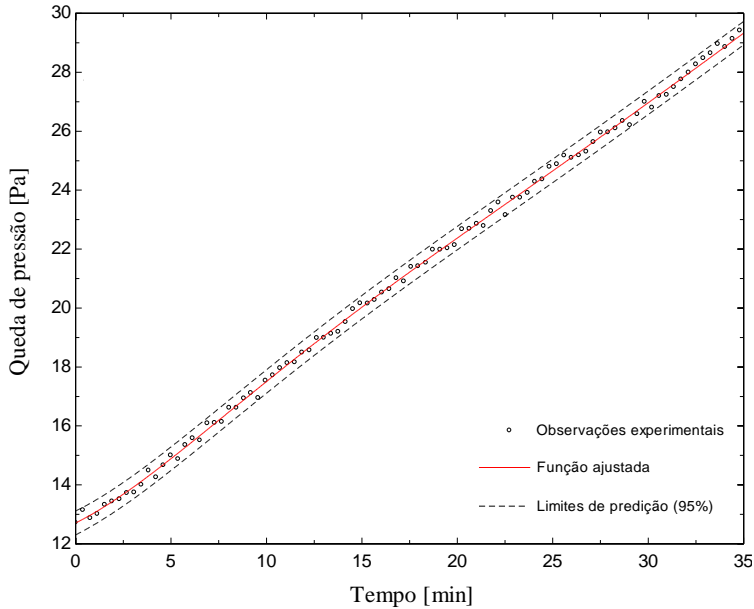


Figura 80 – Limites de predição para a queda de pressão do ar no evaporador

O procedimento descrito anteriormente foi aplicado às variáveis de quinze testes da base de dados escolhidos aleatoriamente. A Tabela 12 apresenta os valores de u_o para cada variável.

Tabela 12 – Incerteza padrão das variáveis medidas

T [°C]	ϕ [%]	Δp [Pa]	p_{atm} [Pa]
$\pm 0,12$	$\pm 0,60$	$\pm 0,21$	± 350

Diferente das demais variáveis medidas, cujos valores eram registrados pelo sistema de aquisição, a espessura da camada de geada foi avaliada através de imagens obtidas com auxílio de uma câmera digital acoplada a um microscópio. Após o sistema de medição ter sido aferido, três medições foram realizadas em cada uma das seis diferentes posições apresentadas na Figura 81, para obtenção da espessura média

da camada de geada. Através das medições realizadas, determinou-se a incerteza padrão da espessura da camada de geada igual a $\pm 0,1$ mm.

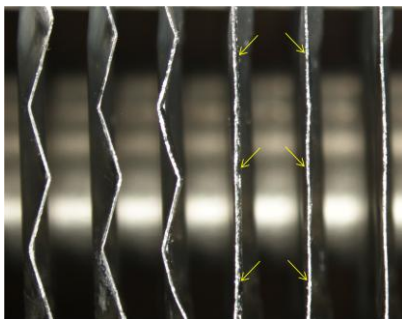


Figura 81 – Setas indicando as posições das aletas onde foram realizadas as medições da espessura da camada de geada

1.1. Incerteza expandida do sistema de medição de temperatura (T)

A incerteza associada ao sistema de medição da temperatura é composta por duas parcelas principais, associadas ao erro do termopar e ao erro dos termistores que indicam a temperatura de referência. Os valores empregados para obtenção da incerteza combinada do sistema de medição da temperatura são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 – Incerteza combinada do sistema de medição da temperatura

Temperatura	Fonte de Incerteza	Valor (°C)	Distribuição	Divisor	u_i (°C)
T	Termopar	$\pm 0,20$	Normal	2	0,1000
	Junta de referência	$\pm 0,15$	Retangular	$\sqrt{3}$	0,0866
$u_s(T)$	Incerteza combinada	-	-	-	0,13

Uma vez determinadas as parcelas associadas às observações e ao sistema de medição, obtém-se a incerteza expandida da temperatura. O procedimento de cálculo empregado é demonstrado a seguir:

$$u_o = 0,12^\circ\text{C} \text{ (Tabela 12)}$$

$$u_s = 0,13^\circ\text{C} \text{ (Tabela 13)}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 0,14^\circ\text{C}$$

$$U_{(k_{95\%} = 2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (0,14) = 0,28 \cong \pm 0,3^\circ\text{C}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

