

Bruno Nuernberg Borges

***MODELAGEM SEMI-EMPÍRICA DE UM REFRIGERADOR
FROST-FREE SUJEITO À ABERTURA DE PORTAS***

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

Orientador: Prof. Cláudio Melo, Ph.D

Co-orientador: Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr.Eng.

Florianópolis, SC

Setembro de 2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Borges, Bruno Nuernberg

Modelagem Semi-Empírica de um Refrigerador Frost-Free
sujeito à Abertura de Portas / Bruno Nuernberg Borges ;
orientador, Cláudio Melo ; co-orientador, Christian Johann
Losso Hermes. - Florianópolis, SC, 2013.
193 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. refrigerador doméstico. 3.
geada. 4. evaporador. 5. abertura de portas. I. Melo,
Cláudio. II. Hermes, Christian Johann Losso. III.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Bruno Nuernberg Borges

**MODELAGEM SEMI-EMPÍRICA DE UM REFRIGERADOR
FROST-FREE SUJEITO À ABERTURA DE PORTAS**

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

Florianópolis, 20 de setembro de 2013

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Orientador

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

Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

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

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

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

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

Aos meus pais, Venito e Alice, e aos meus irmãos, Ana Laura, Liziane e Vinicius, pelo carinho e incentivo. À Laís, pelo amor, apoio e compreensão.

*"Excelência é uma habilidade conquistada através de treinamento e prática.
Nós somos aquilo que fazemos repetidamente.
Excelência, então, não é um ato, mas um hábito."*

Aristóteles, 384-322 A.C

AGRADECIMENTOS

Aos meus professores, em especial à Cláudio Melo e Christian Johann Losso Hermes, pelo constante incentivo, comprometimento e dedicação na orientação. À Joaquim Manoel Gonçalves, por sua contribuição inestimável na fundamentação deste trabalho.

Aos técnicos Luciano Vammommel, Silvano Nunes, David Oliveira e aos demais técnicos do laboratório de aplicações do POLO, pela presteza e empenho nas atividades experimentais. Em especial, agradeço à Rafael Goes, cuja dedicação e conhecimento foram fundamentais na execução das atividades experimentais realizadas. Ao colega Bruno Barros Gomes, pela contribuição em diversas etapas das atividades experimentais e de modelagem.

Aos colegas do POLO, em especial à Fernando Knabben, Joel Boeng, Rafael Baumgartner, Ernane Silva, Daniel Muller e Marco Diniz, pela oportunidade de discussões enriquecedoras, constante aprendizado e principalmente pela amizade compartilhada.

À Universidade Federal de Santa Catarina e ao POSMEC, por oferecer um programa de pós-graduação extremamente qualificado. Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, a Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina – FEESC e a Whirlpool S.A., pelo financiamento do trabalho, e aos engenheiros Publio Duarte e Robson Piucco, pelo apoio prestado e informações compartilhadas.

À Laís, pelo amor e constante incentivo, que me deram forças para concluir o mestrado longe do meio acadêmico.

Aos meus pais, por terem feito seus os meus sonhos.

O projeto de refrigeradores domésticos é focado não somente na redução do consumo de energia em condições normalizadas, mas também em condições reais de operação, quando as portas dos compartimentos refrigerados são abertas periodicamente. Nesse caso, há transporte de umidade para os compartimentos refrigerados com conseqüente formação de geada sobre o evaporador, redução da vazão de ar e elevação no tempo de funcionamento do compressor. O efeito de tais fenômenos deve ser considerado para o adequado projeto dos componentes assim como para a definição de estratégias de controle do produto.

A robustez do produto à formação de geada é geralmente estudada através de ensaios experimentais complexos, demorados e dispendiosos. Tal cenário favorece o uso de modelos matemáticos, embora nenhum dos modelos disponíveis na literatura seja capaz de simular o comportamento de um refrigerador doméstico submetido a ciclos de aberturas de portas e a conseqüente formação de geada sobre as superfícies do evaporador.

Para eliminar essa lacuna, desenvolveu-se um modelo matemático para simular o comportamento transiente de um refrigerador doméstico sujeito a condições típicas de um teste de robustez à formação de geada. Para tanto, adotou-se uma abordagem semi-empírica, onde os componentes do refrigerador foram modelados com base em trabalhos disponíveis na literatura. Alguns dos parâmetros empíricos associados aos modelos desses componentes foram derivados de resultados experimentais obtidos com o próprio refrigerador. As estimativas do modelo foram devidamente validadas contra dados experimentais. O desvio máximo observado na previsão da evolução temporal da vazão mássica de refrigerante, da potência consumida e das pressões de evaporação e condensação foi de $\pm 10\%$, da perda de carga no evaporador de $\pm 20\%$, da massa de geada acumulado no evaporador de $\pm 30\%$ e das temperaturas dos compartimentos refrigerados de $\pm 2^\circ\text{C}$. Além disso, o modelo foi utilizado para estimar o comportamento de variáveis não facilmente mensuráveis tais como a evolução temporal da posição da fronteira entre as regiões bifásica e superaquecida no evaporador, da densidade e espessura da camada de geada e da distribuição da massa de geada e da perda de carga em cada fileira do evaporador.

Palavras-chaves: refrigerador doméstico, geada, evaporador, abertura de portas.

Modern refrigerator design is aimed not only at energy savings but also at product robustness to evaporator frosting. Whilst the former is evaluated by means of standardized test procedures, the latter is assessed by testing the refrigerator under real usage conditions, when the doors are opened in a regular basis, allowing moisture to enter the refrigerated compartment and, consequently, frost to accumulate on the evaporator surface. As the frost layer grows, the air-side pressure drop rises, reducing the air flow rate and, therefore, the evaporator capacity. As a consequence, the compressor is driven to run longer cycles, thus increasing the energy consumption.

The laboratory procedures required for product assessment and development rely on costly and time consuming experiments. Albeit it has been advocated that the adoption of simulation models may aid the product development process, there is no model available in the open literature which is capable of simulating the refrigerator performance under door-opening and frost build-up conditions.

Therefore, a mathematical model for simulating the transient behavior of a domestic refrigerator in such conditions has been advanced in this work. A first-principles simulation model was put forward for the refrigeration loop, whereas a semi-empirical approach was adopted for the refrigerated compartment, in such a way that the key empirical parameters were obtained by testing the refrigerator in an environmental chamber. The model was validated against experimental data, when it was found that its predictions for power consumption and refrigerant mass flow rate fell within a $\pm 10\%$ error band, its predictions for accumulated frost mass were within a $\pm 20\%$ error band, and its predictions for compartment air temperatures were within a $\pm 2\text{K}$ error band. The model is also capable of predicting the behavior of some non-measurable variables, such as the time evolution of the liquid-vapor to vapor transition point of the refrigerant in the evaporator, the density and thickness of the frost layer over the different rows of the evaporator and also the contribution of each of these rows on the air side pressure drop on the evaporator.

Keywords: Domestic refrigerator, frost formation, evaporator, door opening.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Consumo final do setor residencial (Eletrobrás, 2007).....	1
Figura 1.2 – Fluxograma geral da metodologia utilizada na composição do modelo matemático	11
Figura 2.1 – Refrigerador Brastemp modelo BRJ49	13
Figura 2.2 – Aparato de coleta e medição da água proveniente do degelo	15
Figura 2.3 – Temperaturas médias dos compartimentos do refrigerador medidas com e sem massa de cobre nas juntas termopares.....	16
Figura 2.4 – Pontos de instrumentação do refrigerador.....	18
Figura 2.5 – Curva característica do ventilador.....	20
Figura 2.6 –Instrumentação dos compartimentos, com destaque para os sensores de umidade (a); Posição das máquinas de abertura de portas (b)	22
Figura 2.7 – Comportamento cíclico das temperaturas médias do freezer nos ensaios nº1, 3 e 5.....	24
Figura 2.8 – Comportamento cíclico das temperaturas médias do refrigerador nos ensaios nº1, 3 e 5.....	24
Figura 2.9 – Temperatura do freezer e do refrigerador para os ensaios de nº 5 e 6.....	25
Figura 2.10 – Umidades medidas nos ensaios nas condições 1 e 2.....	27
Figura 2.11 – Umidades medidas nos ensaios nas condições 3 e 4.....	27
Figura 2.12 – Umidades medidas nos ensaios nas condições 5 e 6.....	28
Figura 2.13 – Pressão de evaporação nos ensaios nas condições 1,3 e 5	29
Figura 2.14 – Pressão de condensação nos ensaios nas condições 1, 3 e 5	30
Figura 2.15 – Potência consumida e vazão mássica de refrigerante nos ensaios 1,3 e 5	31
Figura 2.16 – temperatura do refrigerante na entrada e saída do evaporador para os ensaios 1, 3 e 5.....	32
Figura 2.17 – Comportamento de algumas variáveis durante o período de degelo	34
Figura 2.18 – Temperatura (a) e umidade (b) dos compartimentos durante o ensaio com abertura de portas na condição 7 (25°C e 12 g _s /kg _a).....	38
Figura 2.19 – Temperatura (a) e umidade (b) dos compartimentos durante o ensaio com abertura de portas na condição 8 (32°C e 21 g _s /kg _a).....	39

Figura 2.20 – Temperatura (a) e umidade (b) dos compartimentos durante o ensaio com abertura de portas na condição 9 (38°C e 21 g _s /kg _a).....	40
Figura 2.21 – Temperatura e umidade dos compartimentos do refrigerador durante um ciclo de abertura de portas na condição 7 (25°C e 12 g _s /kg _a).....	42
Figura 2.22 – Temperatura e umidade dos compartimentos do refrigerador durante um ciclo de abertura de portas na condição 8 (32°C e 21 g _s /kg _a).....	43
Figura 2.23 – Temperatura e umidade dos compartimentos do refrigerador durante um ciclo de abertura de portas na condição 9 (38°C e 21 g _s /kg _a).....	44
Figura 2.24 – Pressões de evaporação e condensação para o ensaio na condição 7 (25°C e 12 g _s /kg _a).....	45
Figura 2.25 – Pressões de evaporação e condensação para o ensaio na condição 8 (32°C e 21 g _s /kg _a).....	46
Figura 2.26 – Pressões de evaporação e condensação para o ensaio na condição 9 (38°C e 21 g _s /kg _a).....	47
Figura 2.27 – potência consumida e vazão mássica de refrigerante durante o ensaio na condição 7 (25°C e 12 g _s /kg _a).....	48
Figura 2.28 – potência consumida e vazão mássica de refrigerante durante o ensaio na condição 8 (32°C e 21 g _s /kg _a).....	48
Figura 2.29 – potência consumida e vazão mássica de refrigerante durante o ensaio na condição 9 (38°C e 21 g _s /kg _a).....	49
Figura 2.30 – Perda de carga e vazão mássica de ar durante o ensaio na condição 7 (25°C e 12 g _s /kg _a).....	50
Figura 2.31 – Perda de carga e vazão mássica de ar durante o ensaio na condição 8 (32°C e 21 g _s /kg _a).....	51
Figura 2.32 – Perda de carga e vazão mássica de ar durante o ensaio na condição 9 (38°C e 21 g _s /kg _a).....	52
Figura 2.33 – Temperaturas do refrigerante na entrada e saída do evaporador durante o ensaio na condição 7 (25°C e 12 g _s /kg _a).....	53
Figura 2.34 – Temperaturas do refrigerante na entrada e saída do evaporador durante o ensaio na condição 8 (32°C e 21 g _s /kg _a).....	54
Figura 2.35 – Temperaturas do refrigerante na entrada e saída do evaporador durante o ensaio na condição 9 (38°C e 21 g _s /kg _a).....	54
Figura 2.36 - Degelo ao fim do ensaio na condição 8.....	56
Figura 3.1 – Circuito de refrigeração de um refrigerador doméstico típico	59
Figura 3.2 – Estados do refrigerante ao longo do circuito da Figura 3.1, em um diagrama P-h.....	60

Figura 3.3 – Trocador de calor tubo capilar – linha de sucção.....	65
Figura 3.4 – Fluxograma de solução do modelo do conjunto capilar diabático – trocador de calor interno.....	71
Figura 3.5 – Representação esquemática do condensador	76
Figura 3.6 - Representação esquemática do evaporador	80
Figura 3.7 – Representação esquemática da camada de geada (Piucco, 2008)	85
Figura 3.8 – Solução para o modelo da transferência de calor e massa e do crescimento e adensamento de geada no evaporador no caso de superaquecimento prescrito.....	92
Figura 3.9 – Solução com superaquecimento variável	94
Figura 3.10 – Alguns componentes do gabinete refrigerado.....	96
Figura 3.11 - Representação esquemática do escoamento de ar durante abertura da porta do freezer.....	100
Figura 3.12- representação esquemática do circuito de ar.....	103
Figura 3.13 – Fluxograma geral de solução do modelo	107
Figura 4.1 – Curva característica do ventilador e perda de carga total do gabinete para diferentes perdas de carga do evaporador	112
Figura 4.2 – Vazão mássica e potência calculadas pelo modelo em regime permanente	115
Figura 4.3 – Pressões calculadas no ajuste para ambas as alternativas avaliadas.....	116
Figura 4.4 – Temperaturas dos compartimentos para $T_a=25^{\circ}\text{C}$	120
Figura 4.5 – Temperaturas dos compartimentos para $T_a=32^{\circ}\text{C}$	121
Figura 4.6 – Temperaturas dos compartimentos para $T_a=38^{\circ}\text{C}$	121
Figura 4.7 –Pressões de condensação e evaporação para $T_a=25^{\circ}\text{C}$	122
Figura 4.8 – Pressões de condensação e evaporação para $T_a=32^{\circ}\text{C}$	123
Figura 4.9 – Pressões de condensação e evaporação para $T_a=38^{\circ}\text{C}$	124
Figura 4.10 – Potência do compressor e vazão mássica de refrigerante para $T_a=25^{\circ}\text{C}$	125
Figura 4.11 – Potência do compressor e vazão mássica de refrigerante para $T_a=32^{\circ}\text{C}$	126
Figura 4.12 – Potência do compressor e vazão mássica de refrigerante para a condição de temperatura ambiente de 38°C	126
Figura 4.13 –Umidade experimental e calculada, condição 7.....	130
Figura 4.14 – Umidade experimental e calculada, condição 8.....	131
Figura 4.15 – Umidade experimental e calculada, condição 9.....	132
Figura 4.16 –Perda de carga do ar no evaporador considerando as umidades experimental e calculada, condição 8.....	133
Figura 4.17 –Pressões de condensação e evaporação obtidas pelo modelo com superaquecimento prescrito, condição 8.....	134

Figura 4.18 –Pressões experimental e calculadas na condição 7	135
Figura 4.19 –Pressões experimental e calculada na condição 8.....	136
Figura 4.20 – Pressões experimental e calculada na condição 9.....	136
Figura 4.21 –Temperatura e umidade experimentais e calculadas pelo modelo, condição 7.....	138
Figura 4.22 –Temperatura e umidade experimentais e calculadas pelo modelo para a condição 8.....	139
Figura 4.23 – Temperatura e umidade experimentais e calculadas pelo modelo para a condição 9.....	140
Figura 4.24 – Potência e vazão mássica experimentais e calculadas, condição 7	142
Figura 4.25 – Potência e vazão mássica experimentais e calculadas, condição 8	142
Figura 4.26 – Potência do compressor e vazão mássica experimentais e calculadas, condição 9	143
Figura 4.27 – Perda de carga através do evaporador na condição 7 ...	144
Figura 4.28 – Perda de carga através do evaporador na condição 9 ...	144
Figura 4.29 –Temperatura na entrada e saída do evaporador para a condição 7	146
Figura 4.30 –Temperatura na entrada e saída do evaporador para a condição 8	146
Figura 4.31 –Temperatura na entrada e saída do evaporador para a condição 9	147
Figura 4.32 – Posição da frente de líquido ao longo do tempo	149
Figura 4.33 – Massa (a) e espessura (b) da geada em cada fileira de aletas do evaporador durante o ensaio na condição 8	150
Figura 4.34 – Densidade da geada em cada fileira de aletas do evaporador para o ensaio na condição 8	152
Figura 4.35 - Perda de carga por fileira de aletas.....	153
Figura II.1 - O túnel de vento acoplado ao refrigerador para um ensaio de medição da vazão total do gabinete.....	169
Figura II.2 - Configurações para conexão do refrigerador ao túnel de vento para medição da vazão total (a) e do freezer (b)	170
Figura III.1 – Esquema da câmara de testes.....	171

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Características do refrigerador testado	14
Tabela 2.2 – Quadro-resumo da instrumentação do refrigerador	17
Tabela 2.3 – Resultados obtidos dos testes em túnel de vento com o gabinete	19
Tabela 2.4 – Condições experimentais nominais empregadas nos ensaios com portas fechadas em câmara termodinâmica	21
Tabela 2.5 – Dados relativos ao degelo nos ensaios com portas fechadas	35
Tabela 2.6 – Médias experimentais obtidas durante o regime transiente periódico.....	36
Tabela 2.7 – Dados relativos aos ensaios com abertura de portas.....	55
Tabela 4.1 – Parâmetros do modelo hidrodinâmico do gabinete	112
Tabela 4.2 – Valores ajustados para η_g , η_v e UA_k para cada condição experimental considerada.....	114
Tabela 4.3 – Valores dos coeficientes das equações para determinação dos parâmetros do modelo do compressor	114
Tabela 4.4 – Resultados obtidos a partir do modelo em regime permanente	116
Tabela 4.5 – Dados utilizados na determinação dos parâmetros do modelo do gabinete	118
Tabela 4.6 – Valores dos parâmetros do modelo do gabinete e do erro acumulado na otimização	118
Tabela 4.7 – Cargas térmicas sensível e latente estimadas pelas expressões (4.2) e (4.3)	119
Tabela 4.8 – Consumo de energia experimental e calculado pelos modelos com superaquecimento prescrito e variável.....	127
Tabela 4.9 – Massa de geada prevista pelo modelo	148

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos

<i>Símbolo</i>	<i>Descrição</i>	<i>Unidade</i>
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
H	Altura	[m]
A	Área	[m ²]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/kgK]
$c_{p,s}$	Calor específico à pressão constante do vapor na linha de sucção	[J/kgK]
h_{lv}	Calor latente de evaporação do fluido refrigerante	[J/kg]
\dot{Q}_e	Capacidade de Refrigeração	[W]
\dot{Q}_{evap}	Capacidade de refrigeração da região bifásica do evaporador	[W]
\dot{Q}_{lat}	Capacidade de refrigeração latente	[W]
\dot{Q}_{sen}	Capacidade de refrigeração sensível	[W]
C	Capacidade térmica equivalente	[]
\dot{h}_o	Coefficiente combinado de transferência de calor	[W/m ² K]
K	Coefficiente de descarga do compartimento	[-]
K_{cab}	Coefficiente de perda de carga do gabinete	[-]
\dot{h}	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
\dot{h}_r	Coefficiente de transferência de calor por radiação	[W/m ² K]
\dot{h}_m	Coefficiente de transferência de massa	[m/s]
UA	Coefficiente global de transferência de calor	[W/K]
L_e	Comprimento da serpentina do evaporador	[m]
L_s	Comprimento do trocador de calor tubo-capilar	[m]
k	Condutividade	[W/mK]
d	Diâmetro	[m]
d_b	Diâmetro das dobras nos tubos do evaporador	[m]
d_o	Diâmetro do tubo do evaporador	[m]
d_w	Diâmetro dos arames do condensador	[m]
d_t	Diâmetro dos tubos do condensador	[m]
d_{eq}	Diâmetro equivalente do tubo do evaporador	[m]
$LMTD$	Diferença média logarítmica de temperatura	[°C]
D	Difusividade do vapor d'água	[m ² /s]
p_t	Distância entre tubos no condensador	[m]
x_f	Espessura da geada	[m]

e_{eq}	Espessura equivalente das aletas	[-]
f	Fator de atrito	[-]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
q'	Fluxo de calor por unidade de comprimento	[W/m]
G	Fluxo de massa	[kg/m ² s]
r	Fração de vazão para o freezer	[-]
$\Delta T_{sh,e}$	Grau de superaquecimento no evaporador	[°C]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
W	Largura	[m]
n_f	Número de aletas	[-]
j	Número de Colburn	[-]
n_l	Número de fileiras	[-]
Ha	Número de Hatta	[-]
Le	Número de Lewis	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
n_t	Número de tubos por fileira	[-]
NTU	Número de Unidades de Transferência	[-]
ΔP	Perda de carga	[Pa]
\dot{W}	Potência	[W]
P	Pressão	[Pa]
B	Profundidade do evaporador	[m]
\dot{Q}	Taxa de transferência de Calor	[W]
T	Temperatura	[kg/s]
T_{film}	Temperatura de filme do ar	[°C]
\bar{T}	Temperatura de mistura	[°C]
T_{avg}	Temperatura média	[°C]
$T'_{o,e}$	Temperatura na descarga do ventilador	[°C]
x_4	Título na entrada do evaporador	[-]
w	Umidade absoluta	[kg _s /kg _a]
\bar{w}	Umidade de mistura	[kg _s /kg _a]
$w_{s,i}$	Umidade na superfície da geada	[W]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
V	Volume do compartimento	[m ³]
v	Volume específico	[m ³ /kg]

Símbolos Gregos

<i>Símbolo</i>	<i>Descrição</i>	<i>Unidade</i>
λ	Coefficiente de dessublimação da geada	[1/s]
ζ	Comprimento da região bifásica	[m]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² K ⁴]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
ε	Efetividade	[-]
ε_r	Emissividade do condensador	[-]
ε_{fin}	Fator de aleta	[-]
α_e	Fração de vazio	[-]
Λ	Multiplicador diabático	[-]
η	Rendimento, eficiência	[-]
τ_{eq}	Tempo equivalente do líquido no evaporador	[s]
τ_f	Tortuosidade da geada	[-]
ε_f	Porosidade da geada	[-]
μ	Viscosidade	[m ² /s]

Índices

<i>Índice</i>	<i>Descrição</i>
O_{fin}	Aleta
O_a	Ambiente; Ar
O_w	Arame do condensador
O_*	Compartimento
O_r	Compartimento refrigerador
O_k	Compressor
O_c	Condensação
O_g	Crescimento
O_i	Entrada
O_{eq}	Equivalente
O_e	Evaporação
O_f	Freezer, geada
O_{ice}	Gelo
O_g	Global, crescimento
O_{lat}	Latente
O_{dl}	Linha de descarga
O_l	Líquido

O_{max}	Máximo
O_{avg}	Médio
O_{min}	Mínimo
O_f	Ponto de <i>flash</i>
O_d	Porta
O_s	Processo isentrópico; Superfície; Região saturada
O_{sc}	Região sub-resfriada
O_{sh}	Região superaquecida
O_o	Saída
O_{cs}	Secção transversal
O_{sen}	Sensível
O_m	Transferência de massa
O_{ct}	Tubo capilar
O^o	Valor inicial ou do tempo anterior
O_{fan}	Ventilador
O_v	Volumétrico, Vapor saturado

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Panorama do Setor de Refrigeração Doméstica.....	1
1.2. Revisão da Literatura	3
1.2.1. Estudos sobre Refrigeradores Domésticos.....	3
1.2.2. Formação de Geada em Evaporadores.....	4
1.2.3. Aberturas de Portas	6
1.3. Motivação e Objetivos	9
1.4. Metodologia.....	10
2. EXPERIMENTAÇÃO	13
2.1. O refrigerador Utilizado nos Experimentos	13
2.2. Instrumentação.....	14
2.3. Ensaio para Caracterização Hidrodinâmica do Gabinete Refrigerado	18
2.4. Condições Experimentais Empregadas nos Ensaio em Câmara Termodinâmica	20
2.5. Resultados.....	22
2.5.1. Ensaio com Portas Fechadas	22
2.5.2. Ensaio com Abertura de Portas	37
2.6. Síntese do Capítulo	57
3. MODELO MATEMÁTICO	59
3.1. Ciclo de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapores .	59
3.2. Aspectos Gerais da Modelagem.....	61
3.3. Modelagem do Sistema de Refrigeração	62
3.3.1. Compressor	62
3.3.2. Condensador	64
3.3.3. Tubo Capilar e Trocador de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção.....	65
3.3.4. Evaporador.....	71
3.4. Modelo da Transferência de Calor no Condensador.....	75
3.5. Modelo da Transferência de Calor e Massa e do Crescimento e Adensamento de Geada no Evaporador	79

3.5.1. Modelo da Transferência de Calor e Massa no Evaporador.....	79
3.5.2. Difusão de Calor e Massa na Camada de Geadas	84
3.5.3. Modelo de Formação, Adensamento e Crescimento de Geadas.....	88
3.5.4. Método de Solução do Modelo do Evaporador	90
3.6. Modelagem do Gabinete Refrigerado.....	95
3.6.1. Modelo Térmico Transiente dos Compartimentos	96
3.6.2. Modelo Transiente de Umidade dos Compartimentos.....	98
3.6.3. Modelo para a Vazão Mássica de Ar Durante a Abertura de Porta.....	99
3.7. Modelo Hidrodinâmico.....	102
3.8. Metodologia de Solução	105
3.9. Síntese do capítulo.....	108
4. RESULTADOS	111
4.1. Modelo Hidrodinâmico do Gabinete Refrigerado	111
4.2. Modelo em Regime Permanente.....	112
4.3. Modelo transiente do gabinete refrigerado	117
4.4. Modelo com Abertura de Portas e Formação de Geadas	128
4.5. Potencialidades do modelo	148
5. CONCLUSÕES	155
REFERÊNCIAS	159
APÊNDICE I. Características Geométricas do Refrigerador	167
APÊNDICE II. Ensaios no Túnel de Vento	169
APÊNDICE III. Câmara Termodinâmica de Testes	171

1. INTRODUÇÃO

Registros históricos indicam que desde as primeiras civilizações o homem buscou formas de reduzir a temperatura de ambientes e alimentos. As primeiras técnicas de obtenção de frio envolviam o emprego de fontes naturais como gelo, neve, correntes de água, dentre outros.

Por séculos o uso da refrigeração foi restrito, por estar associado à disponibilidade dessas fontes. O desenvolvimento de equipamentos capazes de produzir um efeito de refrigeração a partir de fontes mais acessíveis de energia (elétrica, térmica, dentre outras) teve uma série de implicações na sociedade. A mais evidente delas reside na forma como alimentos são produzidos, transportados e armazenados nos dias atuais.

Enquanto inicialmente a pesquisa e desenvolvimento de equipamentos de refrigeração envolviam questões relacionadas à segurança e confiabilidade deste tipo de equipamento, atualmente aspectos de eficiência energética, redução de custo e impacto ambiental são preponderantes.

1.1. Panorama do Setor de Refrigeração Doméstica

O setor residencial responde atualmente por 22,2% do consumo de energia elétrica nacional, devendo alcançar uma fração de um terço até o ano de 2020 (PROCEL, 2007). A Figura 1.1 mostra a distribuição do consumo de energia elétrica no segmento residencial.

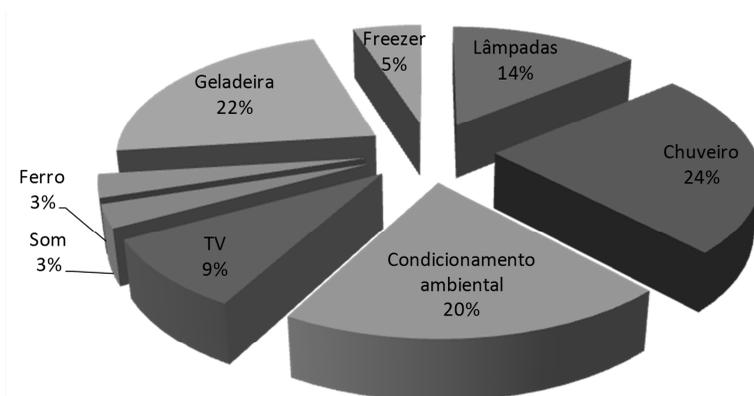


Figura 1.1 – Consumo final do setor residencial (PROCEL, 2007)

Observando a Figura 1.1, percebe-se que o setor de refrigeração é responsável por 27% do consumo de energia elétrica residencial, ou seja, cerca de 6% do toda a energia elétrica consumida no país deve-se à refrigeradores e freezers. Considerando que são apenas dois tipos de eletrodomésticos, tal parcela é considerável, e deve-se tanto ao elevado número de eletrodomésticos dessa natureza em operação no país (96% dos domicílios possuem este tipo de equipamento) quanto a baixa eficiência que este tipo de equipamento geralmente apresenta. Deve-se ainda ressaltar que a média de refrigeradores por domicílio aumentou em quase 20% entre 1998 e 2006 (PROCEL, 2007).

Em virtude do elevado consumo de energia do conjunto de refrigeradores domésticos em operação, agências governamentais de diversos países criaram mecanismos para estimular a indústria a projetar e, em especial, o consumidor a escolher refrigeradores mais eficientes. Tal cenário faz com que o projeto de um refrigerador seja norteado não somente na necessidade de atender às especificações normativas de consumo de energia, mas também na busca por um projeto robusto e com diferencial competitivo. Dessa forma, é comum durante o desenvolvimento de refrigeradores domésticos a realização de experimentos não contemplados em normas de consumo de energia, pois os mesmos não refletem as condições reais de uso de um refrigerador (Alissi *et al.*, 1988).

Dentre os principais aspectos do uso diário de um refrigerador que um ensaio de consumo não contempla, está a abertura de portas do refrigerador. A abertura de portas leva a um aumento da temperatura e da umidade do ar contido nos compartimentos, à condensação e/ou formação de geadas nas superfícies internas do gabinete e à troca de calor por radiação entre o meio e as superfícies frias no interior do produto. O condensado tende a evaporar, assim como a geadas nas superfícies do produto tende a sublimar, conforme o ar é desumidificado pelo processo de resfriamento (Alissi *et al.*, 1988). A umidade decorrente desses processos, bem como a umidade do ar contido nos compartimentos, acabam por se depositar sobre o evaporador, sob a forma de geadas. A geadas cria uma restrição ao escoamento do ar através do evaporador, aumentando a perda de carga do escoamento de ar através desse componente. Em consequência disso, ocorre uma redução da vazão de ar em circulação no gabinete refrigerado, que acarreta numa redução da capacidade de refrigeração. Como efeito secundário, há o isolamento térmico provocado pela baixa condutividade da geadas, que potencializa a redução na capacidade de refrigeração. Esses efeitos resultam em um aumento do tempo

de funcionamento do compressor e, conseqüentemente, do consumo de energia do refrigerador.

1.2. Revisão da Literatura

A variedade de fenômenos físicos inerentes ao funcionamento de um refrigerador doméstico sujeito à abertura de portas e formação de geada torna vasta a literatura, em diferentes áreas de pesquisa. A revisão dos textos disponíveis na literatura foi dividida em grupos, em virtude da natureza distinta dos trabalhos que tratam cada um dos principais temas abordados, e que serão apresentados a seguir.

1.2.1. Estudos sobre Refrigeradores Domésticos

Apesar de modelos matemáticos para sistemas de refrigeração datarem da década de 1940, estes ganharam força e passaram a ser usados sistematicamente partir da década de 1970, possivelmente em razão do desenvolvimento dos computadores digitais neste mesmo período. O trabalho de Stoeker (1971) ilustra este contexto. Em tal trabalho um sistema térmico genérico, operando em regime permanente, foi modelado a partir de um conjunto de equações algébricas, cuja solução foi obtida empregando-se o método de Newton-Rapson. Já Marshall e James (1973) apresentaram o primeiro modelo matemático em regime transiente para um sistema de refrigeração industrial, enquanto Dhar (1978) e Chi e Didion (1982) apresentaram modelos desta natureza para condicionadores de ar e bombas de calor, respectivamente.

Os primeiros modelos transientes para refrigeradores domésticos surgiram ao final da década de 1980, impulsionados pela necessidade da substituição dos hidrocarbonetos halogenados (CFC's), empregados como fluidos refrigerantes na época. Trabalhos como os de Melo *et al.* (1988) e Jansen *et al.* (1988) foram os primeiros a tratar da simulação transiente de refrigeradores domésticos, tendo sido concebidos a partir do conhecimento adquirido na modelagem de sistemas de maior porte. Recentemente, Hermes e Melo (2008) desenvolveram uma metodologia para modelagem de refrigeradores capaz de simular os regimes transientes observados tanto na partida quanto no regime transiente periódico do refrigerador, com erros na ordem de $\pm 10\%$ para previsão no consumo de energia, pressões de condensação e evaporação e do tempo de abaixamento das temperaturas dos compartimentos e da ordem de 1°C para as temperaturas dos mesmos. A metodologia foi capaz de tratar dos princi-

pais problemas de convergência observados em modelos propostos anteriormente.

Paralelamente, foram desenvolvidos trabalhos focados na simulação em regime permanente de refrigeradores domésticos. Davis e Scott (1976) desenvolveram um modelo matemático capaz de prever o comportamento dos componentes de um sistema de refrigeração em regime permanente, empregando submodelos individuais de caráter semi-empírico. As pressões de condensação e evaporação foram prescritas e não foi incluído um modelo para o dispositivo de expansão. Anos mais tarde, o DOE (Departamento de energia dos EUA) patrocinou o desenvolvimento de um modelo em regime permanente de simulação de refrigeradores domésticos, que foi posteriormente aperfeiçoado por Abramson *et al.* (1990) e Reeves *et al.* (1992). Gonçalves *et al.*, (2009) apresentou um modelo para simulação em regime permanente de um refrigerador do tipo *top-mount*. A modelagem dos componentes foi baseada nos princípios da conservação da massa, energia e quantidade de movimento e em dados empíricos. Os efeitos de 13 diferentes parâmetros de operação foram avaliados em mais de 160 experimentos, sendo que o modelo desenvolvido se mostrou capaz de prever a potência consumida e a capacidade de refrigeração na faixa de erros de $\pm 10\%$. Apesar disso, o modelo não permite o cômputo do consumo de energia, pois este depende não apenas da potência consumida pelo refrigerador, mas também da fração de funcionamento do compressor. A fim de tratar tal limitação, Hermes *et al.* (2009b) modificaram o modelo de Gonçalves *et al.* (2009), a fim de permitir não somente o cômputo do consumo de energia através da modelagem em regime permanente, como também da vazão de ar em circulação em cada um dos compartimentos do refrigerador, através de modelos térmico e hidrodinâmico para o gabinete refrigerado.

Vale notar que a busca por modelos capazes de prever o funcionamento de sistemas de refrigeração motivou o desenvolvimento de centenas de trabalhos de caracterização de componentes e fenômenos físicos relacionados à esses sistemas.

1.2.2. Formação de Geadas em Evaporadores

O fenômeno da formação de geada tem sido estudado sob pontos de vista distintos. O trabalho de Stoecker (1957) marca o início do período onde esse fenômeno passou a ser estudado no contexto de sistemas de refrigeração. Neste trabalho, de natureza experimental, observou-se que os efeitos da geada sobre a vazão em circulação são mais significa-

tivos que os efeitos de aumento da resistência térmica no evaporador decorrente do depósito de geada sobre o mesmo, de modo que a perda de carga através do evaporador se apresentou como um bom indicador da necessidade de realização de degelo.

Hayashi *et al.* (1977) realizaram uma investigação experimental avaliando a formação de geada em uma placa plana, onde foi possível observar a dependência da taxa de crescimento da geada em relação à parâmetros como as condições psicrométricas do ar, temperatura da superfície e a velocidade do escoamento.

O'Neal (1982) desenvolveu um modelo capaz de prever o crescimento e o adensamento de geada em placas planas paralelas, baseado nas equações da conservação da massa, energia e quantidade de movimento, assim como em correlações empíricas. A temperatura e umidade absoluta na superfície da geada foram obtidas a partir da solução das equações da difusão de calor e massa na camada de geada. O modelo foi validado contra dados experimentais, apresentando uma tendência de superestimar em até 40% o crescimento da camada de geada.

Padki *et al.* (1989) desenvolveram uma metodologia para modelagem do crescimento da camada de geada em placas planas e cilindros, a partir de balanços de energia nas interfaces da camada de geada e empregando ajustes para o cálculo da densidade e a condutividade da geada ao longo do tempo. Segundo os autores, tais propriedades físicas dependem do adensamento gradual da camada de geada decorrente de mudanças na estrutura morfológica da geada. A validação do modelo foi realizada a partir de comparações com dados experimentais disponíveis na literatura, observando-se boa concordância.

Chen *et al.* (2003) apresentaram um modelo para previsão do desempenho de trocadores de calor sujeitos à formação de geada, fundamentado em correlações empíricas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e massa e da queda de pressão. O ventilador, por sua vez, foi incluído na análise com base em sua curva característica. Embora o modelo original tenha sido validado experimentalmente, os dados utilizados foram obtidos em uma bancada com características geométricas divergentes das comumente utilizadas em refrigeradores domésticos.

Piucco (2008) realizou experimentos para caracterização da nucleação da geada em uma superfície plana de alumínio, com o objetivo de determinar as condições necessárias para o início do processo de formação de geada assim como para a obtenção de dados para o desenvolvimento de um modelo para o crescimento e adensamento de geada em uma placa plana. Realizou também experimentos com um refrigera-

dor, sujeito à abertura de portas, com o objetivo de identificar a formação de geada nas superfícies internas do refrigerador e cruzar essas informações com o seu modelo de nucleação.

Knabben (2011) realizou uma série de experimentos, com o evaporador posicionado no interior do refrigerador e interligado à uma bancada, que possibilitou manter o evaporador preenchido por líquido e a operação em pressão de evaporação constante. As condições do compartimento refrigerador foram variadas de forma a gerar diferentes níveis de formação de geada sobre o evaporador. O autor adaptou o modelo de Piucco (2008) para aplicação em evaporadores *no-frost*. Seu modelo contemplou a distribuição diferenciada da massa de geada no evaporador decorrente da estratificação nas correntes de ar na entrada do evaporador, ainda que os efeitos de adensamento tenham sido desconsiderados, i.e., a densidade da geada foi assumida constante. O modelo foi validado contra os dados experimentais, com parâmetros como perda de carga, capacidade de refrigeração, massa de geada e vazão de ar sendo previstos com erros relativos inferiores a 10% para a ampla maioria dos ensaios realizados.

Ainda que diferentes conceitos tenham sido empregados nas diversas estratégias de modelagem disponíveis na literatura, é possível observar, em trabalhos como o de Padki *et al.* (1989), Chen *et al.*, (2003) Aljuwayhel (2006), Huang *et al.*, (2008), Piucco (2008), Knabben (2011), da Silva (2012) e Hermes (2012), a utilização de dados empíricos para determinação das propriedades da geada e o uso da analogia de Lewis. Além disso, o processo de crescimento da camada de geada foi tratado como quase-estático por todos os autores mencionados.

1.2.3. Aberturas de Portas

A transferência de calor e massa durante a abertura de portas de um refrigerador foi tratada, inicialmente, a partir de trabalhos, sejam teóricos, experimentais ou mistos, que abordaram o problema da convecção natural em cavidades com uma face vertical aberta em regime permanente, seja a cavidade aquecida ou resfriada. De fato, esses trabalhos não necessariamente foram desenvolvidos com objetivos relacionados à abertura de portas de um refrigerador, uma vez que, pelas simplificações desses modelos, os mesmos podem fornecer indícios sobre os fenômenos de convecção natural aplicações distintas.

O trabalho de Grimes *et al.* (1977) está entre os primeiros estudos sobre os efeitos da abertura de portas sobre o desempenho de refrigera-

dores domésticos. Neste trabalho foram realizados experimentos com diferentes refrigeradores e freezers com degelos manual e automático, sendo avaliados os efeitos da temperatura ambiente, termostato, carregamento com alimentos, aberturas de portas em diferentes níveis de temperatura e umidade ambiente além do próprio processo de degelo sobre o consumo de energia. O consumo de energia dos refrigeradores testados aumentou em menos de 10% em temperatura ambiente de 23,9°C, com pouco efeito da umidade ambiente. Ensaios onde apenas a porta do compartimento refrigerador foi aberta apresentaram resultados similares aos ensaios onde ambas as portas foram abertas, o que, segundo o autor, decorreu do menor volume do freezer e do fato de o mesmo estar com 75% de seu volume preenchido por pacotes, o que minimizou a troca de ar entre ambiente e ar externo.

Alissi *et al.* (1988) realizou experimentos em 30 condições diferentes, variando a temperatura e a umidade ambiente e o padrão de abertura de portas, encontrando um aumento, em relação ao consumo com portas fechadas, de até 32%. Para os diferentes ensaios com aberturas de portas, o aumento no consumo foi de 16% relacionado ao aumento da umidade ambiente. Assim como Grimes *et al.* (1977), os autores identificaram que o efeito das aberturas de portas do freezer sobre o consumo é menor que o associado às aberturas de porta do compartimento refrigerador. Além dos resultados experimentais, o autor utilizou um modelo em regime permanente para o cálculo da carga térmica associada às aberturas de portas, considerando equações simplificadas para o cômputo das cargas térmicas sensível e latente decorrentes da transferência de calor e massa entre o ar e as paredes do compartimento durante a abertura da porta. Os coeficientes de transferência de calor e massa foram calculados, respectivamente, por correlações para placas planas verticais e pela analogia entre transferência de calor e massa.

Laleman *et al.* (1992) adaptaram um refrigerador, instalando placas de alumínio nas superfícies internas do gabinete, formando um calorímetro. Realizaram experimentos para determinação dos coeficientes de transferência de calor e massa entre o ar e o ambiente durante as aberturas de portas do compartimento refrigerador, considerando inclusive os efeitos da presença de prateleiras no compartimento. O compartimento freezer não foi estudado pelos autores.

Knackstedt *et al.* (1995) desenvolveram um trabalho complementar ao de Laleman *et al.* (1992), estudando os regimes de escoamento do ar na região de entrada do compartimento através do emprego de técnicas de visualização do escoamento. Além disso, testou diversas configurações de posição de prateleiras, o efeito da presença de objetos no inte-

rior do refrigerador e algumas modificações na geometria das prateleiras, visando reduzir o ganho de calor decorrente das aberturas de portas. O autor identificou uma estagnação do escoamento por cerca de dois segundos, ao se abrir a porta, e uma estabilização do escoamento de ar após de cerca de oito segundos da abertura da porta do compartimento.

Inam *et al.* (2000) desenvolveram um modelo para determinação do perfil de velocidades no plano da abertura da porta do compartimento. Os autores utilizaram os dados de Knackstedt *et al.* (1995) tanto na regressão dos parâmetros do modelo, e.g. os coeficientes de arrasto, quanto no exercício de validação de seu modelo na previsão da temperatura das paredes internas do gabinete e do número de Nusselt. O modelo se mostrou capaz de prever a temperatura e os coeficientes de transferência de calor com erro máximo de 5%, exceto nos casos onde as temperaturas na superfície interna do compartimento foi próxima ou abaixo de 0°C. O autor realizou experimentos de abertura de porta do compartimento refrigerador, em casos onde até três prateleiras foram posicionadas no compartimento. Foram realizadas medições de velocidade e temperatura a fim de caracterizar o escoamento de ar, para determinação dos perfis de velocidade e temperatura no plano da abertura do compartimento. Estes dados foram utilizados para verificar os valores previstos pelo modelo, sendo observada uma tendência de superestimar as velocidades do ar e a vazão mássica em cerca de 25%, e a temperatura do ar que deixa o compartimento em 7%. O autor atribuiu às diferenças na velocidade ao erro no anemômetro de fio quente utilizado nos experimentos, tido como inadequado para medição de escoamentos com variação de temperatura.

Uma abordagem alternativa para determinação das cargas térmicas sensível e latente impostas ao refrigerador pelas aberturas de portas, baseada em um balanço de energia e na determinação da vazão de ar que adentra o compartimento, pode ser encontrada nos trabalhos de Wang (1990) e Schmid (2000). Wang (1990) utilizou um modelo simplificado para determinação da vazão de ar que adentra uma câmara frigorífica, objeto de seu estudo numérico-experimental, enquanto Schmid (2000) desenvolveu um modelo transiente para determinação da temperatura do ar no interior de um refrigerador do tipo *all-refrigerator*. Este modelo foi validado a partir de dados experimentais obtidos em ensaios onde o refrigerador foi mantido em operação contínua, i.e. sem controle da temperatura do compartimento. Em ambos os trabalhos, o cálculo da vazão que adentra o espaço refrigerado foi realizado a partir de um modelo baseado em convecção natural em regime permanente, com o escoamento de ar assumido como invíscido, o que permite a obtenção de

uma expressão algébrica onde a vazão depende apenas da diferença de densidades do ar interno e externo e da geometria da abertura. As expressões obtidas pelos autores foram calibradas através de um coeficiente de descarga empírico. Enquanto Wang (1990) utilizou um valor disponível na literatura (Gosney *et al.*, 1975), Schmid (2000) fez desse coeficiente um parâmetro de ajuste para seu modelo.

1.3. Motivação e Objetivos

Durante o projeto do evaporador e do gabinete, assim como na definição das estratégias de controle do produto, o entendimento dos processos de transporte de calor e massa durante a abertura de portas assim como da formação de geada no evaporador tornam-se importantes ferramentas de engenharia. As pesquisas e relacionadas à formação de geada em evaporadores assim como à abertura de portas contemplam, em geral, ensaios experimentais complexos, dispendiosos e de longa duração, o que favorece o uso de modelos matemáticos, embora nenhum dos modelos disponíveis na literatura seja capaz de simular o comportamento de um refrigerador doméstico submetido a ciclos de aberturas de portas e a consequente formação de geada sobre as superfícies do evaporador de forma simultânea.