$U_{(k_{95\%} = 2)}$ = incerteza expandida

1.2. Incerteza expandida do sistema de medição de umidade relativa (ϕ)

A medição da umidade relativa do ar foi realizada por dois transdutores, modelo 6681, produzidos pelo fabricante Testo[®], que apresentam incertezas máximas de $\pm 1,7\%$. Combinado esse valor com o resultado apresentado na Tabela 17, obtém-se a incerteza expandida conforme indicado a seguir:

$$u_o = 0,60\% \text{ (Tabela 12)}$$

$$u_s = U_s / \sqrt{3} = 1,7 / \sqrt{3} = 0,98\% \text{ (Manual do fabricante)}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 1,15\%$$

$$U_{(k_{95\%} = 2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (1,15) = 2,30 \cong \pm 2\%$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

$U_{(k_{95\%} = 2)}$ = incerteza expandida

1.3. Incerteza expandida do sistema de medição da diferença de pressão no bocal (Δp)

A variação de pressão no bocal foi medida por um transdutor de pressão diferencial, modelo 607-7, da marca Dwyer[®], que apresenta um erro combinado (linearidade, histerese e repetitividade) de $\pm 6,2$ Pa. A

incerteza expandida obtida através desse equipamento foi calculada conforme apresentado a seguir:

$$u_o = 0,21 \text{ Pa (Tabela 12)}$$

$$u_s = U_s/\sqrt{3} = 6,2/\sqrt{3} = \pm 3,57 \text{ Pa (Manual do fabricante)}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 3,57 \text{ Pa}$$

$$U_{(k_{95\%} = 2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (3,57) = 7,15 \cong \pm 7 \text{ Pa}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

$U_{(k_{95\%} = 2)}$ = incerteza expandida

1.4. Incerteza expandida do sistema de medição da diferença de pressão no evaporador (Δp)

A variação de pressão no evaporador foi medida por um transdutor de pressão diferencial, modelo 607-4, da marca Dwyer[®], que apresenta um erro combinado (linearidade, histerese e repetitividade) de $\pm 2,5$ Pa. O cálculo da incerteza expandida é apresentado a seguir:

$$u_o = 0,21 \text{ Pa (Tabela 12)}$$

$$u_s = U_s/\sqrt{3} = 2,5/\sqrt{3} = 1,44 \text{ Pa (Manual do fabricante)}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 1,45 \text{ Pa}$$

$$U_{(k_{95\%} = 2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (1,45) = 2,91 \cong \pm 3 \text{ Pa}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

$U_{(k_{95\%} = 2)}$ = incerteza expandida

1.5. Incerteza expandida do sistema de medição da pressão absoluta (p_{am})

A pressão absoluta foi medida por um transdutor de pressão modelo MBS 33-10121-1AB08 060G3036, da marca Danfoss[®]. A partir

dos dados fornecidos pelo fabricante obteve-se um erro combinado (linearidade, histerese e repetitividade) de ± 800 Pa. O cálculo da incerteza expandida obtida para esse sistema de medição é apresentado a seguir:

$$u_o = 800 \text{ Pa (Tabela 12)}$$

$$u_s = U_s/\sqrt{3} = 800/\sqrt{3} = 462 \text{ Pa (Manual do fabricante)}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 580 \text{ Pa}$$

$$U_{(k_{95\%} = 2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (580) = 1160 \cong \pm 1200 \text{ Pa}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

$U_{(k_{95\%} = 2)}$ = incerteza expandida

1.6. Incerteza expandida da espessura da camada de geada (x_g)

As imagens da camada de geada foram obtidas com uma câmera digital Nikon[®], modelo DSFi1, acoplada a um microscópio modelo SMZ800SYS e um sistema de iluminação NI-150, também da marca Nikon[®]. Uma lente modelo 0,5x P-Achro foi utilizada durante a visualização. Após a aquisição das imagens, a espessura da camada de geada foi medida com auxílio do programa computacional NIS-Elements[®]. A incerteza padrão do sistema de medição foi estimada com auxílio de uma escala padrão, e resultou no valor de $\pm 0,01$ mm. Devido ao formato irregular da superfície, a espessura da camada de geada foi tratada como um mensurando variável (Gonçalves Jr., 2010). O cálculo da incerteza expandida é apresentado a seguir:

$$u_s = U_s/2 = 0,01/2 = 0,005 \text{ mm}$$

$$\Delta I_{\max} = 0,1 \text{ mm}$$

$$u = u_s = \pm 0,005 \text{ mm}$$

$$\text{Repetitividade} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (0,005) = 0,01 \text{ mm}$$

$$U_{(k_{95\%} = 2)} = \text{Repetitividade} + \Delta I_{\max} = 0,01 + 0,1 \cong \pm 0,1 \text{ mm}$$

onde:

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

ΔI_{\max} = valor absoluto da máxima diferença entre as indicações e seu valor médio

$U_{(k_{95\%}=2)}$ = incerteza expandida

2. Estimativa das incertezas de medição das variáveis calculadas

Grandezas como a densidade do ar seco (ρ), o calor específico do ar seco à pressão constante (c_p), a umidade absoluta do ar (ω), a vazão volumétrica do ar (V), a taxa de formação de geada (\dot{m}_g), a massa total de geada acumulada (M_g) e as taxas de transferência de calor (q) foram calculadas através de relações termodinâmicas e matemáticas, expressas em função das variáveis medidas.

Na análise de incertezas, a pressão do ar no interior do túnel de vento foi assumida como constante e igual à pressão atmosférica (101.325 Pa). Essa simplificação foi adotada, pois a diferença observada entre a pressão atmosférica e a pressão no interior da seção de testes não ultrapassou 60 Pa (<0,1%) durante os experimentos. Na sequência é detalhado o procedimento envolvido no cálculo das incertezas padrão combinadas de cada variável.

2.1. Incerteza combinada da densidade do ar seco (ρ)

A densidade do ar seco foi expressa em função da temperatura, por uma equação do tipo

$$\rho = f(T) \quad (69)$$

Dessa forma:

$$u_{\rho}^2 = \left[\frac{d\rho}{dT} u(T) \right]^2 \quad (70)$$

Empregando um incremento dT equivalente à incerteza combinada obtida no item 1.1 e uma temperatura de 2,5°C, obteve-se os resultados apresentados na Tabela 14, que são necessários para solução da equação (70). Dessa forma, a incerteza expandida da densidade do ar seco foi estimada como $U_{(k_{95\%}=2)} = \pm 0,004 \text{ kg/m}^3$.

Tabela 14 – Avaliação da incerteza combinada da densidade do ar seco

$\rho = f(T)$	$\frac{d\rho}{dT} u(T)$	u_ρ [kg m ⁻³]
1,281	0,002	±0,002

2.2. Incerteza combinada do calor específico do ar seco à pressão constante (c_p)

O calor específico do ar seco à pressão constante foi descrito em função da temperatura por uma equação do tipo

$$c_p = f(T) \tag{71}$$

Dessa forma:

$$u_{c_p}^2 = \left[\frac{dc_p}{dT} u(T) \right]^2 \tag{72}$$

Empregando um incremento dT equivalente a incerteza combinada obtida no item 1.1 e uma temperatura de 10,0°C, obteve-se os resultados da Tabela 15, necessários para solução da equação (72). Dessa forma, a incerteza expandida do calor específico à pressão constante do ar seco foi estimada como $U_{(k=95\%=2)} = \pm 0,02 \text{ J kg}^{-1} \text{ C}^{-1}$, que mostrou-se representativa para toda faixa do experimento.

Tabela 15 – Avaliação da incerteza combinada do calor específico do ar seco à pressão constante

$c_p = f(T)$	$\frac{dc_p}{dT} u(T)$	u_{c_p} [J kg ⁻¹ C ⁻¹]
1006,218	0,010	±0,010

2.3. Incerteza combinada da umidade absoluta do ar (ω)

A umidade absoluta do ar foi descrita em função da temperatura e da umidade relativa do ar por uma equação do tipo

$$\omega = f(T, \phi) \quad (73)$$

Dessa forma:

$$u_{\omega}^2 = \left[\frac{\partial \omega}{\partial T} u(T) \right]^2 + \left[\frac{\partial \omega}{\partial \phi} u(\phi) \right]^2 \quad (74)$$

Empregando incrementos ∂T e $\partial \phi$ equivalentes às incertezas combinadas descritas nos itens 1.1 e 1.2, respectivamente, e uma condição psicrométrica de 10,0°C e 75%, obteve-se os resultados da Tabela 16, que mostram que a umidade relativa é a principal fonte de propagação de incertezas. Assim, a incerteza expandida da umidade absoluta do ar foi estimada como $U_{(k_{95\%=2})} = \pm 0,2 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$.