O viés experimental é forte não somente na pesquisa e desenvolvimento, mas também durante todas as fases de projeto de um refrigerador. Nesse cenário, destaca-se um teste de robustez realizado durante o desenvolvimento do produto, onde são realizados ciclos de aberturas de portas com o objetivo de avaliar o desempenho do refrigerador em condições de intensa formação de geada. O ajuste das características do refrigerador a partir desse ensaio pode se estender por meses, já que o experimento completo deve ter duração de quarenta dias e pode haver a necessidade de ajustes até que se chegue à configuração final do produto.

Nesse contexto, o presente trabalho se propõe a obter um conjunto de dados experimentais para caracterização do funcionamento do refrigerador e um modelo matemático para prever o comportamento transiente de operação do refrigerador durante o ensaio de robustez mencionado.

O conjunto de experimentos deve permitir:

- A caracterização hidrodinâmica do gabinete;
- A obtenção das características básicas do controle do refrigerador;

- A determinação do comportamento do refrigerador em funcionamento com portas fechadas;
- A caracterização do funcionamento do refrigerador quando sujeito à abertura de portas e à formação de geada no evaporador;
- A verificação do efeito das condições ambientais sobre o desempenho do refrigerador;
- A obtenção de uma base de dados para ajuste de parâmetros e validação do modelo matemático.

Já o modelo, deve ser capaz de prever:

- O ganho de energia térmica decorrente das aberturas de portas;
- O ganho de umidade dos compartimentos refrigerados decorrente das aberturas de portas;
- O crescimento e o adensamento da camada de geada no evaporador;
- A perda de carga do escoamento de ar no evaporador e a vazão de ar em circulação;
- A evolução temporal das temperaturas dos compartimentos refrigerados;
- O comportamento cíclico do compressor;
- A evolução temporal das variáveis operacionais do sistema de refrigeração, como pressões de condensação e evaporação, dentre outras.

1.4. Metodologia

Em virtude da natureza dos componentes e fenômenos associados à operação do refrigerador em condições de abertura de portas e formação de geada no evaporador, assim como das características dos modelos disponíveis na literatura, que abrangem, em geral, um componente do sistema de refrigeração ou fenômeno de interesse, isolado de outros que ocorrem quando de sua aplicação real em um refrigerador, as linhas de trabalho experimental e teórica foram divididas em diferentes etapas. Além disso, etapas intermediárias de ajuste de parâmetros e validação foram definidas para consolidação do modelo frente aos resultados obtidos em cada etapa experimental. O fluxo de informações entre estas etapas está representado na Figura 1.2.

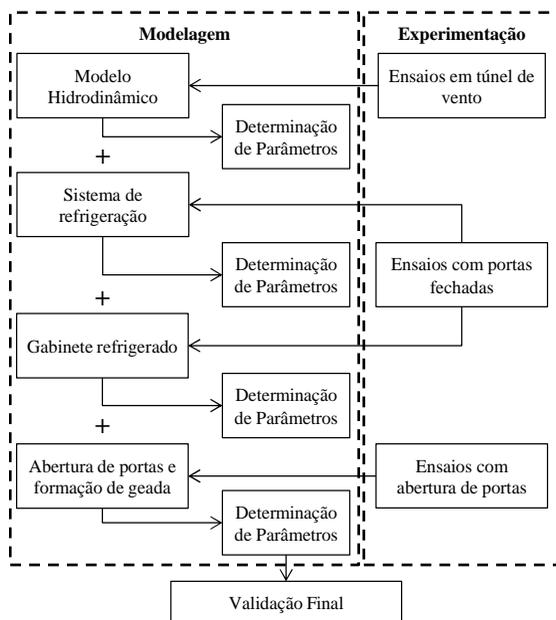


Figura 1.2 – Fluxograma geral da metodologia utilizada na composição do modelo matemático

Os experimentos necessários à caracterização hidrodinâmica do gabinete requerem a medição das vazões de ar em circulação em cada compartimento refrigerado, que é realizada a partir de experimentos específicos em túnel de vento. A caracterização do refrigerador em operação, por sua vez, é obtida em dois conjuntos de ensaios em câmara termodinâmica, realizados em diferentes condições de temperatura e umidade ambiente. No primeiro, as portas dos compartimentos são mantidas fechadas, com o intuito de explorar as características do sistema de refrigeração, do gabinete refrigerado e do sistema de controle. No segundo, onde aberturas periódicas das portas são realizadas, é possível explorar os efeitos das aberturas de portas e da formação de geada sobre o desempenho do refrigerador.

Já a composição do modelo do refrigerador é realizada considerando as diferentes etapas experimentais. Para o modelo hidrodinâmico do gabinete, uma primeira etapa de ajuste de parâmetros é realizada a partir dos dados obtidos nos ensaios em túnel de vento. Na sequência, são adicionados à este modelo os modelos dos componentes do sistema de refrigeração, com a determinação de seus parâmetros realizada a partir dos dados obtidos nos ensaios com portas fechadas. Com a inclu-

são do modelo do gabinete, um novo conjunto de parâmetros é ajustado com base nesse mesmo conjunto de dados experimentais. Ao adicionar modelos de abertura de portas e formação de geada no evaporador ao modelo existente, os parâmetros restantes podem ser determinados, com os dados obtidos nos ensaios com aberturas de portas do refrigerador.

A validação final do modelo é, por fim, realizada comparando-se os resultados do modelo aos resultados experimentais obtidos nos ensaios com aberturas de portas. A estratégia de construção do modelo matemático foi definida de maneira a minimizar a dependência do modelo em relação aos dados experimentais utilizados na validação do modelo, ainda que uma independência completa não seja possível com o conjunto de experimentos proposto.

2. EXPERIMENTAÇÃO

Uma série de experimentos específicos foi executada com um refrigerador com os objetivos de levantar as suas principais características de operação e estabelecer uma referência para validação do modelo proposto. Detalhes a respeito desses experimentos serão apresentados no decorrer do presente capítulo.

2.1. O refrigerador Utilizado nos Experimentos

Para realização dos experimentos foi utilizado um refrigerador modelo BRJ49, fabricado pela Whirlpool S.A (Figura 2.1). Trata-se de um refrigerador *frost-free*, pois é dotado de um sistema de degelo automático. O gabinete refrigerado é do tipo *top-mount*, ou seja, tem na parte superior o compartimento freezer e na parte inferior o compartimento refrigerador.



Figura 2.1 – Refrigerador Brastemp modelo BRJ49

O circuito de refrigeração é composto por um compressor hermético alternativo Embraco modelo EG75HLR, com tensão de 220V@60Hz, um condensador arame-sobre-tubos em convecção natural, um filtro secador na saída do condensador, um tubo de aquecimento dos flanges do gabinete refrigerado, um dispositivo de expansão do tipo tubo capilar e um evaporador do tipo *no-frost* (uma serpentina de tubos aletados e uma resistência elétrica distribuída para efetuar o degelo). A linha de sucção é concêntrica ao tubo capilar, formando um trocador de calor interno no circuito de refrigeração. O gabinete refrigerado tem como material isolante o poliuretano expandido com ciclo-isopentano.

Sua estrutura conta com dutos para insuflamento de ar resfriado nos compartimentos e retorno do ar ao evaporador. A movimentação de ar no interior do gabinete refrigerado é promovida por um ventilador axial posicionado à jusante do evaporador. Algumas características adicionais do refrigerador testado estão na Tabela 2.1. Outras características do refrigerador e de seus componentes estão apresentadas no APÊNDICE I.

Tabela 2.1 – Características do refrigerador testado

Modelo	BRJ49
Dimensões aproximadas	[mm]
Altura/Largura/Profundidade externa	1880/710/740
Altura/Largura do freezer	480/540
Altura/Largura do refrigerador	1100/570
Capacidade de armazenamento	Litros [L]
compartimento refrigerador	329
compartimento congelador	110
Total	439
Características Gerais	-
Fluido Refrigerante – tipo/carga nominal	R134a/100g
Consumo de Energia – PROCEL	56 kWh/mês
Temperatura do Congelador	-18°C
Tipo de degelo	Automático

2.2. Instrumentação

Para medição das pressões de evaporação e condensação foram empregados dois transdutores de pressão absoluta, do tipo *strain gauge*, com faixas de operação/incertezas de medição de 0-10bar/±0,1bar e 0-20bar/±0,4bar, respectivamente (Gonçalves, 2004). Para medição da vazão mássica de fluido refrigerante foi instalado na descarga do compressor um transmissor do tipo Coriolis, com incerteza de ±1% (Gonçalves, 2004).

A perda de carga do escoamento de ar através do evaporador foi monitorada com um transmissor de pressão diferencial, do tipo diafragma, com faixa de medição de 62,3Pa e incerteza nominal máxima de ±0,3Pa. A tomada de pressão à montante do evaporador foi realizada em quatro pontos, unidos em uma configuração em paralelo através de um *manifold* e localizados na saída de cada duto de retorno dos compartimentos, uma vez que existem dois destes no interior do *mullion* para cada compartimento refrigerado. Essa configuração foi utilizada para manter as tomadas de pressão abrigadas da água proveniente do degelo,

de modo a prevenir seu entupimento. A tomada de pressão à jusante do evaporador foi realizada com um tubo plástico, com furos no plano horizontal. Em ambos os casos, as tomadas de pressão foram posicionadas de modo a ficarem perpendiculares à direção preferencial de escoamento do ar.

A água proveniente do degelo automático foi coletada em um aparato especialmente preparado para tal, que consiste em um recipiente posicionado sobre uma célula de carga com incerteza de medição de $\pm 0,5\text{g}$ (Boeng, 2012). Assim, as medições são realizadas sem a necessidade de intervenções ou mesmo de acompanhamento contínuo dos ensaios em câmara termodinâmica. Tal aparato pode ser visualizado na Figura 2.2. Vale ressaltar que o refrigerador possui uma bandeja para coleta da água proveniente do degelo, originalmente posicionada acima do compressor, que foi mantida na posição, mas deixou de receber a água proveniente do degelo.

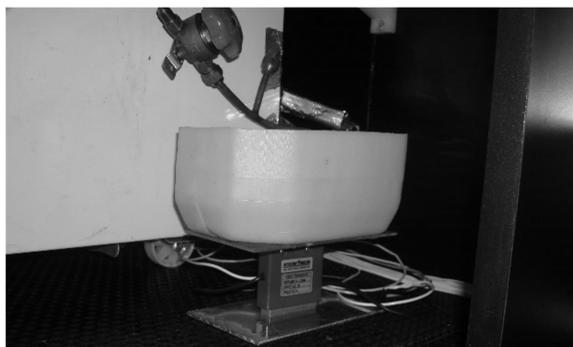


Figura 2.2 – Aparato de coleta e medição da água proveniente do degelo

As temperaturas do ar interno e externo e do fluido refrigerante foram medidas empregando-se termopares do tipo T com incertezas de medição na faixa de $\pm 0,2^\circ\text{C}$ (Gonçalves, 2004). Os termopares empregados na medição das temperaturas do fluido refrigerante foram instalados sobre a superfície da tubulação, empregando-se pasta térmica e isolamento térmico de poliuretano sobre a junta, de forma a minimizar os efeitos de contato e de troca térmica com o ar. Foram instalados termopares nas linhas de sucção e descarga do compressor, na entrada, meio e saída do condensador (após o tubo de aquecimento dos flanges), entrada, meio e saída do evaporador.

Os termopares empregados na medição das temperaturas internas do refrigerador foram instalados sem a massa térmica de cobre recomendada pela norma ISO 8561 (1995) pois, como pode ser visto na

Figura 2.3, o uso da massa de cobre interfere na medição dos transientes do ar no gabinete refrigerado. A temperatura dos compartimentos foi medida em diferentes pontos, a fim de se obter um valor médio da temperatura do compartimento. No compartimento refrigerador foram instalados seis termopares, um em cada uma das três prateleiras, um na gaveta de alimentos frescos e um em cada compartimento extra frio. De maneira similar, foram instalados termopares acima e abaixo da prateleira do compartimento freezer, além de um termopar na gaveta superior desse compartimento.

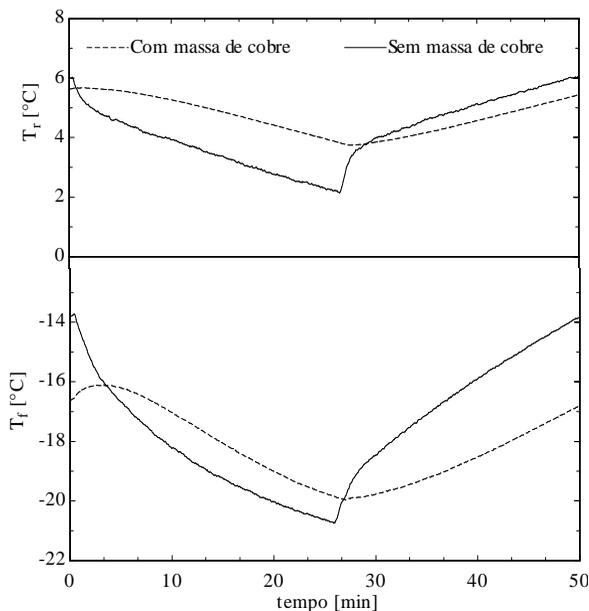


Figura 2.3 – Temperaturas médias dos compartimentos do refrigerador medidas com e sem massa de cobre nas juntas termopares

As umidades dos compartimentos e da saída do evaporador foram medidas com sensores capacitivos, com incerteza de medição em $\pm 1\%$ para a umidade relativa (Knabben, 2010). O sensor de umidade conta com um termistor para compensação de temperatura, que foi instalado próximo ao sensor de umidade. Enquanto os sensores responsáveis pela medição da umidade foram instalados próximos aos dutos de retorno do ar, a fim de se obter valores de umidade média dos compartimentos, o sensor para medição da umidade de insuflamento foi instalado no interior do *plenum*, que age como uma caixa de mistura para o ar na saída do evaporador. Os sensores de umidade do freezer e do refrigerador podem

ser visualizados na Figura 2.6(a). Um quadro-resumo da instrumentação empregada pode ser vista na Tabela 2.2. A posição de cada instrumento está representada esquematicamente na Figura 2.4.

Tabela 2.2 – Quadro-resumo da instrumentação do refrigerador

Nº	Variável	Símbolo	Instrumento
1	Temperatura na descarga do compressor	T_2	Termopar T
2	Temperatura na sucção do compressor	T_1	Termopar T
3	Temperatura na entrada do condensador	–	Termopar T
4	Temperatura no meio do condensador	–	Termopar T
5	Temperatura na saída do condensador	T_3	Termopar T
6	Temperatura na entrada do evaporador	T_4	Termopar T
7	Temperatura no meio do evaporador	–	Termopar T
8	Temperatura na saída do evaporador	T_5	Termopar T
9	Temperatura do freezer, superior	–	Termopar T
10	Temperatura do freezer, meio	–	Termopar T
11	Temperatura do freezer, inferior	–	Termopar T
12	Temperaturas do refrigerador, extra-frio	–	Termopares T
13	Temperatura do refrigerador, superior	–	Termopar T
14	Temperatura do refrigerador, meio	–	Termopar T
15	Temperatura do refrigerador, inferior	–	Termopar T
16	Temperatura do refrigerador, gavetão	–	Termopar T
17	Umidade do freezer	w_f	Sensor capacitivo
18	Umidade do refrigerador	w_r	Sensor capacitivo
19	Umidade na saída do evaporador	$w_{o,e}$	Sensor capacitivo
20	Perda de carga através do evaporador	ΔP_e	<i>strain-gauge</i>
21	Massa de água proveniente do degelo	m_f	Célula de carga
22	Vazão mássica na descarga do compressor	\dot{m}	Coriolis
23	Pressão na sucção do compressor	P_e	<i>strain-gauge</i>
24	Pressão na descarga do compressor	P_c	<i>strain-gauge</i>

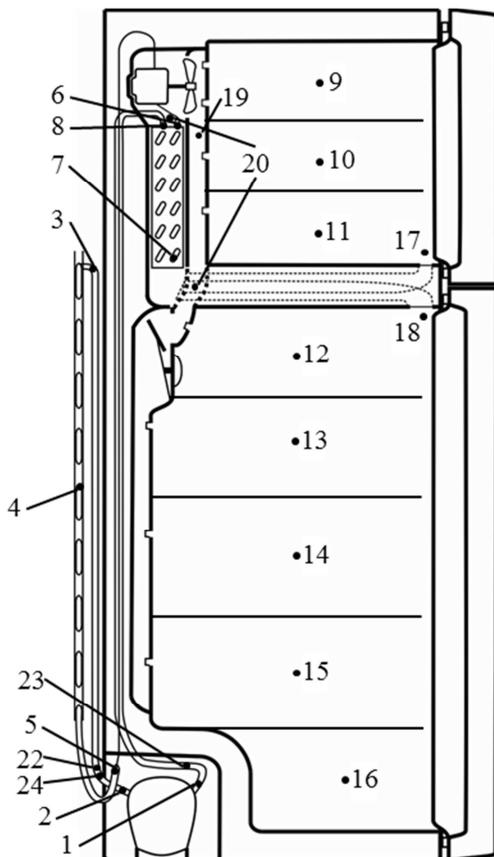


Figura 2.4 – Pontos de instrumentação do refrigerador

2.3. Ensaios para Caracterização Hidrodinâmica do Gabinete Refrigerado

Para determinação do escoamento de ar no interior do refrigerador, foram realizados ensaios experimentais em um túnel de vento (aparelho e procedimentos descritos no APÊNDICE II) tendo por finalidade a caracterização hidrodinâmica do gabinete refrigerado assim como de permitir a medição indireta da vazão de ar em circulação durante a operação do refrigerador, a partir da medição da perda de carga através do evaporador. A medição indireta se faz necessária uma vez que a medição direta da vazão, sem uma descaracterização do circuito de ar original do refrigerador, é inviável (Torquato *et al.*, 2008).

Os ensaios para caracterização hidrodinâmica do gabinete refrigerado foram realizados com temperatura ambiente controlada em 20°C. A fim de gerar um maior volume de dados, foram testados três níveis de tensão de alimentação (198, 220 e 242V) do ventilador do refrigerador. Os resultados obtidos podem ser observados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Resultados obtidos dos testes em túnel de vento com o gabinete

Tensão de alimentação do motor ventilador [V]	\dot{V}_a [m^3/h]	ΔP_e [Pa]	\dot{V}_f [m^3/h]	ΔP_e [Pa]	r [-]
198	35,9	5,1	29,1	5,0	0,810
220	35,0	4,8	28,1	4,8	0,804
242	36,4	5,2	29,2	5,1	0,802
				Média	0,805

Estão representados na Tabela 2.3 os resultados obtidos nos seis ensaios realizados. Para cada um dos três níveis de tensão, foram realizados ensaios para medição da vazão total e da vazão do compartimento freezer, uma vez que a medição de ambas num mesmo experimento não é possível. Os valores da perda de carga no evaporador, ΔP_e , apresentados na tabela, sugerem que a vazão total em circulação no refrigerador durante os ensaios para medição da vazão total assim como para medição da vazão do freezer são semelhantes. Assim, a fração de vazão do freezer, r , foi calculada diretamente a partir dos valores medidos.

Além das medições de vazão realizadas com o refrigerador, foram realizados ensaios para determinação da curva característica do ventilador. Os pontos experimentais obtidos e a curva ajustada podem ser visualizados na Figura 2.5.

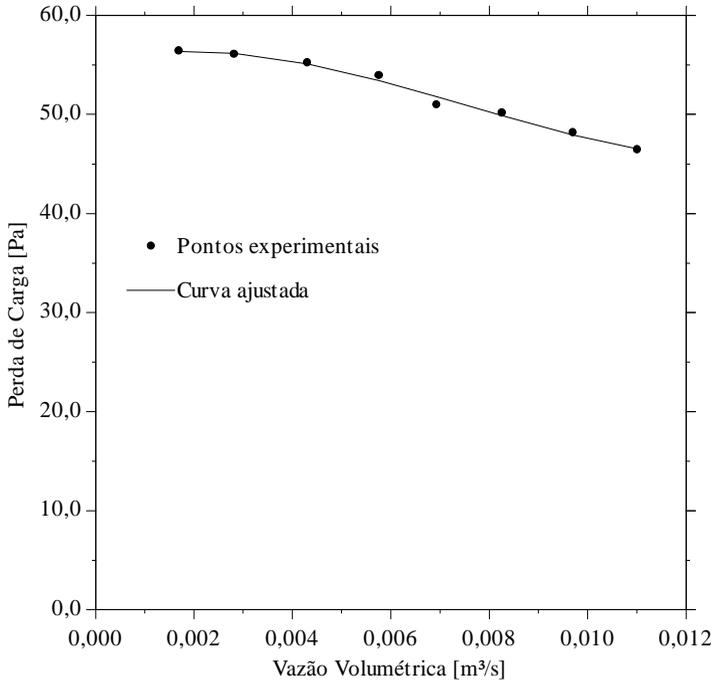


Figura 2.5 – Curva característica do ventilador

2.4. Condições Experimentais Empregadas nos Ensaios em Câmara Termodinâmica

Foram realizados experimentos em condições ambientais variadas, em uma câmara termodinâmica com controle de temperatura e umidade ambiente (descrita no APÊNDICE III), a fim de avaliar os efeitos dessas condições sobre o funcionamento do refrigerador bem como de obter dados para determinação de parâmetros empíricos e validar o modelo desenvolvido.

Para os ensaios com portas fechadas, foram definidos três níveis de temperatura ambiente (25, 32 e 38°C) e quatro níveis de umidade ambiente (8, 16, 24 e 32 g_s/kg_a), combinadas para gerar seis condições com cargas térmicas sensível e latente variadas no refrigerador. Essas condições, numeradas de 01 a 06, estão apresentadas na Tabela 2.4. Os ensaios com rotina de abertura de portas do refrigerador foram realizados nas condições numeradas de 07 a 09 na Tabela 2.4. A condição 8 reflete a empregada pelo fabricante no teste de robustez à formação de geada (Piucco, 2008). O intervalo entre aquisições de dados empregado foi de 5 segundos para os ensaios realizados na câmara termodinâmica.

Tabela 2.4 – Condições experimentais nominais empregadas nos ensaios com portas fechadas em câmara termodinâmica

Condição [n°]	T_a [°C]	w_a [g_s/kg_a]	ϕ_a [%]
01	25	8	40,6
02	25	16	80,2
03	32	16	53,4
04	32	24	79,1
05	38	24	56,8
06	38	32	74,8
07	25	12	60,5
08	32	21	70,0
09	38	21	49,9

Vale ressaltar que a definição da matriz experimental simplificada apresentada na tabela levou em conta as limitações da câmara termodinâmica e o longo tempo necessário para execução dos experimentos.