Tabela 16 – Avaliação da incerteza combinada da umidade absoluta do ar

$\omega = f(T, \phi)$	$\frac{\partial \omega}{\partial T} u(T)$	$\frac{\partial \omega}{\partial \phi} u(\phi)$	$u_{\omega} [\text{g}_{\text{H}_2\text{O}} / \text{kg}_{\text{ar seco}}]$
5,70	0,058	0,065	$\pm 0,09$

2.4. Incerteza combinada da vazão volumétrica do ar (V)

A vazão volumétrica do ar é uma função da temperatura do ar, densidade do ar, queda de pressão entre a entrada e saída do bocal e o diâmetro da saída do bocal. Com base no conhecimento dessas variáveis é possível calcular o valor da vazão através do seguinte conjunto de equações (ANSI/ASHRAE 51, 1999).

$$\begin{aligned}
\text{Re} &= 70900D\sqrt{\Delta p \cdot \rho} \\
C &= 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{\text{Re}}} + \frac{134,6}{\text{Re}} \\
Y &= 1 - 0,00191 \frac{\Delta p}{\rho T} \\
V &= 1,414 \cdot CAY\sqrt{\Delta p / \rho}
\end{aligned} \tag{75}$$

onde T [K] é a temperatura na entrada do bocal, Δp [Pa] a perda de carga no bocal, ρ [kg m^{-3}] a densidade do ar, D [m] o diâmetro da saída do bocal e A [m^2] a área na entrada do bocal.

Dessa forma:

$$u_v^2 = \left[\frac{\partial V}{\partial T} u(T) \right]^2 + \left[\frac{\partial V}{\partial \Delta p} u(\Delta p) \right]^2 + \left[\frac{\partial V}{\partial D} u(D) \right]^2 \tag{76}$$

Empregando incrementos ∂T e $\partial \Delta p$ equivalentes às incertezas combinadas descritas nos itens 1.1 e 1.3, respectivamente, $\partial D = \pm 0,05$ mm associado à medição do diâmetro da saída do bocal, uma temperatura de $7,0^\circ\text{C}$ e $\Delta p = 118$ Pa no bocal, obteve-se os resultados apresentados na Tabela 17, que indicam a medição da diferença de pressão no bocal como a principal fonte de propagação de incertezas. Adicionalmente, foi considerada a parcela da incerteza padrão referente ao ajuste dos coeficientes do conjunto de eq. (75), equivalente a $u_{coef} = \pm 0,0006$ [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] conforme apresentado pela norma ANSI/ASHRAE 51 (1999).

Dessa forma, a incerteza expandida da vazão volumétrica de ar foi estimada como $U_{(k_{95\%}=2)} = \pm 0,0017 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = \pm 6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

Tabela 17 – Avaliação da incerteza combinada da vazão volumétrica do ar

$V = f(T, \Delta p, D)$	$\frac{\partial V}{\partial T} u(T)$	$\frac{\partial V}{\partial \Delta p_d} u(\Delta p_d)$	$\frac{\partial V}{\partial D} u(D)$	$u_V = [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
0,04168	0,00001	0,00063	0,00007	$\pm 0,00087$

2.5. *Incerteza combinada da taxa de formação de geada (\dot{m}_g)*

A taxa de formação de geada é uma função da vazão volumétrica de ar, da densidade do ar e da diferença entre a umidade absoluta na entrada e saída do evaporador, sendo expressa pela seguinte equação

$$\dot{m}_g = V \rho (\omega_2 - \omega_1) \quad (77)$$

Dessa forma:

$$u_{\dot{m}_g}^2 = \left[\frac{\partial \dot{m}_g}{\partial V} u(V) \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_g}{\partial \rho} u(\rho) \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_g}{\partial \omega_1} u(\omega_1) \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{m}_g}{\partial \omega_2} u(\omega_2) \right]^2 \quad (78)$$

Calculando analiticamente as derivadas necessárias para a solução da eq. (78), para a condição $V = 150 \text{ m}^3/\text{h}$, $\rho = 1,301 \text{ kg/m}^3$, $\Delta \omega = 1,1 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ obteve-se os valores da Tabela 18, que apontam a umidade absoluta do ar como a principal fonte de propagação de incertezas. A partir desses resultados, a incerteza expandida da taxa de formação de geada foi estimada como $U_{\dot{m}_g} (k_{95\%}=2) = \pm 0,02 \text{ g/s}$, que mostrou-se representativa para toda faixa do experimento.

Tabela 18 – Avaliação da incerteza combinada da taxa de formação de geada

$\dot{m}_g = f(V, \rho, \Delta \omega)$	$\frac{\partial \dot{m}_g}{\partial V} u(V)$	$\frac{\partial \dot{m}_g}{\partial \rho} u(\rho)$	$\frac{\partial \dot{m}_g}{\partial \omega_1} u(\omega_1)$	$\frac{\partial \dot{m}_g}{\partial \omega_2} u(\omega_2)$	$u_{\dot{m}_g}$ [g/s]
0,059	-0,0012	-0,0001	0,0031	-0,0024	$\pm 0,0083$

2.6. Incerteza combinada da massa total de geada acumulada (M_g)

A massa total de geada acumulada é uma função do somatório do produto entre a taxa de formação de geada e o intervalo de tempo entre as leituras do sistema de aquisição, sendo expressa através da seguinte equação

$$M_g = \sum_{t=0}^{t=t_n} \dot{m}_g \Delta t \quad (79)$$

Dessa forma:

$$u_{M_g}^2 = \left(\left[\frac{\partial M_g}{\partial \dot{m}_{g0}} u(\dot{m}_{g0}) \right]^2 + \left[\frac{\partial M_g}{\partial \Delta t_0} u(\Delta t_0) \right]^2 \right) + \left(\left[\frac{\partial M_g}{\partial \dot{m}_{g1}} u(\dot{m}_{g1}) \right]^2 + \left[\frac{\partial M_g}{\partial \Delta t_1} u(\Delta t_1) \right]^2 \right) + \dots \quad (80)$$

$$\equiv N_n \left(\left[\frac{\partial M_g}{\partial \dot{m}_g} u(\dot{m}_g) \right]^2 + \left[\frac{\partial M_g}{\partial \Delta t} u(\Delta t) \right]^2 \right)$$

onde N_n representa o número de leituras (~ 3000) e Δt o intervalo de tempo entre as leituras do sistema de aquisição de dados ($\sim 2,2$ s), cuja incerteza padrão é $u_{\Delta t} = \pm 0,5$ s.

Calculando analiticamente as derivadas necessárias para a solução da equação (80), para a condição $\dot{m}_g = 0,06$ g/s, $\Delta t = 2,2$ s e $N_n = 3000$, obteve-se os resultados apresentados na Tabela 19. Dessa forma, a incerteza expandida da massa total de geada acumulada foi estimada como $U_{(k^{95\%=2})} = \pm 10$ g.

Tabela 19 – Avaliação da incerteza combinada da massa total de geada acumulada

$M_g = f(\dot{m}_g, \Delta t, NN)$	$\frac{\partial M_g}{\partial \dot{m}_g} u(\dot{m}_g)$	$\frac{\partial M_g}{\partial \Delta t} u(\Delta t)$	u_{M_g} [g]
403,10	1,03	3,27	$\pm 3,42$

2.7. Incerteza combinada da taxa de transferência de calor total (q_{tot})

A taxa de transferência de calor total é expressa pela soma das parcelas de calor sensível e latente

$$q_{tot} = q_{sen} + q_{lat} \quad (81)$$

onde

$$q_{sen} = V \rho \bar{c}_p (T_1 - T_2) + \varphi_1 (T_{amb} - T_1) \quad (82)$$

$$q_{lat} = \dot{m}_g L \quad (83)$$

Dessa forma:

$$u_{q_{sen}}^2 = \left[\frac{\partial q_{sen}}{\partial V} u(V) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_{sen}}{\partial \rho} u(\rho) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_{sen}}{\partial \bar{c}_p} u(\bar{c}_p) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_{sen}}{\partial T_1} u(T_1) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_{sen}}{\partial T_2} u(T_2) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_{sen}}{\partial T_{amb}} u(T_{amb}) \right]^2 \quad (84)$$

$$u_{q_{lat}}^2 = \left[\frac{\partial q_{lat}}{\partial \dot{m}_g} u(\dot{m}_g) \right]^2 \quad (85)$$

Calculando analiticamente as derivadas necessárias para a solução das equações (84) e (85), na condição $V = 150 \text{ m}^3/\text{h}$, $\rho = 1,301 \text{ kg/m}^3$, $\bar{c}_p = 1006,01 \text{ J kg}^{-1}\text{C}^{-1}$, $T_1 = 2,5^\circ\text{C}$, $T_2 = -4,0^\circ\text{C}$, $T_{amb} = 22,0^\circ\text{C}$ e $\dot{m}_g = 0,06 \text{ g/s}$, obteve-se os valores apresentados na Tabela 20 e na Tabela 21, que indicam a diferença de temperatura e a vazão do ar no evaporador como as principais fontes de propagação de incertezas sobre a taxa de transferência de calor sensível.