Nos experimentos com abertura de portas, foi empregada uma rotina de abertura única, idêntica à utilizada pelo fabricante em seu ensaio de robustez assim como nos experimentos realizados por Piucco (2008). Nessa rotina são executados três ciclos de aberturas de duração de uma hora, intercalados por períodos de quatro horas em operação com portas fechadas. Ao fim do terceiro ciclo de aberturas, o período de operação com portas fechadas é de oito horas. O tempo total até a execução completa da rotina de aberturas é de 24 horas, e a partir de então a rotina se repete. Os ciclos de abertura, por sua vez, são diferenciados para cada compartimento. Enquanto a porta do compartimento refrigerador é aberta por 30 segundos, com repouso de 2,5 minutos, totalizando 20 aberturas no período de uma hora, a porta do freezer é aberta por 10 segundos, a cada 12 minutos, totalizando cinco aberturas no período de uma hora. Para realização dessa rotina foi empregado um equipamento de abertura automático e programável, composto por dois atuadores (um para cada porta do refrigerador) e uma unidade de controle. Para monitoração da operação dos equipamentos responsáveis pela abertura das portas, foi medida a potência consumida pelos mesmos, o que permitiu observar a execução da abertura conforme a rotina estabelecida e determinar com

maior precisão o momento em que cada abertura foi realizada. O equipamento instalado no refrigerador pode ser visualizado na Figura 2.6(b).

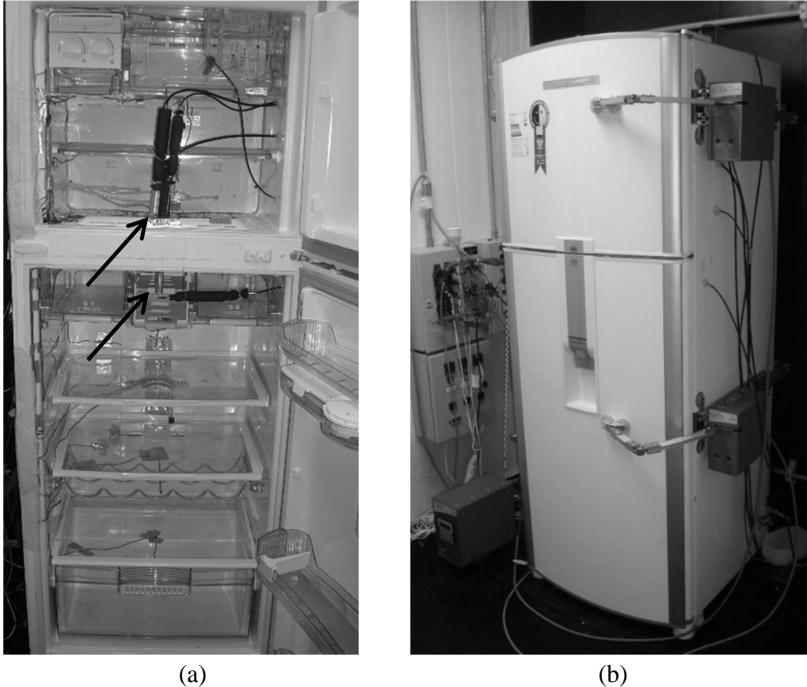


Figura 2.6 –Instrumentação dos compartimentos, com destaque para os sensores de umidade (a); Posição das máquinas de abertura de portas (b)

2.5. Resultados

A análise dos resultados experimentais tem por objetivos levantar as características do sistema de controle e, principalmente, acompanhar a evolução temporal e os valores médios das variáveis medidas durante os ensaios, de forma a caracterizar o comportamento do refrigerador durante seu funcionamento.

2.5.1. Ensaio com Portas Fechadas

Os ensaios com portas fechadas permitem a caracterização de diversas características do funcionamento do refrigerador, como suas características de controle. Dentre os aspectos da estratégia de controle do refrigerador estudado, destaca-se o controle da capacidade de refrigera-

ção, realizado através de uma estratégia de “liga-desliga”, amplamente adotada em refrigeradores por conta de sua simplicidade e robustez.

Como efeito principal desse método de controle, observa-se a oscilação das temperaturas dos compartimentos. Após um transiente de partida, o refrigerador entra em um regime de operação com característica transiente periódica, ou seja, as variáveis operacionais do refrigerador passam a variar em torno de valores médios, máximos e mínimos praticamente estáveis. O regime de operação transiente periódico é encerrado quando ocorre o degelo. O refrigerador passa então por um novo transiente, mais curto que o de partida, e que decorre do aquecimento necessário à remoção da geada depositada no evaporador.

O comportamento da temperatura do freezer durante o regime transiente periódico, em diferentes condições de temperatura ambiente, pode ser visto na Figura 2.7. É possível notar a diferença nos tempos de duração do ciclo nas diferentes condições mostradas. Um ciclo tem duração média de 42,0 minutos na condição 1, de 50,2 minutos na condição 3 e de 80,4 minutos na condição 5. No refrigerador BRJ49, a variável de referência para controle da capacidade é a temperatura do freezer, o que leva essa temperatura a variar em um intervalo praticamente independente da temperatura ambiente. As temperaturas máxima e mínima do compartimento ficaram, em média, em $-13,8^{\circ}\text{C}$ e $-20,7^{\circ}\text{C}$, respectivamente.

Já a temperatura do refrigerador não apresenta a mesma característica, variando em diferentes faixas de temperatura a depender da condição ambiente, como pode ser observado na Figura 2.8. Para maiores temperaturas ambientes, há tendência de diminuição da temperatura média do refrigerador, causada pela maior fração de funcionamento do compressor aliada à razão fixa de entre as vazões de ar para cada compartimento.

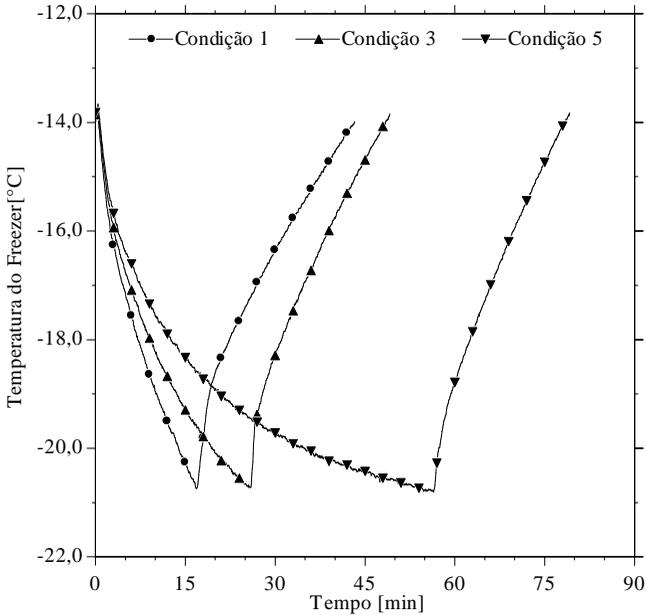


Figura 2.7 – Comportamento cíclico das temperaturas médias do freezer nos ensaios n^o1, 3 e 5

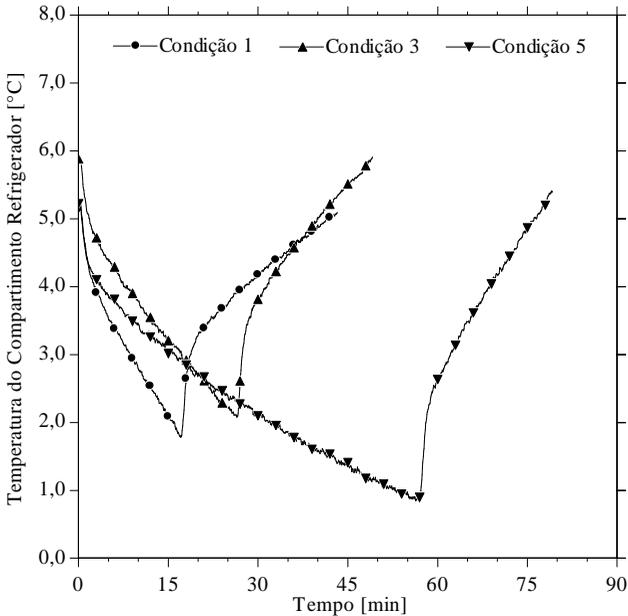


Figura 2.8 – Comportamento cíclico das temperaturas médias do refrigerador nos ensaios n^o1, 3 e 5

Comparando os dois ensaios realizados em cada temperatura ambiente utilizada, há diferenças mínimas nos ensaios na condição 2, em relação à condição 1, assim como na condição 4, em relação à condição 3, de modo que a evolução temporal das diversas variáveis nos ensaios nas condições 2 e 4 foi omitida. Para os ensaios em temperatura ambiente de 38°C (condições 5 e 6), no entanto, é possível observar algum efeito da umidade ambiente sobre o desempenho do refrigerador, conforme pode ser observado na Figura 2.9. O aumento da carga térmica da condição 6 em relação à condição 5 é tanto latente quanto sensível, pois além da maior infiltração de umidade decorrente da maior umidade externa, é possível observar que a temperatura do compartimento refrigerador esteve menor na condição 6 que na condição 5, por conta do maior tempo ligado de compressor observado na condição 6. Essas diferenças decorrem do fato de que, na temperatura ambiente de 38°C, o excesso de capacidade disponível para promover o abaixamento da temperatura é pequeno, de forma que uma pequena variação na carga térmica pode estender significativamente o tempo necessário para atingir a temperatura de desligamento do compressor.

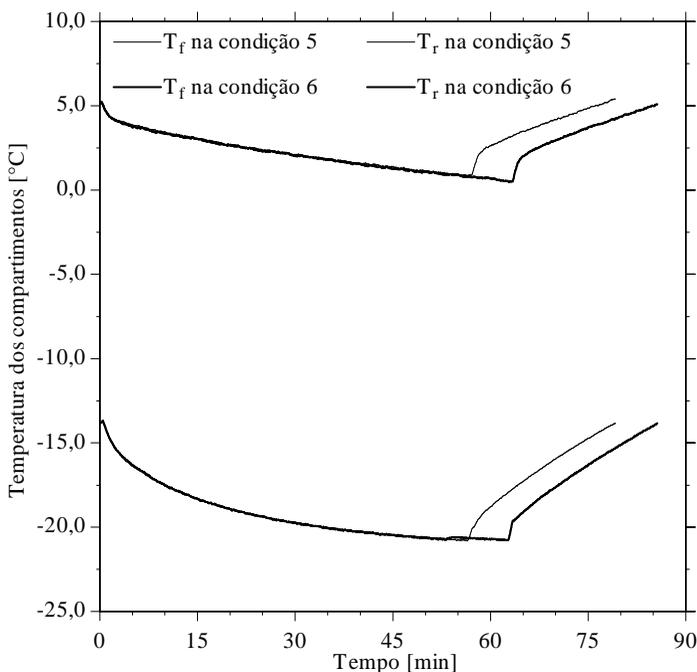


Figura 2.9 – Temperatura do freezer e do refrigerador para os ensaios de nº 5 e 6

Os dados obtidos através da medição da umidade durante os ensaios nas condições 1 e 2 estão mostrados na Figura 2.10. Enquanto a evolução temporal da umidade absoluta na saída do evaporador e no compartimento freezer não apresentam distinção significativa, as variações na umidade do refrigerador são evidentes. A umidade desse compartimento apresentou uma tendência de aumento nos ensaios com maior umidade externa, o que sugere algum nível de infiltração de umidade para o interior do gabinete refrigerado. Ainda assim, os níveis de umidade absoluta no interior do refrigerador são cerca de uma ordem de grandeza inferiores aos níveis de umidade absoluta externa. A infiltração de umidade ocorre tanto por difusão de vapor d'água quanto pela vazão de ar através da válvula quebra-vácuo, posicionada no compartimento. Além disso, a infiltração de umidade para o interior do gabinete pode ocorrer através dreno de água de degelo e por difusão de vapor d'água através de frestas entre as gaxetas e o flange do gabinete.

É possível observar na Figura 2.11 que o comportamento da umidade absoluta nas condições 3 e 4 é bastante similar ao observado nas condições 1 e 2, já que as umidades absolutas de retorno do evaporador e do freezer estão em patamares próximos aos observados nas condições 1 e 2 e a umidade do compartimento refrigerador apresenta tendência de aumento para maiores umidades absolutas ambientes. Comparando a umidade do compartimento refrigerador entre as condições 2 e 3, que possuem mesmo nível de umidade ambiente, nota-se que o nível de umidade do compartimento refrigerador na condição 3 é levemente superior ao observado na condição 2, o que pode decorrer da maior vazão de ar que deve entrar pela válvula quebra-vácuo na condição 3.

Na Figura 2.12 temos a evolução temporal da umidade durante os ensaios nas condições 5 e 6, sendo o panorama o mesmo já observado nas demais condições quando comparadas por nível de umidade. Além disso, a relação da umidade absoluta do compartimento refrigerador entre as condições 4 e 5 é similar à relação já discutida na comparação das condições 2 e 3.

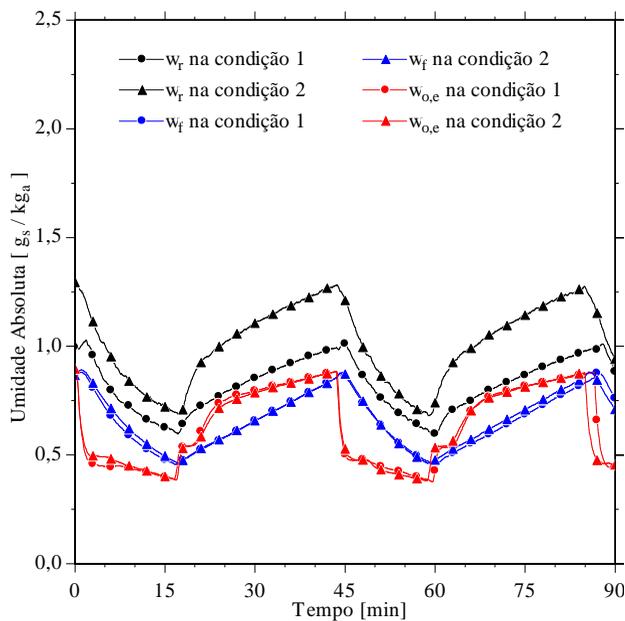


Figura 2.10 – Umidades medidas nos ensaios nas condições 1 e 2

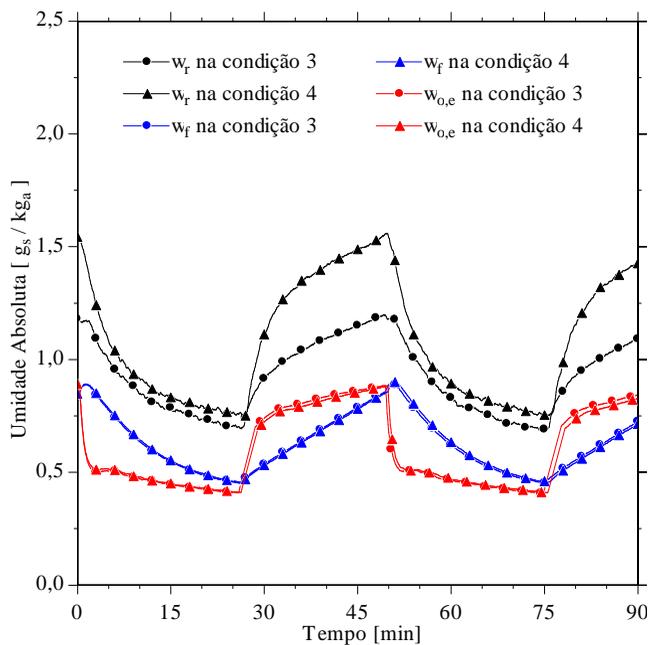


Figura 2.11 – Umidades medidas nos ensaios nas condições 3 e 4

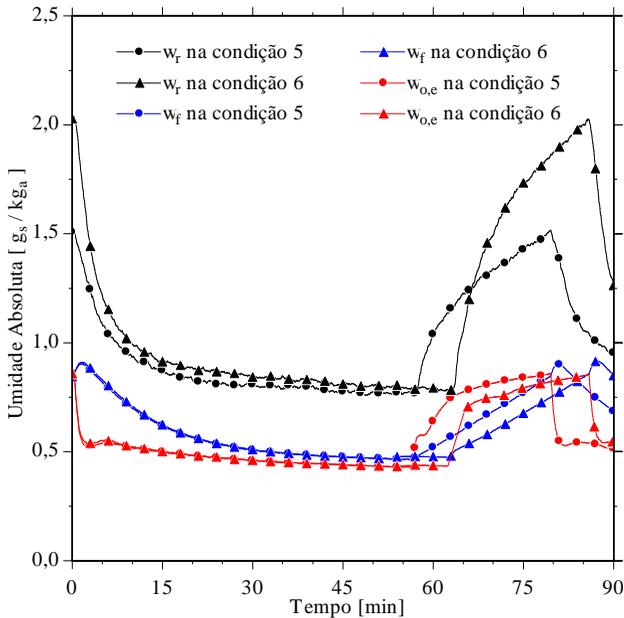


Figura 2.12 – Umidades medidas nos ensaios nas condições 5 e 6

Conforme pode ser observado na Figura 2.13, a pressão de evaporação sofre uma queda abrupta com a partida do compressor, e a partir de então apresenta uma tendência de redução gradativa até o desligamento do compressor. Enquanto a queda abrupta está associada, principalmente, à rápida migração de refrigerante após a partida do compressor, a tendência de queda gradual está associada ao abaixamento contínuo das temperaturas dos compartimentos refrigerados e, conseqüentemente, do ar de retorno do evaporador. O retorno gradual do fluido refrigerante até o evaporador tende a reduzir a taxa de queda de pressão no evaporador. As escalas de tempo dos transientes associados à migração de refrigerante são, dessa forma, mais longos que os transientes associados à inércia térmica do evaporador e de menor magnitude que os transientes associados às condições do ar de retorno do evaporador.

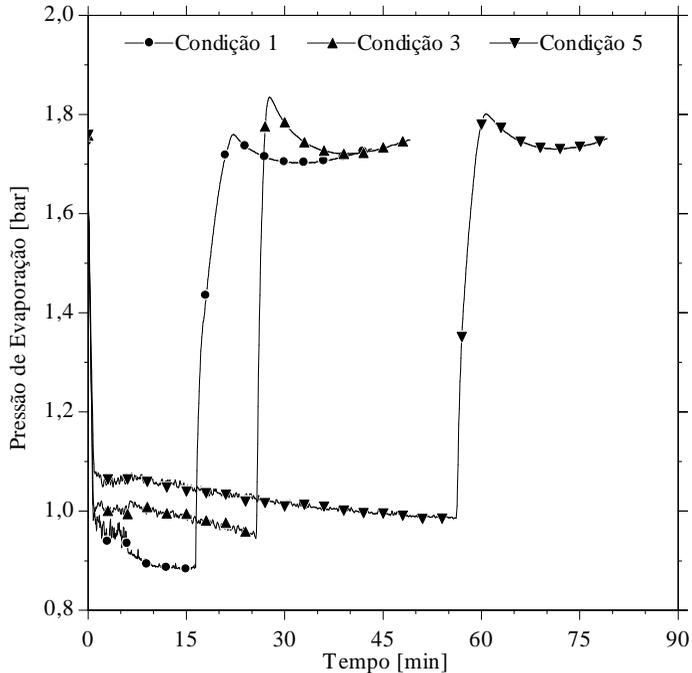


Figura 2.13 – Pressão de evaporação nos ensaios nas condições 1,3 e 5

A pressão de condensação, mostrada na Figura 2.14, apresenta três períodos transientes distintos. Observa-se uma elevação intensa de seu nível após a partida do compressor, causada pelo deslocamento de massa de refrigerante do evaporador para o condensador. A seguir, a pressão apresenta uma tendência de elevação gradual, pois a inércia térmica de compressor e do condensador são elevadas. Por fim, a pressão passa a apresentar uma tendência de redução suave, pois nesse período o efeito transiente dominante está associado ao gradual abaixamento da temperatura dos compartimentos e à migração de refrigerante para o evaporador. Esse último período é observado nas condições 3 e 5, já que na condição 1 o tempo de compressor ligado é insuficiente para que esse regime se desenvolva claramente. Para a pressão de condensação, a migração de refrigerante durante a última fase do transiente tem efeitos proporcionalmente pequenos se comparados aos efeitos que se observam na pressão de evaporação, já que, percentualmente, a perda de massa de fluido refrigerante no condensador é muito menor que o ganho de massa que ocorre no evaporador.

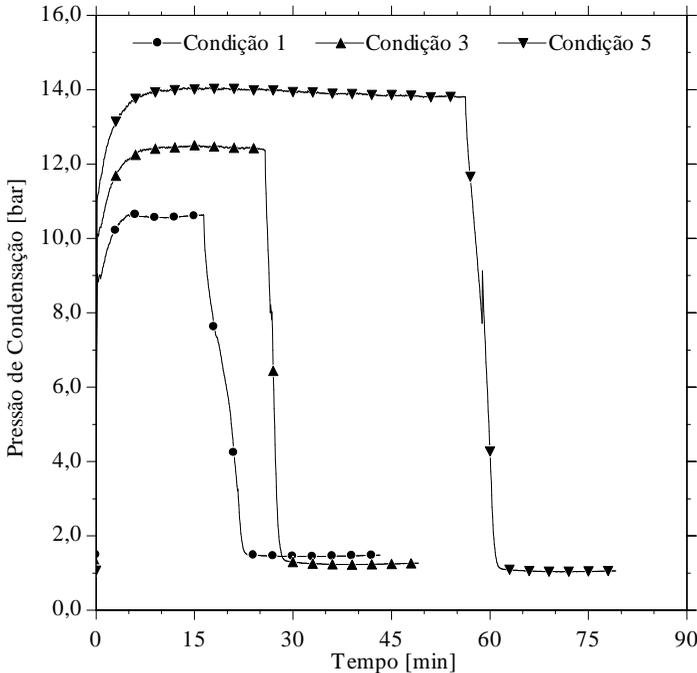


Figura 2.14 – Pressão de condensação nos ensaios nas condições 1, 3 e 5

Durante o período de compressor desligado, ocorre equalização das pressões de condensação e evaporação entre 1,7 e 1,9 bar. Essa pressão equivale à uma temperatura de saturação de cerca de -14°C , e permanece em torno desse valor durante o ciclo desligado pois o fluido refrigerante migra quase que totalmente para o evaporador através do tubo capilar após o desligamento do compressor, ou seja, a maior parte do refrigerante fica no interior do espaço refrigerado.

A vazão mássica de refrigerante e a potência consumida pelo compressor, apresentadas na Figura 2.15, apresentam um pico decorrente da partida do compressor, e um curto período onde operam em níveis elevados, mas em queda contínua. Esse período se encerra rapidamente quando os valores se aproximarem de certos níveis, pois então a tendência passa a ser de redução gradual. Esse último período do transiente é observado durante grande parte do tempo total em que o compressor permanece em funcionamento. O comportamento das duas variáveis é muito semelhante, pois há um forte acoplamento entre as mesmas, e observa-se que a potência consumida pelo compressor apresenta maior sensibilidade às variações na temperatura ambiente, quando comparada

à vazão mássica de refrigerante, o que indica que a eficiência volumétrica do compressor tem uma menor dependência das pressões de condensação e evaporação que a eficiência global do compressor.

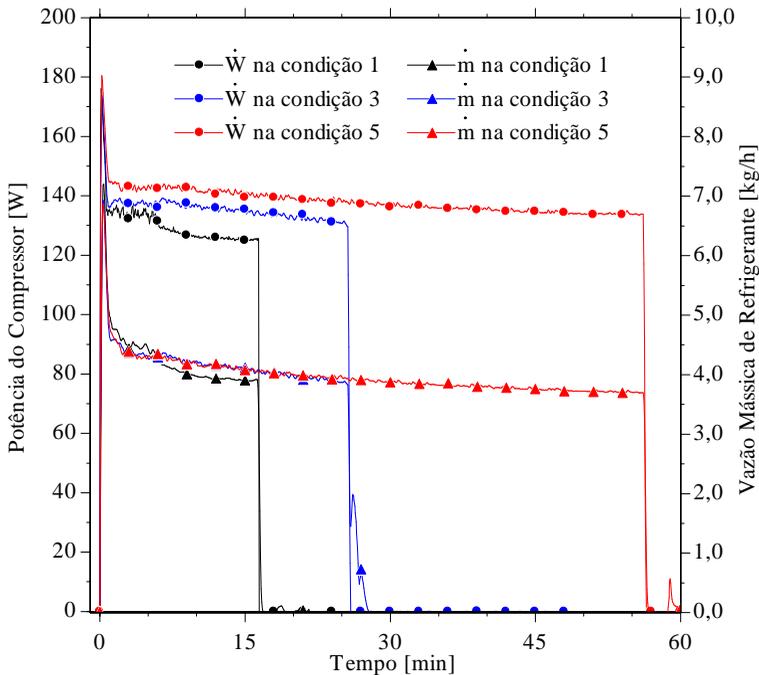


Figura 2.15 – Potência consumida e vazão mássica de refrigerante nos ensaios 1,3 e 5

A avaliação da evolução temporal das temperaturas na entrada e saída do evaporador permite o acompanhamento do nível superaquecimento existente nesse componente ao longo do experimento, uma vez que a perda de carga do refrigerante escoando pelo evaporador é pequena e os dois pontos estão fisicamente próximos, isto é, sujeitos às mesmas condições de escoamento do ar. Se as temperaturas de entrada e saída do evaporador estiverem com valores próximos, o superaquecimento na saída do evaporador é pequeno ou nulo. Caso haja diferença significativa entre essas temperaturas, há um elevado grau de superaquecimento no evaporador. É importante salientar que essa avaliação é qualitativa, por conta do comportamento oscilatório da frente de líquido no evaporador. Essa oscilação possui caráter aleatório e foi descrita primeiramente por Zahn (1964) assim como por Wedekind (1965), e

limita a determinação da posição real da frente de líquido a partir da medição de temperatura.

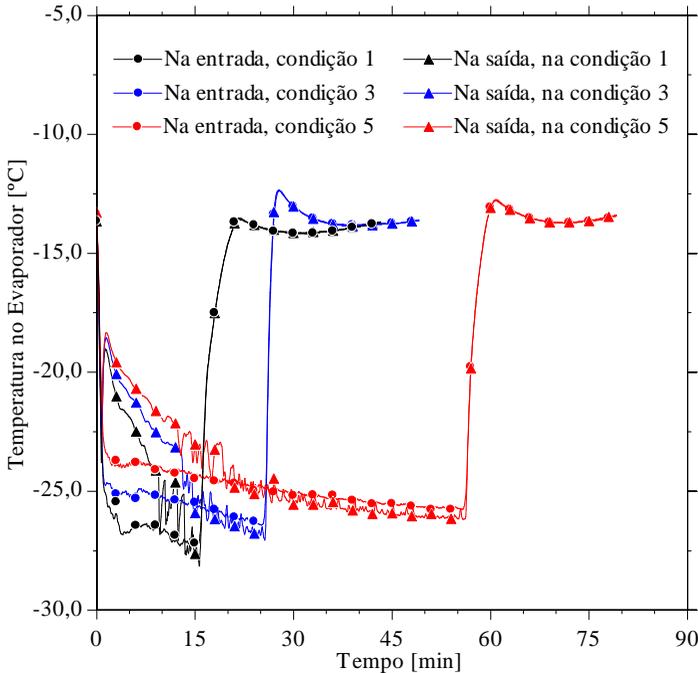


Figura 2.16 – temperatura do refrigerante na entrada e saída do evaporador para os ensaios 1, 3 e 5

As temperaturas na entrada e saída do evaporador para os ensaios nas condições 1, 3 e 5 podem ser visualizados na Figura 2.16. Enquanto a temperatura na entrada do evaporador cai rapidamente e segue uma tendência similar à da pressão de evaporação, a temperatura do refrigerante na saída do evaporador passa por diversas fases, que ocorreram nas três condições consideradas.

Observa-se uma queda seguida por um pico nos instantes posteriores à partida do compressor, decorrente da rápida migração de refrigerante do evaporador para o compressor e o condensador. Após esse curto período inicial, surge uma tendência de diminuição, que se mostra mais intensa para a condição 1 e menos intensa para a condição 5, enquanto a condição 3 apresenta valores intermediários. Essa redução decorre do gradual preenchimento do evaporador com refrigerante saturado, ou seja, do avanço da frente de líquido. A queda abrupta da tempe-

ratura na saída do evaporador que pode ser observada após essa fase decorre da chegada de líquido a essa posição. O caráter aleatório da fronteira de líquido faz com que a temperatura na saída do evaporador passe a oscilar a partir desse instante. A chegada de líquido na saída do evaporador indica que o grau de superaquecimento é baixo, ou mesmo nulo. A redução das oscilações que pode ser observada após alguns minutos do início da oscilação da temperatura indica que a frente de líquido está avançando para além do evaporador. Após o desligamento do compressor, ambas as temperaturas passam a apresentar comportamento análogo ao da pressão de evaporação e valores bastante próximos entre si.

Na temperatura ambiente de 25°C, o evaporador permanece por cerca de 80% do tempo do período de compressor ligado com certo grau de superaquecimento, ainda que a frente de líquido avance de forma mais rápida nessa condição. Para a temperatura de 32°C o evaporador passa aproximadamente 60% do tempo de compressor ligado na condição superaquecida e 40% do tempo preenchido por refrigerante saturado. Por fim, para a condição ambiente de 38°C, a fração do ciclo em que há superaquecimento no evaporador é de cerca de 30% do tempo total em que o compressor permanece ligado.

A estratégia de degelo do refrigerador testado é baseada no tempo de compressor ligado. A sequência de eventos do processo de degelo pode ser melhor entendida se acompanhadas as potências total e do compressor obtidas no ensaio na condição 3, mostradas na Figura 2.17. O primeiro gatilho para o processo de degelo é o tempo acumulado de compressor ligado, que deve somar 7,5h desde o degelo anterior. Atendida essa condição, o degelo se inicia assim que a temperatura do freezer atinge a temperatura mínima e o compressor é desligado pelo termostato. Caso o tempo de compressor ligado ultrapasse 8h, o compressor é desligado e processo de degelo se inicia de forma independente da atuação do termostato, ou seja, sem que a temperatura do freezer tenha atingido o seu valor mínimo. Ao ser desligado o compressor, desliga-se também o ventilador, e uma resistência elétrica distribuída com potência de 230W, montada sobre o evaporador, é acionada. No ensaio mostrado na Figura 2.17, o período de atuação da resistência elétrica de degelo compreende os primeiros 15 minutos. Cinco minutos após o desligamento da resistência, é acionado o compressor. Por fim o ventilador é acionado a oito minutos após o fim do degelo, quando é possível observar um afastamento das linhas de potência total e do compressor.

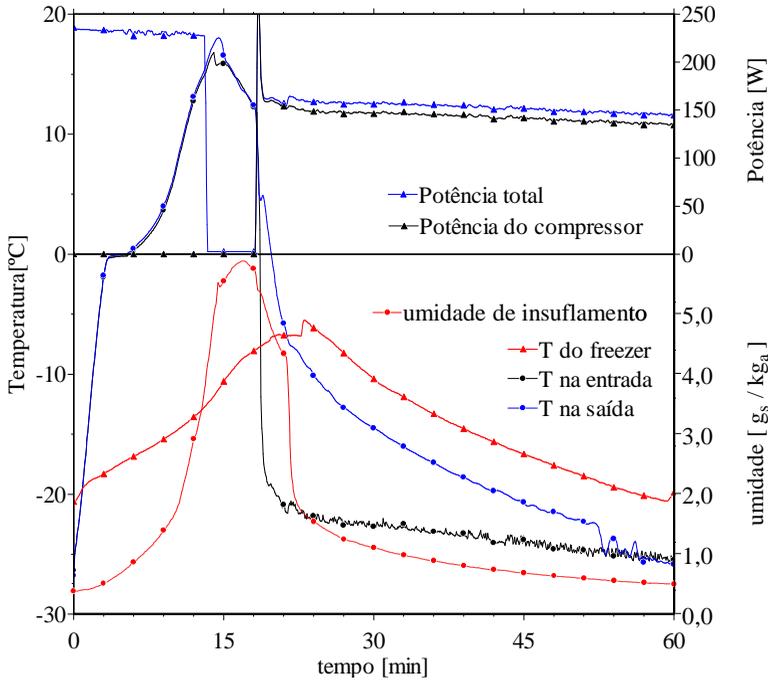


Figura 2.17 – Comportamento de algumas variáveis durante o período de degelo

Além das potências total e do compressor, estão representados na Figura 2.17 as temperaturas na entrada e saída do evaporador, do freezer e a umidade do ar de insuflamento. É possível observar que a temperatura do evaporador sobe rapidamente com o acionamento da resistência de degelo. Ao atingir a temperatura de 0°C , permanece por um curto tempo nessa temperatura, até que ocorra a fusão de toda a geada. A partir de então a temperatura passa a subir até cerca de 18°C , quando a resistência elétrica é desligada. Com a partida do compressor, leva cerca de uma hora até o preenchimento total do evaporador com refrigerante saturado. A temperatura do freezer apresenta um aumento até cerca de -5°C , e a umidade do ar de insuflamento aumenta cerca de vinte vezes após a completa fusão da geada, sendo novamente levada aos níveis observados no regime transiente periódico alguns minutos após a partida do compressor.

Os valores obtidos para a massa de água proveniente do degelo, assim como o tempo total entre degelos e o tempo de compressor ligado nesse intervalo estão apresentados na Tabela 2.5. É possível observar

um aumento significativo da massa de água coletada para as condições de maior umidade ambiente, o que indica a existência de infiltração de umidade para o interior do gabinete refrigerado. De qualquer maneira, os valores absolutos de água coletada são relativamente baixos.

Tabela 2.5 – Dados relativos ao degelo nos ensaios com portas fechadas

Condição n°	Tempo de compressor ligado [h]	Tempo entre degelos [h]	Massa de água cole- tada [g]	Duração do degelo [min]	ΔP_e inicial [Pa]	ΔP_e final [Pa]
01	7,79	20,3	18,0	13,9	5,3	5,5
02	7,80	20,0	36,0	14,6	5,5	5,9
03	7,86	14,6	29,5	13,2	5,6	5,8
04	7,94	14,6	41,0	14,0	5,8	6,2
05	7,70	10,3	39,5	13,9	5,8	6,2
06	7,87	10,5	49,5	14,5	6,0	6,5

Apesar de haver algum acúmulo de geada no evaporador, comprovado pela evidência de massa de água de degelo, não foi observado impacto significativo na perda de carga através do evaporador durante os ensaios com portas fechadas. Os valores medidos para a perda de carga através do evaporador tanto no início quanto ao final do ciclo entre degelos estão próximos, apresentando uma tendência de leve aumento, a um máximo de 8%. O impacto dessa elevação na perda de carga sobre a vazão é inferior a 1%, considerando a metodologia definida para cálculo da vazão mássica de ar em circulação.

Além das características observadas a partir dos dados já apresentados, é possível obter informações adicionais se determinados os valores médios das variáveis medidas. A média de variáveis como as pressões de condensação, P_c , e evaporação, P_e , a temperatura de descarga do compressor, T_2 , a vazão mássica de refrigerante \dot{m} , e a potência consumida pelo compressor \dot{W} devem ser avaliadas a partir dos valores obtidos durante o período de compressor ligado, enquanto a média das temperaturas e umidades dos compartimentos é avaliada considerando todo o ciclo. Os valores obtidos para algumas variáveis, tomando-se o período com operação em regime transiente periódico, podem ser observados

na Tabela 2.6, onde estão também representados os valores médios da temperatura e umidade ambiente medidos durante os experimentos.

Tabela 2.6 – Médias experimentais obtidas durante o regime transiente periódico

T_a [°C]	w_a [g_s/kg_a]	T_f [°C]	T_r [°C]	w_f [g_s/kg_a]	w_r [g_s/kg_a]	P_c [bar]	P_e [bar]	T_2 [°C]	\dot{m} [kg/h]	\bar{W} [W]	RTR [-]
25,1	7,9	-17,1	3,9	0,65	0,81	10,4	0,95	63,3	4,37	132,1	0,367
25,1	15,9	-17,1	3,8	0,66	1,00	10,4	0,95	63,5	4,33	131,0	0,375
32,1	16,2	-17,5	4,1	0,63	0,92	12,2	1,00	75,6	4,20	135,7	0,520
32,1	24,4	-17,5	4,1	0,64	1,11	12,2	1,00	75,6	4,21	136,0	0,525
37,9	24,1	-18,4	2,7	0,60	0,98	13,8	1,03	88,9	3,97	138,3	0,720
37,7	31,7	-18,5	2,6	0,60	1,11	13,8	1,03	88,7	3,97	138,1	0,725

Os valores apresentados na Tabela 2.6 representam a média dos valores obtidos durante a operação em regime transiente periódico. Em relação às condições ambientais impostas na câmara termodinâmica durante os ensaios, é possível observar a partir dos dados apresentados na Tabela 2.6 que, em relação às temperaturas dos compartimentos, às pressões de condensação e evaporação e à potência consumida pelo compressor, a variação da umidade ambiente tem efeitos mínimos, enquanto que a variação da temperatura ambiente tem efeito de elevar os valores médios dessas variáveis, exceto da vazão mássica. Tais efeitos se devem à maior temperatura de condensação necessária para rejeitar o calor para o ambiente externo bem como à maior carga térmica decorrente da maior diferença entre a temperatura ambiente e as temperaturas no interior do refrigerador. A vazão mássica por sua vez segue uma tendência de diminuição, pois devido à maior pressão de condensação, há redução da eficiência volumétrica do compressor, decorrente de, entre outros fatores, da necessidade de maior expansão do gás remanescente no volume morto ao fim da compressão até a abertura da válvula de sucção do compressor.

2.5.2. Ensaios com Abertura de Portas

Para avaliação do desempenho do refrigerador durante os ensaios com abertura de portas, serão apresentados os valores medidos de uma série de variáveis, ao longo dos experimentos nas condições 7, 8 e 9.

As Figuras 2.18 à 2.20 mostram o comportamento da temperatura e umidade dos compartimentos durante o período entre degelos selecionado para as três condições ambientais testadas. Os ciclos de abertura de portas tem efeitos com escala de tempo distintas. O efeito de caráter mais longo é a elevação dos níveis de temperatura e umidade durante o período de uma hora em que é executado um ciclo de aberturas. Após o ciclo de aberturas de portas, o refrigerador tende a recuperar a condições de operação em regime transiente periódico descrita na seção 2.5.1. Os efeitos de curto prazo, por sua vez, são os picos de temperatura e umidade que ocorrem nos instantes posteriores à uma abertura de porta. Os cinco picos de temperatura e umidade do compartimento freezer decorrem das aberturas da porta desse compartimento que são realizadas em um ciclo de aberturas. Os picos de temperatura do compartimento refrigerador são, por sua vez, vinte, já que são vinte as aberturas de portas desse compartimento em um ciclo de aberturas. Após o segundo e terceiro ciclos de aberturas de portas mostrados na Figura 2.18 e o segundo ciclo de aberturas de portas mostrado na Figura 2.19, a temperatura de desligamento do compressor é reduzida para estender o tempo com o compressor ligado, o que sugere uma adaptação do controle do refrigerador que tende a favorecer a recuperação das temperaturas internas após um ciclo de aberturas de portas.

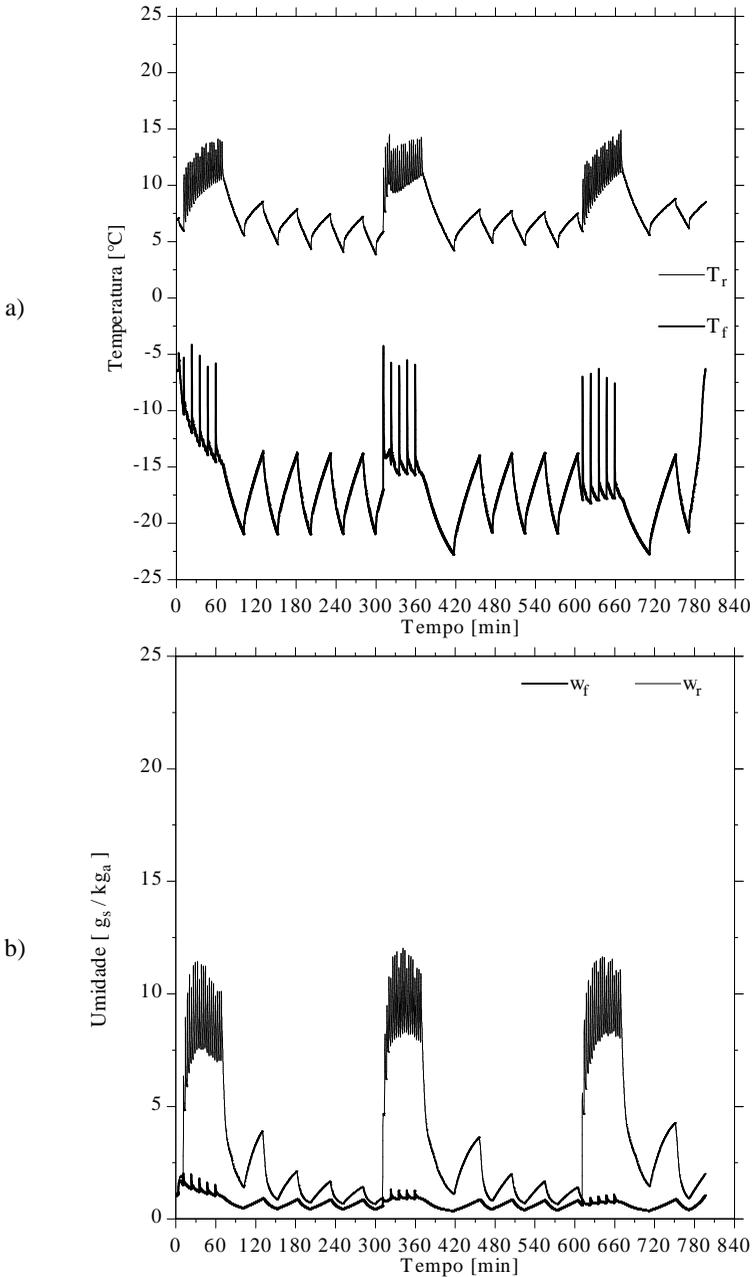


Figura 2.18 – Temperatura (a) e umidade (b) dos compartimentos durante o ensaio com abertura de portas na condição 7 (25°C e 12 g_s/kg_a)

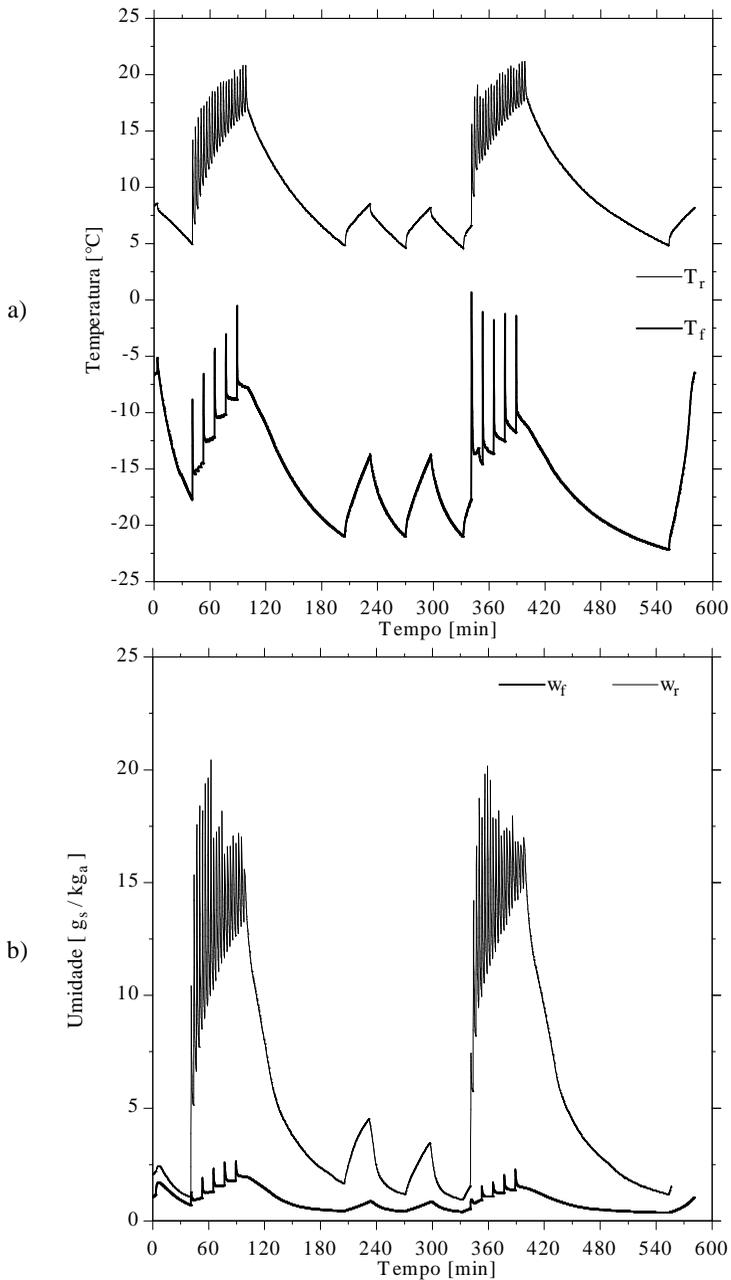


Figura 2.19 – Temperatura (a) e umidade (b) dos compartimentos durante o ensaio com abertura de portas na condição 8 (32°C e $21 \text{ g}_s/\text{kg}_a$)