Tabela 20 – Avaliação da incerteza combinada da taxa de transferência de calor sensível

$q_{sen} = f(V, \rho, \bar{c}_p, \Delta T, T_{amb})$	$\frac{\partial q_{sen}}{\partial V} u(V)$	$\frac{\partial q_{sen}}{\partial \rho} u(\rho)$	$\frac{\partial q_{sen}}{\partial \bar{c}_p} u(\bar{c}_p)$
392,5	7,34	0,19	0,01
$\frac{\partial q_{sen}}{\partial T_1} u(T_1)$	$\frac{\partial q_{sen}}{\partial T_2} u(T_2)$	$\frac{\partial q_{sen}}{\partial T_{amb}} u(T_{amb})$	$u_{q_{sen}} [W]$
7,92	-8,19	0,28	$\pm 13,55$

Tabela 21 – Avaliação da incerteza combinada da taxa de transferência de calor latente

$q_{lat} = f(\dot{m}_g)$	$\frac{\partial q_{lat}}{\partial \dot{m}_g} u(\dot{m}_g)$	$u_{q_{lat}} [W]$
169,3	23,6	$\pm 23,6$

Assim, a incerteza expandida das taxas de transferência de calor sensível e latente foram estimadas como $U_{q_{sen} (k_{95\%=2})} = \pm 27W$ e $U_{q_{lat} (k_{95\%=2})} = \pm 47 W$. Deve-se notar que a incerteza da taxa de transferência de calor latente é 74% superior que a parcela sensível.

A partir desses resultados e da eq (86), estimou-se a incerteza expandida da taxa de transferência de calor total como $U_{(k_{95\%=2})} = \pm 54W$.

$$u_{q_{tot}}^2 = \left[\frac{\partial q_{tot}}{\partial q_{sen}} u(q_{sen}) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_{tot}}{\partial q_{lat}} u(q_{lat}) \right]^2 \quad (86)$$

Os resultados das incertezas expandidas obtidas para todas as variáveis estão resumidos na Tabela 22, na qual a incerteza expandida percentual foi avaliada em função dos valores máximos encontrados para cada variável.

Tabela 22 – Incertezas expandidas de medição do experimento

Mensurando	Incerteza expandida absoluta	Incerteza expandida percentual
T	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$	$\pm 5\%$
ϕ	$\pm 2\%$	$\pm 5\%$
Δp_{boc}	$\pm 7 \text{ Pa}$	$\pm 5\%$
Δp_e	$\pm 3 \text{ Pa}$	$\pm 10\%$
p_{atm}	$\pm 1200 \text{ Pa}$	$\pm 1\%$
x_g	$\pm 0,1 \text{ mm}$	$\pm 10\%$
ρ	$\pm 0,004 \text{ kg m}^{-3}$	$< \pm 1\%$
c_p	$\pm 0,02 \text{ J kg}^{-1}\text{C}^{-1}$	$< \pm 1\%$
ω	$\pm 0,2 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}} \text{ kg}^{-1}_{\text{ar seco}}$	$\pm 5\%$
V	$\pm 6 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$	$\pm 5\%$
m_g	$\pm 0,02 \text{ g s}^{-1}$	$\pm 20\%$
M_g	$\pm 10 \text{ g}$	$\pm 5\%$
q_{sen}	$\pm 30 \text{ W}$	$\pm 5\%$
q_{lat}	$\pm 50 \text{ W}$	$\pm 20\%$
q_{tot}	$\pm 60 \text{ W}$	$\pm 10\%$

APÊNDICE V – Correção do balanço de energia na seção de testes

A taxa de transferência de calor sensível no evaporador teste é foi calculada através de um balanço de energia no lado do ar, representado pela seguinte equação,

$$q_{calc} = \dot{m}c_{p,ar} (T_{ar,s} - T_{ar,e}) \quad (87)$$

onde q_{calc} é a taxa de transferência de calor sensível [W], \dot{m} é a vazão mássica de ar [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$], $c_{p,ar}$ o calor específico do ar à pressão constante [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$] e $T_{ar,s}$ e $T_{ar,e}$ as temperaturas médias do ar [$^{\circ}\text{C}$] na saída e entrada da secção de testes, respectivamente. Destaca-se que a variável q_{calc} é negativa quando o ar estiver sendo resfriado no evaporador.

Devido às trocas de calor existentes entre o ar no interior e exterior do túnel de vento, torna-se necessário corrigir o valor q_{calc} . Para tanto utiliza-se a correlação empírica (88), na qual T_{amb} representa a temperatura ambiente do laboratório e φ o coeficiente de correção.

$$q_{corr} = q_{calc} + \varphi(T_{ar,e} - T_{amb}) \quad (88)$$

O coeficiente φ é uma função da vazão mássica de ar em circulação no túnel de vento, da temperatura ambiente e das temperaturas do ar na entrada e saída do evaporador. Tais variáveis foram medidas enquanto potências conhecidas eram aplicadas na seção de testes, com auxílio de uma resistência elétrica ligada a um transdutor de potência. Esse procedimento foi repetido para as diferentes condições operacionais apresentadas na Tabela 23, o que permitiu a comparação entre a taxa de transferência de calor calculada pela equação (87) e a aplicada através da resistência elétrica.