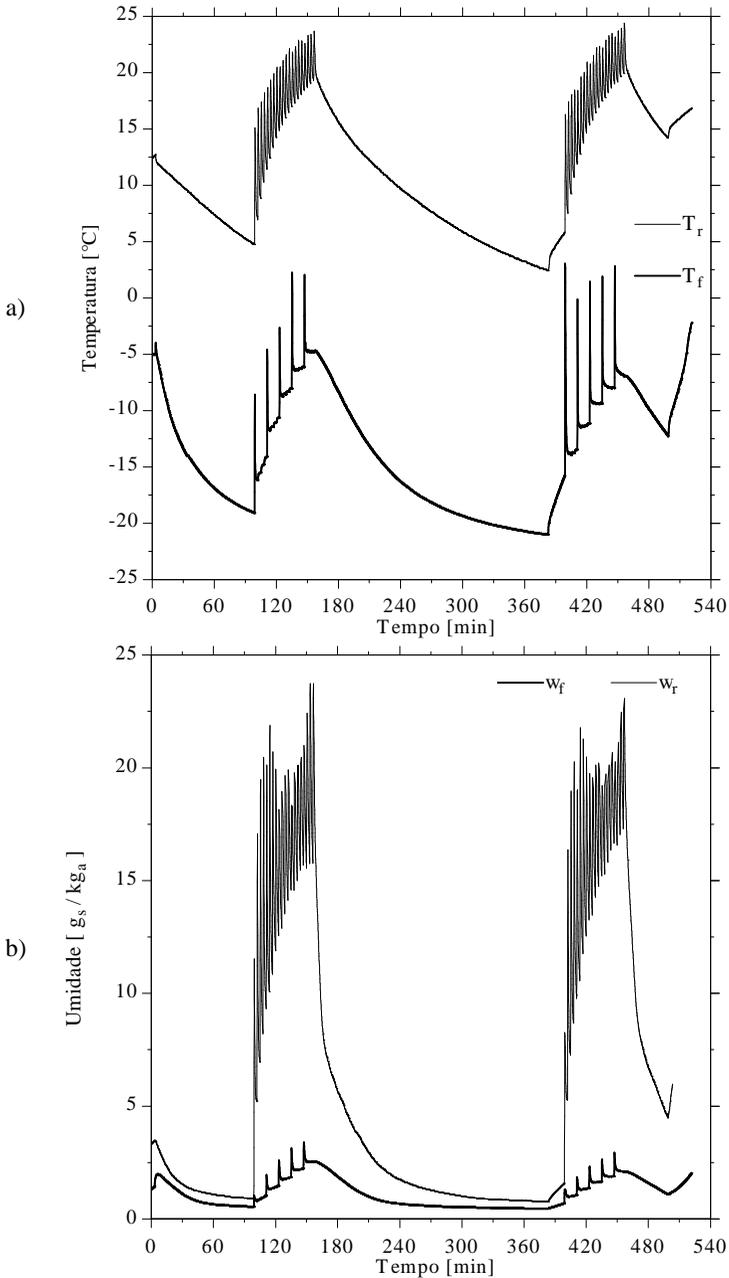


Figura 2.20 – Temperatura (a) e umidade (b) dos compartimentos durante o ensaio com abertura de portas na condição 9 (38°C e $21 \text{ g}_s/\text{kg}_a$)

A fim de melhor entender o comportamento das umidades dos compartimentos refrigerados, é importante observar o comportamento do ar úmido, tomando alguns exemplos a partir de valores típicos observados em refrigeradores domésticos para as temperaturas do freezer, do refrigerador e de evaporação. A umidade absoluta de saturação do ar úmido à uma temperatura de -18°C é inferior a $0,8 \text{ g}_s/\text{kg}_a$, nível de umidade que corresponde, à temperatura de 5°C , a uma umidade relativa de cerca de 15%. Tomando patamares de temperatura da ordem da temperatura de evaporação, por exemplo -25°C , a umidade de saturação cai para menos de $0,4 \text{ g}_s/\text{kg}_a$. Assim, umidade do compartimento freezer pouco sobe durante os ensaios com abertura de portas, por conta do elevado nível de umidade relativa nesse compartimento mesmo durante os ensaios sem abertura de portas. Ou seja, o mesmo permanece continuamente em condições próximas a saturação, de forma que a presença de umidade sob a forma de vapor além dos patamares observados não é possível. É esperado que haja então a formação de névoa, condensado ou mesmo geada nas superfícies internas do freezer, mesmo que sob condições pouco severas. De fato, foi observado esse tipo de fenômeno nos ensaios assim como é possível observá-lo no uso diário de refrigeradores com degelo automático. A umidade relativa do refrigerador, por outro lado, é baixa, sendo observada uma elevação considerável nos níveis de umidade absoluta durante os ciclos de abertura de portas.

Na Figura 2.21 estão apresentadas a temperatura e umidade dos compartimentos para a condição 7. O dados são os mesmos já apresentados, tendo sido alterada a escala de tempo, de forma a se visualizar em maiores detalhes o comportamento das temperaturas e umidades durante o ciclo de aberturas de portas. O aumento da temperatura ocorre rapidamente com a abertura das portas, por conta do ingresso de ar ambiente nos compartimentos. Após o fechamento das portas, o abaixamento das temperaturas ocorre tanto por conta da atuação do sistema de refrigeração quanto pela transferência de calor entre o ar interno e as superfícies do refrigerador. Este último ocorre uma vez que as temperaturas das paredes do gabinete refrigerado pouco se alteram no curto período de tempo em que as portas permanecem abertas, tanto por conta da elevada inércia térmica do gabinete quanto pelas reduzidas taxas de transferência de calor entre o ar externo e as paredes. Uma evidência do resfriamento pela transferência de calor entre o ar e as paredes, após a abertura de portas, pode ser observado no período entre 310 e 320 minutos na Figura 2.21. Nesse período apenas este efeito promoveu o abaixamento das temperaturas dos compartimentos após o fechamento das portas, uma vez que o compressor permaneceu desligado no período.

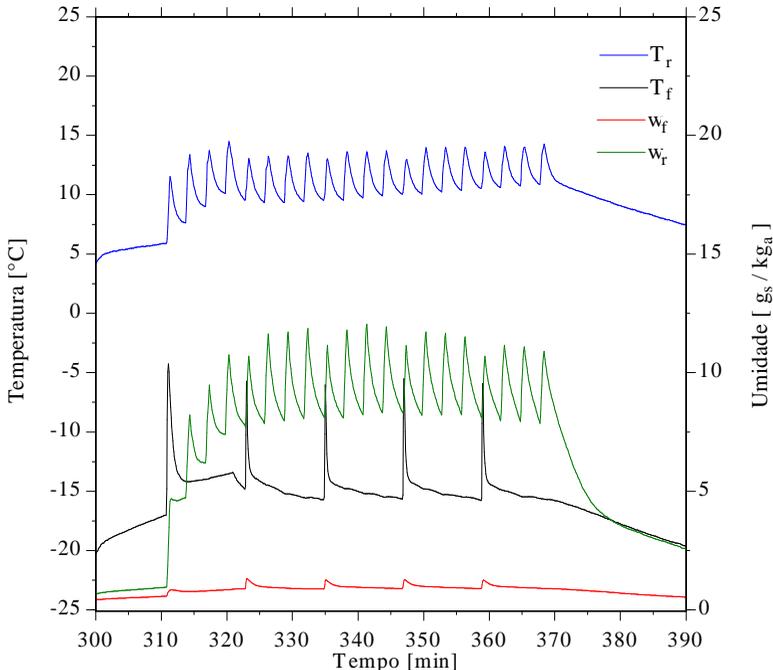


Figura 2.21 – Temperatura e umidade dos compartimentos do refrigerador durante um ciclo de abertura de portas na condição 7 (25°C e 12 g_s/kg_a)

Ocorrendo em níveis diferentes, por conta das condições ambientais empregadas nos ensaios nas condições 8 e 9, os mesmos efeitos são observados tanto na Figura 2.22 quanto na Figura 2.23. É possível notar com maior clareza, nessas duas últimas figuras, o impacto indireto da abertura das portas do compartimento refrigerador sobre a temperatura do freezer. Entre duas aberturas da porta do freezer, são realizadas três aberturas da porta do refrigerador onde a porta do freezer permanece fechada. Nesses períodos, observa-se uma perturbação na temperatura do freezer, por conta da maior carga térmica imposta ao evaporador e conseqüente aumento da temperatura do ar na saída do evaporador. Esse aumento na temperatura de descarga tem efeitos relativamente rápidos sobre a temperatura do ar no compartimento freezer, por conta da vazão de ar em circulação nesse compartimento, de cerca de 8L/s, que promove uma troca de ar a cada 15 segundos, aproximadamente. No ensaio com a condição 7 (Figura 2.21) esse efeito foi mais tênue por conta da menor carga térmica decorrente das aberturas de portas.

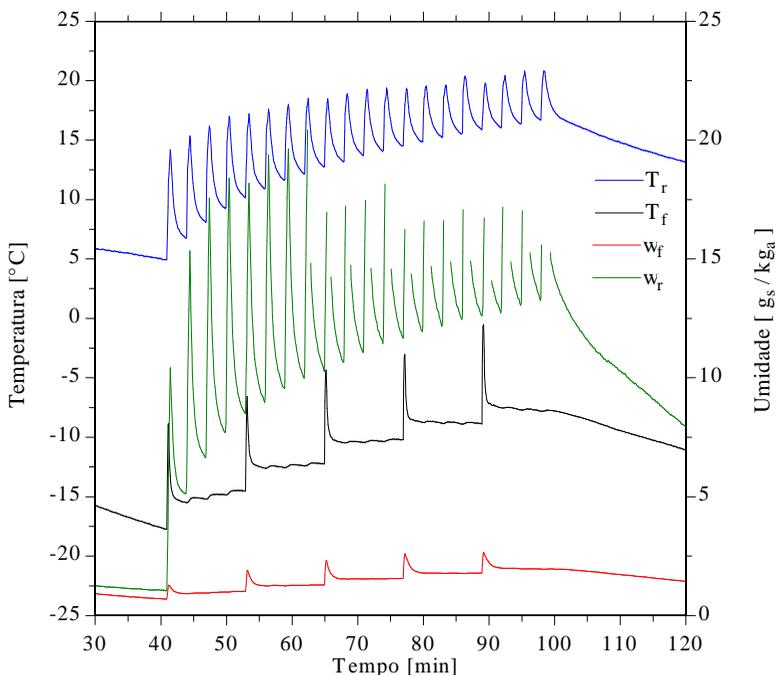


Figura 2.22 – Temperatura e umidade dos compartimentos do refrigerador durante um ciclo de abertura de portas na condição 8 (32°C e 21 g_s/kg_a)

A umidade do refrigerador não foi medida durante alguns períodos dos ensaios nas condições 8 e 9 por conta da formação de condensado sobre o sensor de umidade. As discontinuidades observáveis na umidade do refrigerador são decorrentes dessa condição. Apesar de não haver leitura, é esperado que, durante esses períodos, a umidade tenha seguido a tendência que se construiu nas primeiras aberturas, atingindo níveis próximos ao da umidade ambiente e caindo rapidamente após o fechamento da porta.

A umidade na saída do evaporador não foi mostrada pois não foi possível medir a mesma durante praticamente nenhum momento durante os períodos com aberturas de portas, por efeitos similares aos observados com o sensor posicionado no refrigerador.

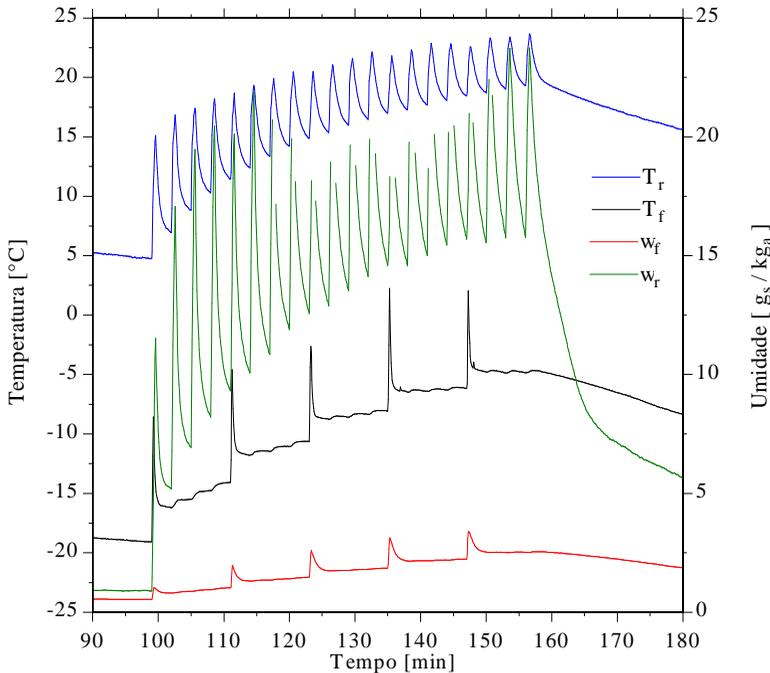


Figura 2.23 – Temperatura e umidade dos compartimentos do refrigerador durante um ciclo de abertura de portas na condição 9 (38°C e 21 g_s/kg_a)

As pressões de evaporação e condensação foram também impactadas pelas aberturas de portas, por conta do aumento na carga térmica imposta ao circuito de refrigeração que decorre desses eventos. Além de outros efeitos, o aumento na carga térmica provoca um aumento na quantidade de calor a ser rejeitada para o ambiente externo no condensador, o que provoca um aumento na temperatura de condensação, particularmente porque o mesmo rejeita calor por convecção natural para o ambiente externo. É possível observar um aumento das pressões para durante os períodos de abertura de portas.

A evolução das pressões de condensação e evaporação para a condição 7 pode ser vista na Figura 2.24. A pressão de condensação sobe até pouco mais de 12 bar durante o período de abertura de portas, e sua recuperação a níveis similares aos observados nos ensaios de regime transiente periódico, de cerca de 10,7 bar, ocorre praticamente ao mesmo tempo em que ocorre a recuperação da temperatura do freezer, ao que o compressor é desligado. Esse comportamento está melhor definido para o segundo e terceiro ciclos de aberturas de portas, já que o primeiro ciclo foi executado pouco tempo após o degelo, de forma que os

efeitos do ciclo de aberturas e do processo de degelo se somaram nesse período. A pressão de evaporação segue tendências similares, sendo observados aumentos absolutos da ordem de 0,12 bar, relativamente elevados se considerado o nível de pressão do regime transiente periódico de cerca de 0,92 bar.

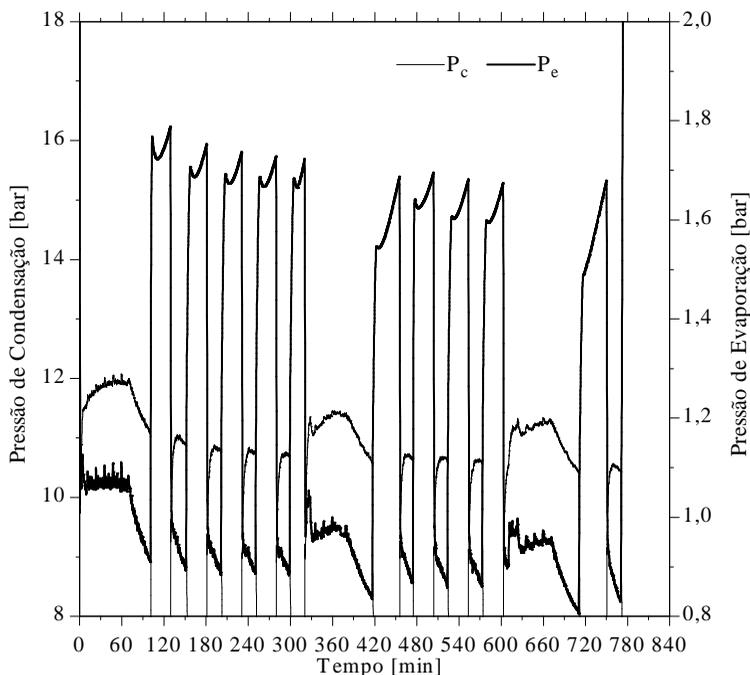


Figura 2.24 – Pressões de evaporação e condensação para o ensaio na condição 7 (25°C e 12 g/kg_a)

A evolução das pressões de condensação e evaporação, para a condição 8, podem ser visualizados na Figura 2.25. É possível observar um aumento de cerca de 1,5 bar na pressão de condensação, com um máximo pouco acima dos 14 bar. A pressão de evaporação teve um aumento de até 0,25 bar em relação aos níveis de regime transiente periódico. Após o segundo ciclo de aberturas, é observado um abaixamento das pressões até valores menores que os observados no restante do período, pois nesse caso o compressor permaneceu ligado até que a condição para o degelo, de 8h de compressor ligado, foi atingida e o degelo teve início.

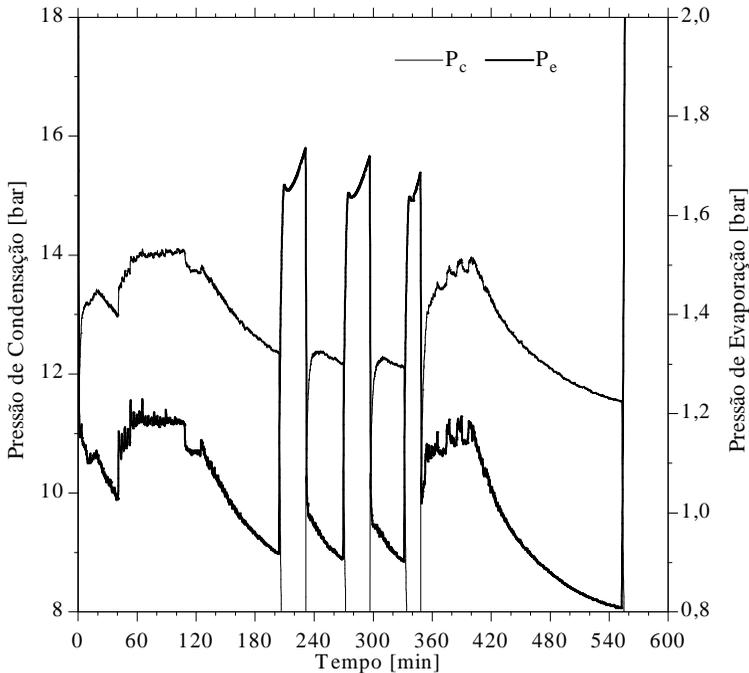


Figura 2.25 – Pressões de evaporação e condensação para o ensaio na condição 8 (32°C e 21 g_s/kg_a)

A Figura 2.26 traz as pressões de pressão de condensação e evaporação para a condição 9. Nessa condição não é observado um ciclo “liga-desliga” completo entre os ciclos de aberturas de portas. A pressão de condensação sobe até um máximo próximo de 16 bar. Após o ciclo de aberturas, a pressão é reduzida gradualmente até aproximadamente 14 bar, nível de pressão média observado nos ensaios em regime transiente periódico. A pressão de evaporação se comporta de maneira similar, atingindo um pico de cerca de 1,3 bar. A recuperação após o segundo ciclo foi interrompida pelo sistema de controle do produto, que iniciou o processo de degelo automático.

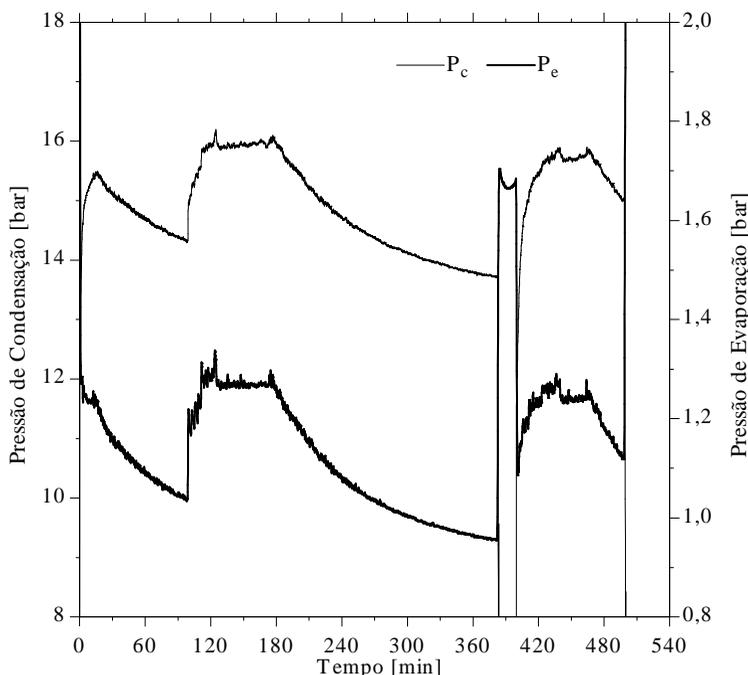


Figura 2.26 – Pressões de evaporação e condensação para o ensaio na condição 9 (38°C e $21 \text{ g}_s/\text{kg}_a$)

A potência consumida pelo compressor e a vazão mássica de refrigerante em circulação seguem uma tendência de aumento durante os ciclos de abertura de portas. O comportamento dessas variáveis ao longo dos ensaios pode ser observado nas Figuras 2.27, 2.28 e 2.29. Dentre os fatores preponderantes para o aumento da vazão mássica e da potência consumida temos o aumento das pressões de condensação e evaporação. Ao se iniciar um ciclo de abertura, rapidamente a vazão mássica e a potência consumida sobem, atingindo patamares maiores que os observados durante o regime transiente periódico. De um modo geral, assim que se encerra o ciclo de aberturas, a potência e a vazão mássica passam a reduzir gradualmente, sendo possível observar que ao fim do ciclo do compressor ambas as variáveis já estão próximas dos patamares observados no regime transiente periódico, assim como foi observado para o comportamento das pressões de condensação e evaporação.