Tabela 23 – Condições de operação para obtenção dos coeficientes

Ponto	q_{apl} [W]	$T_{ar,e}$ [°C]	T_{amb} [°C]	ΔT_1 [°C]	q_{calc} [W]	q_{corr} [W]	Erro [W]
1	0,0	2,1	23,1	-21,0	102,5	13,0	-13,0
2	517,4	6,8	23,0	-16,2	557,8	513,6	3,9
3	513,3	7,2	23,2	-16,0	555,7	512,0	1,3
4	505,8	9,9	22,7	-12,9	533,0	502,8	3,0
5	0,0	10,9	22,3	-11,4	50,1	1,6	-1,6
6	514,3	15,0	22,9	-7,8	528,7	521,3	-7,0
7	507,5	21,0	23,1	-2,1	490,5	507,6	-0,1
8	0,0	23,2	23,2	0,0	9,0	9,3	-9,3
9	0,0	25,1	22,4	2,7	-6,1	5,5	-5,5
10	504,5	25,0	22,5	2,5	466,1	502,6	1,9
11	0,0	40,3	20,6	19,6	-76,5	9,6	-9,6
12	518,9	40,1	20,1	20,0	407,1	520,2	-1,3

Em todos os casos empregou-se $v = 150 \text{ m}^3/\text{h}$

O coeficiente φ foi ajustado com base nos dados experimentais da Tabela 23, a partir do método dos mínimos quadrados, cujo objetivo era minimizar a diferença entre a taxa de transferência de calor aplicada (q_{apl}) e a corrigida (q_{corr}).

O valor encontrado para φ é apresentado na Tabela 24, sendo este empregado na obtenção dos valores de q_{corr} apresentados na Tabela 23. Observa-se que após a correção, a maior diferença entre a taxa de transferência de calor aplicada (q_{apl}) e calculada passou de 102 W para apenas 13 W.

Tabela 24 – Coeficiente da equação (88)

φ [W°C ⁻¹]	1,845
--------------------------------	-------

APÊNDICE VI – Eficiência global da superfície aletada com geada

Como a formação de geada altera as dimensões e o comportamento térmico do evaporador, tornam-se necessárias algumas considerações para a obtenção da eficiência global da superfície aletada. Portanto, assumindo que a aleta plana do evaporador possa ser aproximada por um conjunto de aletas circulares concêntricas aos tubos, realiza-se o balanço de energia no volume de controle dr , indicado na Figura 82, obtendo-se:

$$q_r = q_{r+dr} + q_{lateral} \quad (89)$$

onde os termos q_{r+dr} e $dq_{lateral}$ são expressos através das seguintes equações

$$q_{r+dr} = q_r + \frac{dq_r}{dr} dr \quad (90)$$

$$dq_{lateral} = dq_{sen} + dq_{lat} = \left(\frac{1}{h_c} + \frac{x_g}{k_g} \right)^{-1} dA_{lateral} (T - T_e) + \gamma dA_{lateral} (T - T_e) \quad (91)$$

e o termo γ é expresso por

$$\gamma = h_m L \left(\frac{\omega - \omega_{sat,e}}{T - T_e} \right) \quad (92)$$

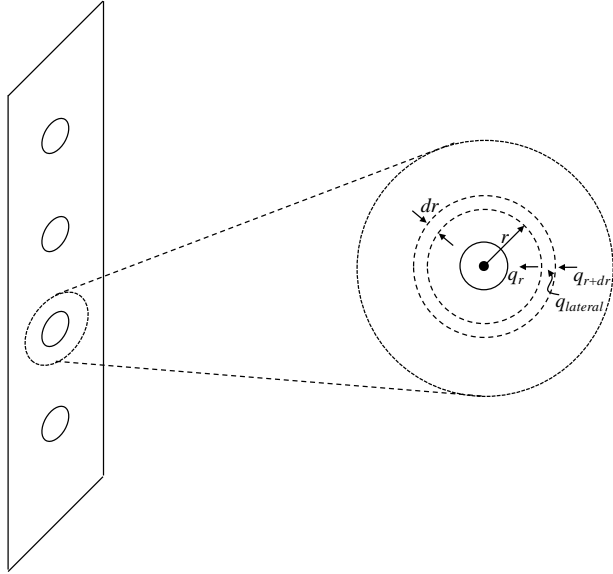


Figura 82 – Representação esquemática da superfície aletada do evaporador

Dessa maneira, a condutividade térmica da camada de geada passa a fazer parte do equacionamento da aleta e o termo referente à parcela de calor latente pode ser expresso em função da diferença de temperaturas entre o ar e a superfície do evaporador. Substituindo as equações das taxas de transferência de calor (90) e (91) no balanço de energia expresso pela equação (89), obtém-se a equação da energia para a superfície aletada coberta por uma camada de geada