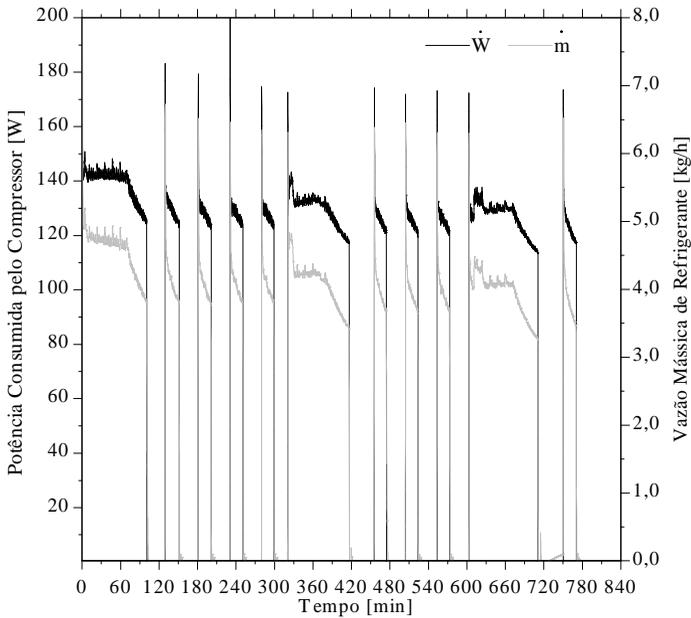


Figura 2.27 – potência consumida e vazão mássica de refrigerante durante o ensaio na condição 7 (25°C e $12 \text{ g}_s/\text{kg}_a$)

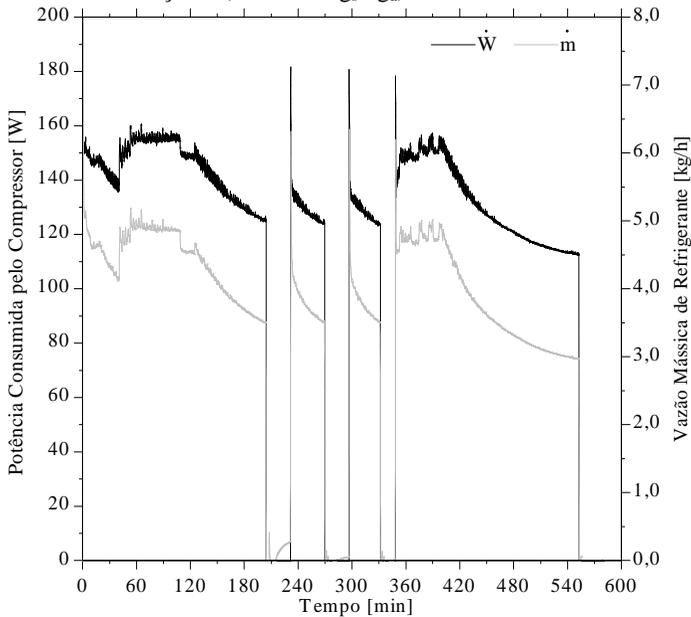


Figura 2.28 – potência consumida e vazão mássica de refrigerante durante o ensaio na condição 8 (32°C e $21 \text{ g}_s/\text{kg}_a$)

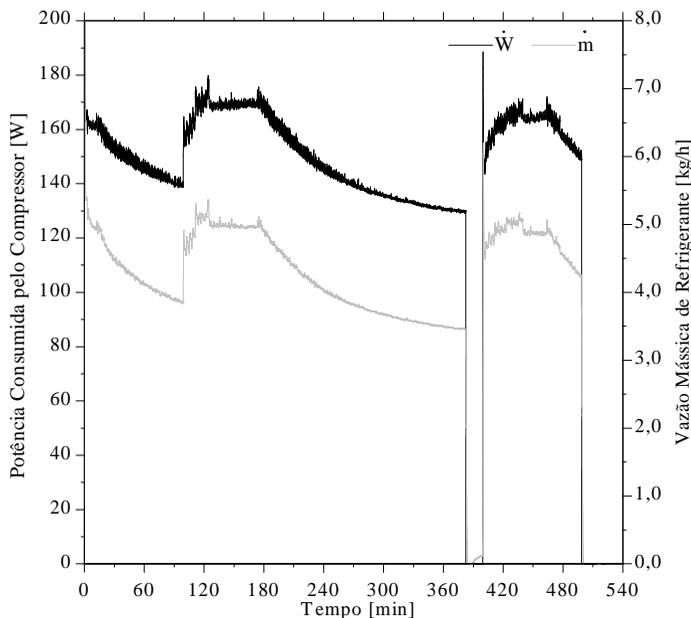


Figura 2.29 – potência consumida e vazão mássica de refrigerante durante o ensaio na condição 9 (38°C e 21 g_s/kg_a)

A medição da perda de carga e o cálculo da vazão mássica de ar em circulação permitem avaliar alguns aspectos de grande importância quando se estuda o impacto da formação de geada sobre o desempenho de refrigeradores, pois além da carga térmica latente decorrente do processo de desumidificação do ar dos compartimentos refrigerados, há uma redução da capacidade do evaporador por conta da formação de geada, que acarreta na redução da vazão de ar em circulação e aumento da resistência térmica do evaporador. Durante cada ciclo de aberturas de portas, é possível observar uma elevação da perda de carga e a consequente redução na vazão mássica de ar, ainda que o comportamento da perda de carga no evaporador para cada uma das condições experimentais com aberturas de portas apresente diferenças.

O nível de perda de carga do evaporador durante o ensaio na condição 7, mostrado na Figura 2.30, apresenta três momentos distintos que se repetem a cada ciclo de aberturas de portas. Assim que se inicia o ciclo de aberturas, é possível observar um aumento da perda de carga no evaporador, pois a umidade que ingressa nos compartimentos se deposita na forma de geada nas superfícies do evaporador. Ao fim do ciclo de aberturas, a perda de carga continua a subir, mas antes que esse aumento

chegue a 1 Pa de perda de carga adicional, a tendência sofre uma inversão. Nota-se uma diminuição gradual da perda de carga a partir de então. Essa diminuição pode ter diversas causas, dentre as quais a sublimação da geada depositada no evaporador. Ainda que outra possa ser a causa, é razoável atribuir à esse fenômeno a tendência de queda na perda de carga, já que, conforme observações experimentais realizadas por Piucco (2008), a sublimação tende a ocorrer em determinadas condições. A queda na perda de carga não se repetiu nos ensaios nas condições 8 (Figura 2.31) e 9 (Figura 2.32), sugerindo que a sublimação depende das condições no interior do gabinete refrigerado, que são menos severas e poderiam favorecer uma sublimação mais intensa na condição 7.

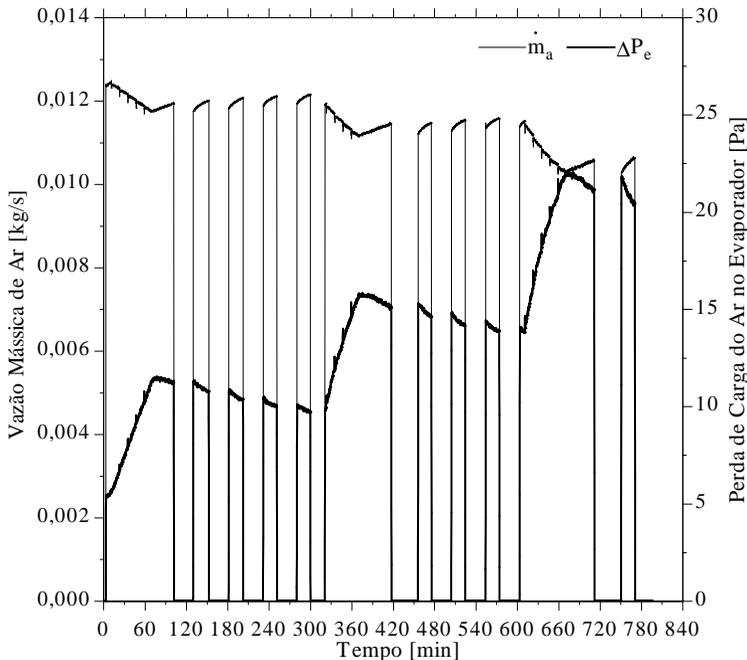


Figura 2.30 – Perda de carga e vazão mássica de ar durante o ensaio na condição 7 (25°C e 12 g_s/kg_a)

A perda de carga através do evaporador para os ensaios nas condições 8 (Figura 2.31) e 9 (Figura 2.32) apresenta tendências de elevação assim que se inicia a abertura de portas, conforme as observadas na condição 7. As diferenças entre esses ensaios e o ensaio na condição 7 surgem no período posterior ao fim do ciclo de aberturas. A perda de

carga segue a tendência de aumento por um tempo maior que o observado na condição 7. Esse aumento após o fim do ciclo de aberturas representa de 20 a 50% total de aumento da perda de carga associada à massa de geada que se forma por conta de um ciclo de aberturas de portas. Gradualmente, o aumento da perda de carga passa a diminuir, já que as umidades dos compartimentos se reduzem. Ao fim desta fase, a perda de carga assume uma tendência de permanecer praticamente constante e assim segue até um novo ciclo de aberturas ou o fim do período considerado. Os maiores patamares de perda de carga são observados na condição 8.

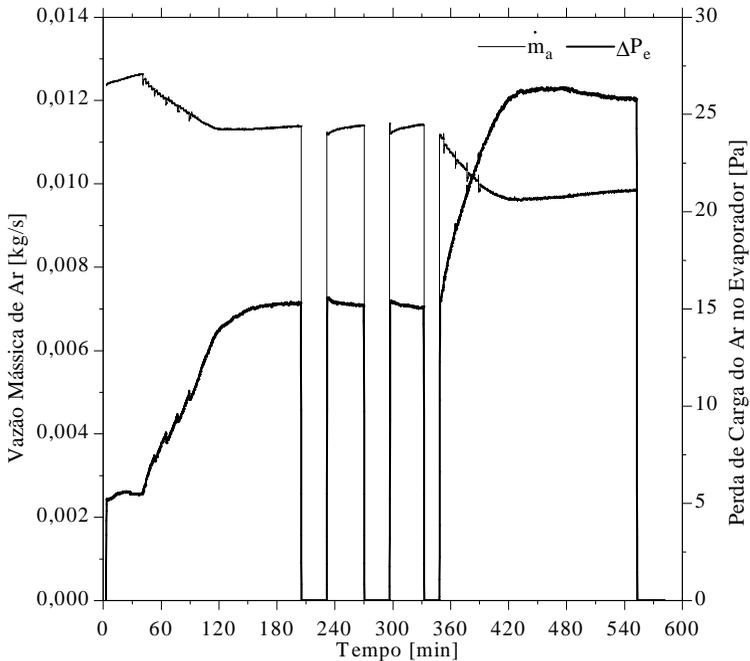


Figura 2.31 – Perda de carga e vazão mássica de ar durante o ensaio na condição 8 (32°C e 21 g_s/kg_a)

A vazão mássica de ar, apesar de atrelada à medição da perda de carga do evaporador, não depende apenas desta. O efeito da variação na densidade do ar gera uma diferença entre as tendências de perda de carga e vazão que pode ser observada, por exemplo, no período entre ciclos de abertura do ensaio apresentado na Figura 2.32, entre 180 e 360 minutos do ensaio. Enquanto a perda de carga mantém-se praticamente cons-

tante, a vazão apresenta tendência de aumento, por conta do aumento na densidade do ar conforme os compartimentos são resfriados.

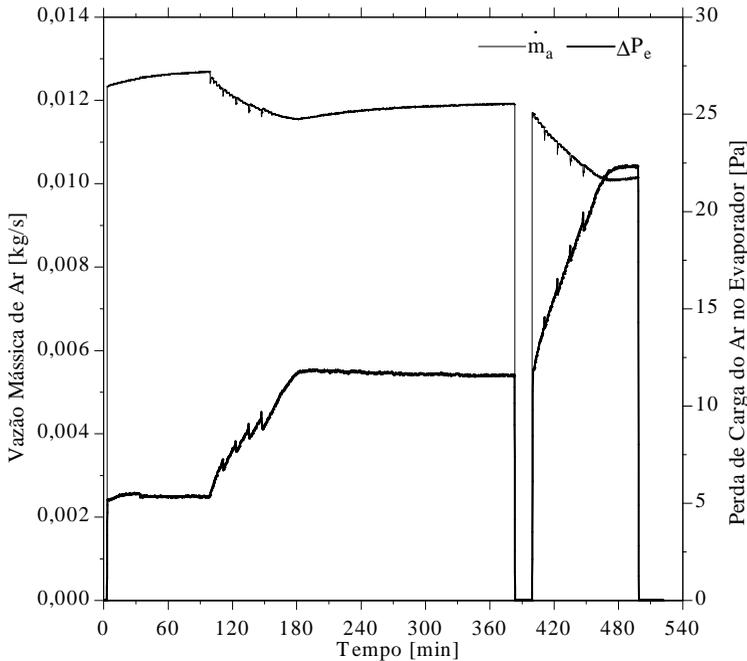


Figura 2.32 – Perda de carga e vazão mássica de ar durante o ensaio na condição 9 (38°C e 21 g_s/kg_a)

É importante avaliar, mesmo que de forma qualitativa, o comportamento do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. Na Figura 2.33 é possível observar o comportamento dessas variáveis durante o ensaio na condição 7. Durante os ciclos de abertura de portas, há uma elevação da temperatura na saída do evaporador, sugerindo a presença de vapor superaquecido no evaporador. Ao fim do período de recuperação posterior às aberturas de portas, o nível de superaquecimento é baixo. Nos ciclos posteriores, o refrigerador opera em condições semelhantes às observadas no regime transiente periódico. De fato o superaquecimento no período de abertura de portas chega a aproximadamente 8°C, sendo observado maior superaquecimento no primeiro ciclo de aberturas que nos demais ciclos de abertura por conta da proximidade do início das aberturas de portas com o degelo que precedeu o período mostrado na Figura 2.33.

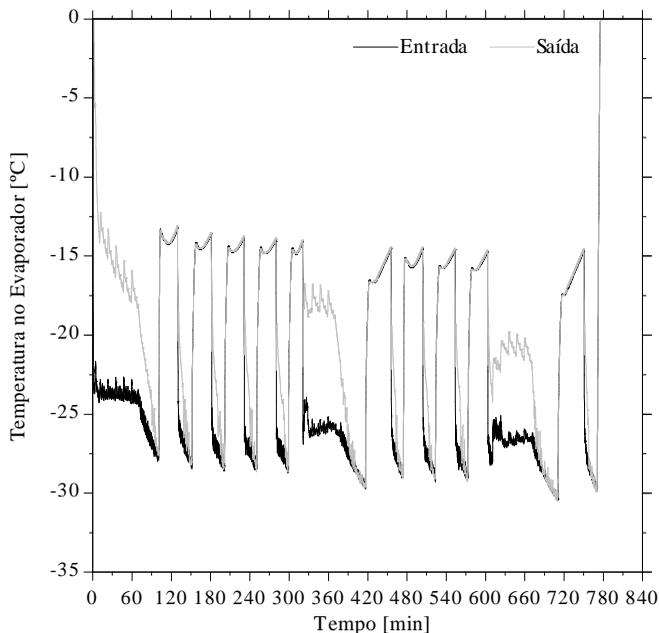


Figura 2.33 – Temperaturas do refrigerante na entrada e saída do evaporador durante o ensaio na condição 7 (25°C e $12 \text{ g}_s/\text{kg}_a$)

Para o ensaio na condição 8, o superaquecimento decorrente das aberturas de portas é maior que o observado na condição 7, por conta das condições de temperatura e umidade ambiente mais elevadas. Na Figura 2.34 é possível notar que em alguns momentos o superaquecimento supera 10°C e que a redução desse superaquecimento é mais lenta que a observada na condição 7. Após o período de recuperação posterior ao ciclo de aberturas, que ocorre entre os tempos de 100 e 200 minutos, o comportamento do superaquecimento volta a ser semelhante ao observado no regime transiente periódico. Para o ensaio na condição 9, conforme mostrado na Figura 2.35, é possível observar que durante todo o ensaio a condição do refrigerante na saída do evaporador permaneceu superaquecida, i.e., o preenchimento total do evaporador não foi atingido. O tempo necessário para restabelecer a condição semelhante às de transiente periódico, onde ocorre ciclagem do compressor e períodos de operação com superaquecimento assim como de operação com evaporador cheio, se torna superior às quatro horas de intervalo entre os ciclos de abertura. O superaquecimento nesse ensaio superou os 12°C , valor bastante elevado se comparado ao usualmente utilizado no projeto de refrigeradores domésticos.

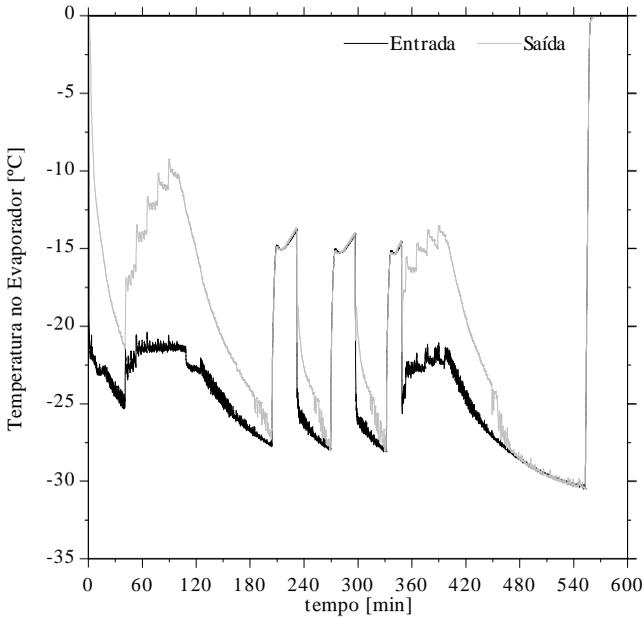


Figura 2.34 – Temperaturas do refrigerante na entrada e saída do evaporador durante o ensaio na condição 8 (32°C e $21 \text{ g}_s/\text{kg}_a$)

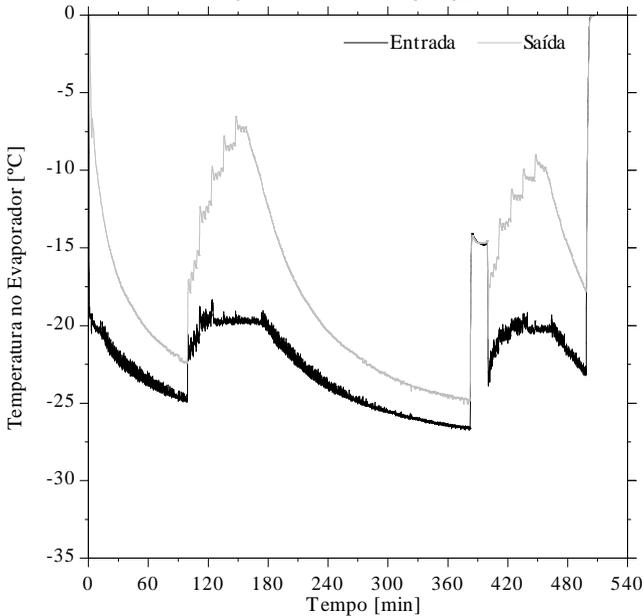


Figura 2.35 – Temperaturas do refrigerante na entrada e saída do evaporador durante o ensaio na condição 9 (38°C e $21 \text{ g}_s/\text{kg}_a$)

Por fim, estão apresentados na Tabela 2.7 valores da temperatura e da umidade média durante os ensaios com aberturas de portas, e alguns parâmetros de interesse, como o tempo de compressor ligado, tempo total entre degelos, a duração do degelo, a massa de água coletada e a média dos valores de perda de carga através do evaporador no início e ao final do ciclo. Além disso, está apresentado o consumo de energia do compressor.

Tabela 2.7 – Dados relativos aos ensaios com abertura de portas

Cond. n°	T_a [°C]	$\frac{w_a}{kg_a}$ [$\frac{g_s}{kg_a}$]	Tempo de compressor ligado [h]	Tempo entre degelos [h]	Massa de água coletada [g]	Duração do degelo [min]	ΔP_e inicial [Pa]	ΔP_e final [Pa]	Consumo do compressor [$\frac{kWh}{mês}$]
07	25,4	12,5	7,74	13,26	230,5	20,3	5,5	21,0	54,9
08	32,4	22,0	8,02	9,68	284,4	22,8	5,5	25,8	81,6
09	38,2	21,3	8,03	8,69	302,7	17,8	5,4	22,3	101,0

Vale notar o significativo aumento no consumo de energia do compressor durante os ensaios com abertura de portas. Comparando com os dados da Tabela 2.6 (valores dos ensaios com portas fechadas), é possível inferir que à temperatura ambiente de 25°C, o consumo de energia do compressor é de cerca de 35,4kWh/mês, à 32°C é de cerca de 51,4kWh/mês e à 38°C é de 72,1kWh/mês, de modo que o aumento no consumo do compressor decorrente das aberturas de portas foi de 55,1, 58,8 e 40,0 pontos percentuais, respectivamente. O menor aumento percentual observado para os ensaios à 38°C se deve ao fato de que mesmo durante os ensaios com portas fechadas a fração de funcionamento do compressor é elevada, por conta da maior carga térmica imposta ao sistema de refrigeração. Assim, nessa condição de temperatura ambiente, ao se comparar os resultados dos ensaios com portas fechadas aos resultados com abertura de portas o que se observa é um maior nível de temperaturas dos compartimentos, que ocorre como contrapartida ao menor aumento relativo do consumo observado. Enquanto o aumento na temperatura média do freezer foi de cerca de 0,2°C entre as condições à 25°C e de 1,7°C entre as condições à 32°C, observou-se um aumento de 4,8°C entre as condições à 38°C. Os níveis de umidade ambiente desiguais entre os ensaios com portas fechadas e com aberturas de portas podem ser uma causa secundária para a obtenção desses percentuais.

O maior valor de massa de água coletada foi obtida na condição 9, e o menor valor obtido na condição 7. Enquanto para a condição 7 a relação com a umidade ambiente é evidente, a diferença observada entre os ensaios 8 e 9 é pequena e pode decorrer de erros relativos à medição da massa de geada a partir da água proveniente do degelo, de pequenas diferenças entre os períodos de compressor ligado ou mesmo das condições no início do período considerado para cada condição.

Na Figura 2.36 é possível visualizar o processo de degelo ao fim do período apresentado para a condição 8. As variáveis apresentadas são as mesmas apresentadas no ensaio com portas fechadas apresentado na Figura 2.17. As diferenças entre os processos são relativamente pequenas, havendo um maior tempo de atuação da resistência de degelo e um patamar mais longo das temperaturas no evaporador em 0°C , devido ao maior tempo necessário para fusão da geada depositada no evaporador. Os níveis de temperatura do freezer também estão acima dos níveis observados no ensaio com portas fechadas, já que o processo de degelo, além de mais longo, teve início pelo tempo de compressor sem que a temperatura do freezer atingisse a temperatura mínima em que atua o termostato. A umidade do insuflamento não foi apresentada, pois o sensor esteve saturado durante todo o período apresentado.