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} - \frac{2h_{ef}}{k_{al}s} (T - T_e) = 0 \quad (93)$$

onde s é a espessura da aleta [m], k_{al} a condutividade térmica da aleta [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$] e h_{ef} é o coeficiente convectivo efetivo dado por

$$h_{ef} = \left(\frac{1}{h_c + \gamma} + \frac{x_g}{k_g} \right) \quad (94)$$

Para evitar o cálculo das funções de Bessel inerentes à solução completa da equação (93), optou-se pela utilização da solução aproximada proposta por Perrotin e Clodic (2003). Assim, a eficiência da aleta é expressa por

$$\eta_{al} = \frac{\tanh\left(mr_{tg}\beta\right)}{mr_{eq}\beta} \cdot \cos\left(0,1mr_{tg}\beta\right) \quad (95)$$

$$\beta = \left(\frac{r_{eq}}{r_{tg}} - 1\right) \left[1 + \left(0,3 + \left(\frac{m(r_{eq} - r_{tg})}{2,5} \right)^{1,5} \frac{1}{12r_{tg}} \left(0,26 \left(\frac{r_{eq}}{r_{tg}} \right)^{0,3} - 0,3 \right) \right) \ln\left(\frac{r_{eq}}{r_{tg}}\right) \right] \quad (96)$$

onde r_{tg} é o raio do tubo do evaporador somado a espessura da camada de geada, $m = \sqrt{(2h_{ef}) / (k_{al}s)}$. Como proposto por Schmidt (1949), o termo r_{eq} representa o raio equivalente da aleta plana com tubos desencontrados e depende dos parâmetros geométricos apresentados na Figura 83. O valor do raio equivalente (r_{eq}) é obtido com auxílio das equações (97), (98) e (99).

$$\frac{r_{eq}}{r_{tg}} = 1,27 \frac{X_T}{r_{tg}} \sqrt{\frac{X_D}{X_T} - 0,3} \quad (97)$$

$$X_D = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + P_l^2} \quad (98)$$

$$X_T = P_l \text{ se } P_l < \frac{P_t}{2}, \text{ senão } X_T = \frac{P_t}{2} \quad (99)$$

O valor da eficiência global da superfície aletada é então calculado pela seguinte equação (Incropera *et al.*, 2008)

$$\eta = 1 - \frac{A_{al}}{A_{tot}}(1 - \eta_{al}) \quad (100)$$

onde A_{al} é a área do conjunto de aletas do evaporador e A_{tot} representa a área total do evaporador, sendo ambas as áreas avaliadas considerando a espessura da camada de geada.

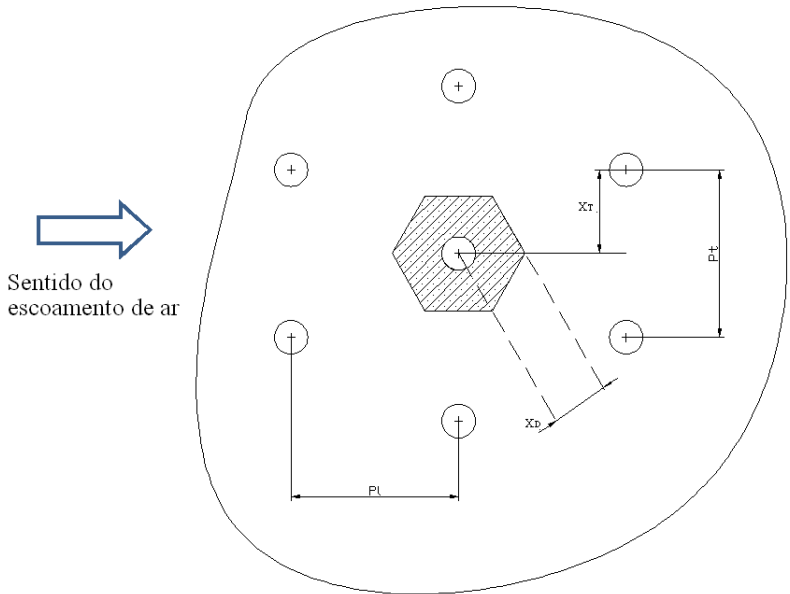


Figura 83 – Dimensões empregadas para obtenção do raio equivalente de uma aleta plana