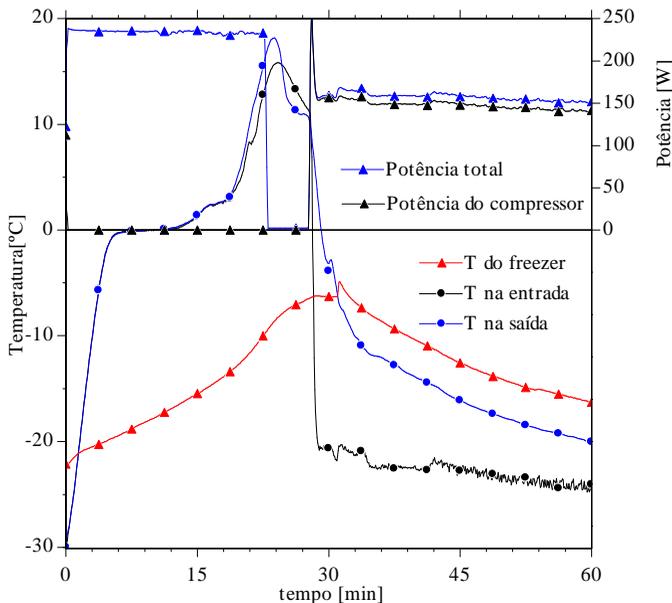


Figura 2.36 - Degelo ao fim do ensaio na condição 8

2.6. Síntese do Capítulo

Foram apresentadas algumas características do refrigerador testado, assim como a instrumentação utilizada. Esta última foi detalhada a partir da descrição das características básicas dos sensores utilizados assim como da representação esquemática dos pontos onde os mesmos foram instalados.

Foram realizados experimentos em túnel de vento, para caracterização hidrodinâmica do gabinete refrigerado, que foram divididos em dois conjuntos. O primeiro conjunto consiste de ensaios com o gabinete e o segundo de ensaios com o ventilador. No primeiro, foram determinadas a vazão total de ar em circulação e a fração de vazão de ar insuflada em cada um dos compartimentos refrigerados, enquanto no segundo conjunto foram obtidos os dados necessários à obtenção da curva característica do ventilador.

Os ensaios em câmara termodinâmica, com as portas do refrigerador fechadas, foram realizados para a caracterização de diversos aspectos de funcionamento do refrigerador, tanto relativos às estratégias de controle do refrigerador quanto ao comportamento de variáveis operacionais. Foi observado que as pressões de condensação e evaporação e a potência do compressor tendem a aumentar para maiores temperaturas ambientes, assim como tende a aumentar a fração de funcionamento do compressor. Apenas a umidade no interior dos compartimentos, no entanto, apresentou variações significativas frente às variações na umidade ambiente. Apesar de ter sido coletada certa quantidade de água proveniente do degelo, não foram observados efeitos sobre a perda de carga do ar no evaporador ou mesmo em outras variáveis que possam sugerir a ocorrência de uma degeneração da capacidade de refrigeração por conta do acúmulo de geadas sobre o evaporador.

Três ensaios com aberturas de portas foram também executados, dentre os quais um ensaio nas condições do ensaio de robustez realizado pelo fabricante. Nestes ensaios, foi possível observar os efeitos dos ciclos de aberturas de portas sobre as diversas variáveis operacionais do refrigerador. As temperaturas e umidades dos compartimentos apresentaram significativos aumentos nos períodos em que as aberturas de portas foram realizadas, aumentos estes tão maiores quanto mais elevadas as condições de temperatura e umidade ambiente. A recuperação dos níveis de temperatura dos compartimentos às condições normais de operação foi, por sua vez, foi tanto mais lenta quanto maior a temperatura ambiente. As pressões de condensação e evaporação, a potência consumida pelo compressor e a vazão mássica de refrigerante sofreram,

também, aumentos significativos durante os períodos de aberturas de portas. A perda de carga do ar no evaporador apresentou significativos aumentos a cada ciclo de aberturas de portas, decorrentes do acúmulo de geada no evaporador. O valor final da perda de carga, para cada ensaio, foi no mínimo 280% maior que o valor inicial do respectivo ensaio. O superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador apresentou uma tendência de elevação durante o período de aberturas de portas, tendo atingido, em certos momentos, mais de 12°C. O consumo de energia do refrigerador, por sua vez, apresentou aumentos de 40 a 59% em relação aos ensaios com mesma temperatura ambiente, indicando o forte impacto das aberturas de portas sobre o mesmo.

3. MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo é apresentado o modelo matemático desenvolvido no presente trabalho. Primeiramente, são apresentados aspectos básicos relacionados ao sistema de compressão mecânica de vapor. São desenvolvidos, então, modelos para os componentes do sistema de refrigeração, e são detalhados aspectos e fenômenos específicos de cada um desses componentes. Um modelo para o crescimento e adensamento de geadas nas superfícies do evaporador é também apresentado. Na sequência são apresentados modelos para determinação do comportamento transiente da temperatura e da umidade nos compartimentos refrigerados, incluindo modelos para determinação da vazão de ar em circulação assim como do ganho de energia térmica sensível e latente devido às aberturas de portas do refrigerador.

3.1. Ciclo de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapores

Os refrigeradores domésticos geralmente contam com um circuito de refrigeração por compressão mecânica de vapores. Tal circuito é composto por quatro componentes – condensador, evaporador, compressor e dispositivo de expansão. Além desses componentes, é comum em refrigeradores a presença de um trocador de calor interno denominado trocador de calor tubo capilar – linha de sucção.

O circuito de refrigeração, com os cinco componentes mencionados está esquematizado na Figura 3.1, onde estão indicados pontos numerados que correspondem às entradas e saídas dos componentes do circuito de refrigeração. O estado termodinâmico correspondente está representado em um diagrama P-h na Figura 3.2.

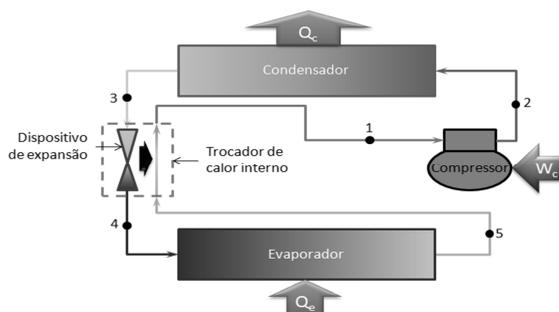


Figura 3.1 – Circuito de refrigeração de um refrigerador doméstico típico

Na Figura 3.2 estão representados também, de forma esquemática, os processos pelos quais passa o fluido refrigerante nos componentes do sistema de refrigeração. O fluido refrigerante circula continuamente através destes componentes, sendo bombeado pelo compressor, e sofre uma série de processos termodinâmicos, completando um ciclo.

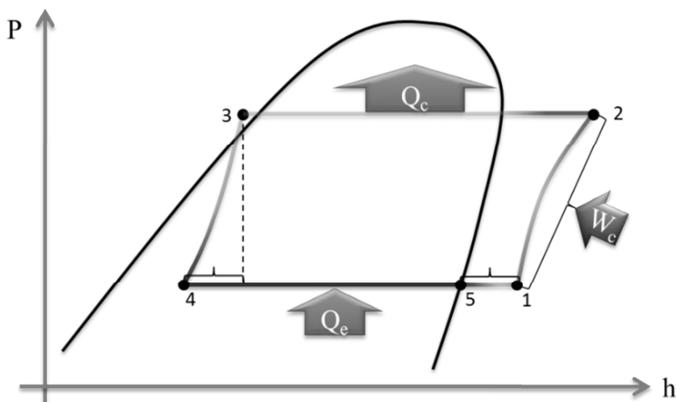


Figura 3.2 – Estados do refrigerante ao longo do circuito da Figura 3.1, em um diagrama P-h

Tomando o fluido refrigerante na linha de sucção do compressor, no estado de vapor superaquecido à baixa pressão e temperatura, como ponto inicial (estado 1), este é admitido pelo compressor, onde recebe trabalho (W_c), e atinge o estado 2, com pressão e temperatura elevadas. O refrigerante entra então no condensador onde rejeita calor (Q_c) para o ambiente externo, atingindo o estado 3. O estado 3 pode ser uma mistura de líquido e vapor com baixo título ou então líquido saturado ou sub-resfriado. Em seguida, o refrigerante passa pelo dispositivo de expansão, onde sofre um processo de redução de pressão, que provoca uma vaporização parcial do refrigerante e um conseqüente abaixamento de temperatura. Simultaneamente ao processo de expansão o fluido cede calor para a linha de sucção, o que provoca um efeito de resfriamento adicional. O refrigerante, agora uma mistura de vapor e líquido saturados (estado 4) escoar pelo evaporador, onde absorve calor do meio a ser refrigerado (Q_e). Na saída do evaporador (estado 5) o refrigerante pode estar no estado de vapor saturado seco, vapor superaquecido ou mesmo conter algum líquido. Do evaporador o refrigerante passa pelo trocador de calor interno, onde recebe calor do refrigerante que passa através do dispositivo de expansão, retornando ao estado (1).

3.2. Aspectos Gerais da Modelagem

O comportamento transiente de refrigeradores domésticos pode ser modelado de maneiras distintas, a depender de suas condições de operação. Se tais condições transientes ocorrem próximas do equilíbrio (e.g. abertura de portas do refrigerador), é possível adotar um modelo quase-estático. Caso contrário, a adoção de um modelo transiente se faz necessária. Além disso, o emprego de modelos quase-estáticos está associado a sistemas onde a escala de tempo característica de um determinado componente é muito menor que a escala de tempo dos demais (Hermes, 2006).

Assim sendo, optou-se pelo desenvolvimento de um modelo em regime permanente para o sistema de refrigeração, com exceção do evaporador. Os comportamentos da formação de geada, da frente de líquido no evaporador e da temperatura e umidade no gabinete refrigerado foram modelados de forma transiente.

Vale salientar que o emprego de um modelo com essas características foi motivado também por aspectos de custo numérico. As discrepâncias entre as escalas de tempo características dos componentes do sistema de refrigeração geram dificuldades não apenas em termos de tempo computacional, mas também de convergência (Hermes, 2006). Além disso, o conjunto de dados disponível, a intenção de manter os custos computacionais reduzidos e a proposta de modelar e testar o refrigerador com o mínimo de modificações possíveis foram outros aspectos que motivaram a escolha da estratégia de modelagem.

Algumas hipóteses recorrentes estão implícitas na modelagem dos diversos componentes e processos abordados. A perda de carga do refrigerante através dos diversos componentes do circuito de refrigeração foi desprezada, exceto no escoamento através do tubo capilar. As resistências térmicas no lado do refrigerante, nos trocadores de calor, foram desprezadas, assim como a inércia e a resistência térmica dos materiais de construção dos trocadores de calor. A força da gravidade foi desprezada exceto na modelagem do escoamento de ar na abertura de portas do refrigerador. Efeitos dimensionais de escoamento e de transferência de calor e massa foram desconsiderados. A variação da energia cinética do fluido refrigerante foi desprezada.

Alguns aspectos específicos e a estratégia adotada na modelagem de cada um dos componentes serão apresentados nas subseções a seguir, enquanto detalhes geométricos de cada componente estão apresentados no APÊNDICE I. Já aspectos relacionados à composição do modelo final serão discutidos no decorrer deste capítulo.

3.3. Modelagem do Sistema de Refrigeração

O sistema de refrigeração é responsável pelo resfriamento dos compartimentos do refrigerador, promovendo um fluxo de calor do interior destes compartimentos até o ambiente externo. Os componentes desse sistema, sob o ponto de vista do circuito de refrigeração, serão apresentados a seguir.

3.3.1. Compressor

O compressor admite fluido refrigerante da linha de sucção e descarrega este fluido na entrada do condensador. No compressor há o aporte de trabalho que permite o funcionamento do sistema de refrigeração e, como consequência, aumento da pressão e da temperatura do fluido refrigerante.

A abordagem empregada na modelagem matemática do compressor é baseada no modelo de Hermes *et al.* (2009b). É uma abordagem do tipo global, uma vez que o objetivo é determinar a resposta do sistema de refrigeração como um todo. Assim, aspectos intrínsecos ao compressor não serão avaliados, uma vez que, do ponto do sistema de refrigeração, tanto a vazão mássica quanto a potência consumida pelo compressor dependem apenas do estado do refrigerante nas linhas de sucção e descarga, da temperatura ambiente e de parâmetros empíricos do compressor.

Para a vazão mássica de fluido refrigerante tem-se:

$$\dot{m} = \eta_v \frac{N_k V_k}{v_1} \quad (3.1)$$

onde os termos N_k e V_k correspondem à rotação em Hz, e ao volume da câmara de compressão em m^3 , respectivamente. Já v_1 consiste no volume específico do refrigerante no estado 1. De posse dos valores dessas três variáveis, é possível determinar a vazão mássica de um compressor alternativo ideal. Em um compressor alternativo real, uma série de perdas é observada, e a vazão mássica de refrigerante é uma fração da vazão mássica de um compressor ideal. O rendimento volumétrico do compressor η_v é definido como a razão entre a vazão mássica do compressor ideal e a vazão mássica do compressor real, sendo calculado a partir da equação

$$\eta_v = a_k + b_k \frac{P_c}{P_e} \quad (3.2)$$

ou seja, assume-se uma dependência linear entre η_v e a razão de pressões de condensação (P_c) e evaporação (P_e), conforme abordagem adotada por Hermes *et al.* (2009b).

A potência consumida em um processo de compressão isentrópico em regime permanente é uma fração da potência necessária para compressão em um compressor real, se considerados os mesmos parâmetros de pressão e condições de entrada. Considerando o conceito de rendimento global do compressor (η_g), definido como a razão entre a segunda e a primeira, temos que a potência consumida pelo compressor (\dot{W}) é dada por:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}(h_{2,s} - h_1)}{\eta_g} \quad (3.3)$$

onde h_1 é a entalpia do fluido refrigerante na linha de sucção do compressor e $h_{2,s}$ é a entalpia do fluido refrigerante considerando um processo de compressão isentrópica, do estado 1 até P_c , ou seja $h_{2,s}=h(s1,P_c)$.

O rendimento global do compressor é calculado a partir da equação

$$\eta_g = c_k + d_k \frac{P_c}{P_e} \quad (3.4)$$

Assim como para η_v , assume-se dependência linear entre η_g e a razão de pressões P_c/P_e (Hermes *et al.*, 2009b).

A entalpia do fluido refrigerante na descarga do compressor (h_2) é obtida a partir de um balanço de energia regime permanente, onde

$$h_2 = h_1 + \frac{(\dot{W} - \dot{Q}_k)}{\dot{m}} \quad (3.5)$$

sendo que \dot{Q}_k é o calor trocado pelo compressor com o ambiente que, por sua vez, determinado por

$$\dot{Q}_k = UA_k(T_2 - T_a) \quad (3.6)$$

sendo T_2 a temperatura do refrigerante na descarga do compressor e T_a a temperatura ambiente, enquanto UA_k trata-se da condutância térmica global do compressor, em W/K .

A condutância térmica global do compressor é calculada a partir de

$$UA_k = e_k + f_k T_a \quad (3.7)$$

Como equação de fechamento, emprega-se a relação termodinâmica

$$h_2 = f(T_2, P_c) \quad (3.8)$$

A solução do modelo do compressor é obtida tomando-se os valores de P_c , P_e e o estado do refrigerante na linha de sucção (estado 1), para o cálculo de v_1 e h_1 . Calcula-se então, de forma direta, a vazão mássica e a potência consumida pelo compressor, a partir das equações de (3.1) à (3.4). Destes valores é possível então determinar o estado termodinâmico do refrigerante na descarga do compressor (estado 2) e o calor trocado pelo compressor com o ambiente, tomando-se T_a e então resolvendo simultaneamente as equações de (3.5) à (3.8). Para solução do conjunto de equações foi empregado o método de Newton-Raphson, incorporado ao software EES (Klein, 2011).

Os parâmetros a_k , b_k , c_k , d_k , e_k e f_k foram determinados a partir da otimização do erro associado ao modelo em regime permanente em relação aos dados experimentais, conforme descrito no capítulo 4.

3.3.2. Condensador

O fluido refrigerante, que deixa o compressor superaquecido (estado 2), rejeita calor para o ambiente externo enquanto escoar através da linha de descarga e do condensador, reduzindo sua temperatura até atingir a temperatura de saturação à pressão de condensação (T_c). A partir desse ponto o refrigerante passa a se condensar no interior do condensador e rejeitar calor à temperatura constante. Considerando um sistema de refrigeração operando em regime permanente, a taxa de transferência de calor total no condensador (\dot{Q}_c), é dada pelo somatório das taxas de transferência de calor nos trechos superaquecido ($\dot{Q}_{sh,c}$), que inclui o trecho da tubulação de descarga, saturado ($\dot{Q}_{s,c}$) e sub-resfriado ($\dot{Q}_{sc,c}$) do condensador, de forma que

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{sc,c} + \dot{Q}_{s,c} + \dot{Q}_{sh,c} \quad (3.9)$$

A taxa de transferência de calor no condensador na região preenchida por fluido superaquecido é dada por

$$\dot{Q}_{sh,c} = \dot{m}(h_2 - h_v(P_c)) \quad (3.10)$$

sendo que $h_v(P_c)$ é a entalpia do vapor saturado à pressão de condensação. Já a entalpia na saída do condensador (h_3) é obtida a partir de um balanço de energia no condensador, de forma que:

$$h_3 = h_2 - \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}} \quad (3.11)$$

A modelagem da taxa de transferência de calor no condensador é baseada no modelo de Melo e Hermes (2008), e a determinação das taxas de transferência de calor constantes na equação (3.9) é obtida conforme apresentado na seção 3.4.

3.3.3. Tubo Capilar e Trocador de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção

O tubo capilar é elemento do sistema de refrigeração responsável pelo abaixamento da pressão e temperatura do fluido refrigerante que deixa o condensador. Possui um trecho de entrada assumido como adiabático, um trecho central onde está montado concentricamente ao duto da linha de sucção, formando o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção e um trecho adiabático de saída, ligado à entrada do evaporador. Tal arranjo e algumas de suas dimensões estão representados esquematicamente na Figura 3.3.

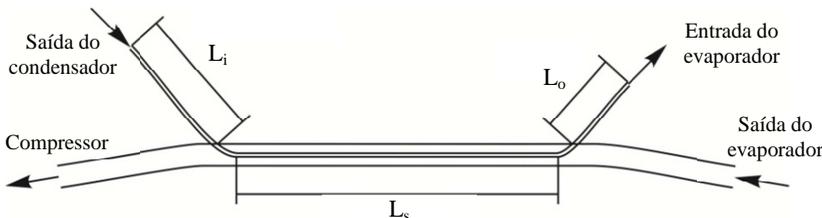


Figura 3.3 – Trocador de calor tubo capilar – linha de sucção

A modelagem do tubo capilar utilizada no presente trabalho é baseada no trabalho de Hermes *et al.* (2010), que desenvolveram um modelo algébrico explícito para a solução do escoamento através de capilares com a configuração descrita. Tal modelo permite o computo da vazão mássica de refrigerante e dos estados do refrigerante nas saídas do tubo capilar e da linha de sucção.

Em um primeiro momento, a vazão mássica de refrigerante é determinada a partir de uma equação algébrica desenvolvida para escoamentos em capilares adiabáticos. A seguir, um modelo térmico permite a determinação dos estados do refrigerante nas saídas do tubo capilar e da linha de sucção, e um modelo hidráulico é usado para corrigir a vazão mássica adiabática assumida inicialmente. A solução é então obtida a partir de um processo de substituição sucessiva, até a convergência.

3.3.3.1. Escoamento Através de Capilares Adiabáticos

Para a modelagem do escoamento viscoso, bifásico e compressível através do tubo capilar adiabático, assume-se que:

- i) o escoamento é unidimensional na direção axial, em regime permanente;
- ii) o escoamento bifásico é homogêneo;
- iii) não ocorrem regiões com escoamento metaestável;
- iv) o tubo capilar é reto e tem seção transversal uniforme;

A partir dessas hipóteses, temos, a partir das equações da conservação da massa, quantidade de movimento e da energia que,

$$G^2 dv + dP + \frac{fG^2 v}{2d_{ct}} dz = 0 \quad (3.12)$$

$$dh + G^2 v dv = 0 \quad (3.13)$$

O volume específico pode ser definido como função da entalpia e da pressão, onde

$$dv = \left(\frac{\partial v}{\partial h} \right)_p dh + \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_h dP \quad (3.14)$$

Substituindo a equação (3.14) nas equações (3.12) e (3.13) e tomando a pressão como domínio de integração obtém-se

$$\frac{dz}{dP} = -\frac{2D_{ct}}{fG^2v} \frac{1 + G^2[v\partial v/\partial h)_p dh + \partial v/\partial p)_h]}{1 + G^2v \partial v/\partial h)_p} \quad (3.15)$$

$$\frac{dh}{dP} = -\frac{G^2 v \partial v/\partial P)_h}{1 + G^2v \partial v/\partial h)_p} \quad (3.16)$$

Para a obtenção de uma solução analítica a partir das equações (3.15) e (3.16), algumas hipóteses adicionais são necessárias, a citar:

- v) as perdas de carga na entrada e saída são desprezíveis frente às perdas desta natureza oriundas do escoamento ao longo do tubo capilar;
- vi) o escoamento é assumido como isentálpico;
- vii) a perda de carga por aceleração é desprezível frente à perda de carga por fricção;
- viii) O volume específico da fase líquida é assumido constante;
- ix) O volume específico da mistura bifásica ao longo de uma linha isentálpica pode ser determinado por $v=a+b/p$, onde $a = v_f (1-k)$, $b = v_f p_f k$ e $k=1,63 \cdot 10^5 p_f^{0,72}$;
- x) O fator de atrito do escoamento pode ser determinado a partir de $f = c(4\dot{m}/\pi d_{ct}\mu_f)^{-d}$, onde $c=0,14$ e $d=0,15$.

A partir das hipóteses (vi) e (vii) é possível combinar as equações (3.15) e (3.16), de forma que

$$dz = -\frac{2d_{ct}}{fG^2v} dP \quad (3.17)$$

Integrando a equação (3.17), e reescrevendo para a vazão mássica, chega-se a

$$\dot{m} = \frac{\sqrt{2}\pi}{4} \sqrt{\frac{d_{ct}^5}{fL_{ct}} \left(\int_{P_f}^{P_{i,ct}} \frac{dP}{v} + \int_{P_{o,ct}}^{P_f} \frac{dP}{v} \right)} \quad (3.18)$$

As integrais da equação (3.18) podem ser resolvidas analiticamente a partir das hipóteses (viii) e (ix). Além disso, a partir da hipótese (v), os limites de integração podem ser escritos em termos das pressões de condensação e evaporação, de forma a obter

$$\dot{m} = \frac{\pi}{8} \sqrt{\frac{d_{ct}^5}{fL_{ct}} \left(\frac{P_c - P_f}{v_f} + \frac{P_f - P_e}{a} + \frac{a}{b^2} \ln \left(\frac{aP_e + b}{aP_f + b} \right) \right)} \quad (3.19)$$

Empregando a hipótese (x), obtém-se, finalmente, a expressão para determinação da vazão mássica de refrigerante escoando através de um capilar adiabático, como sendo

$$\dot{m} = \left\{ \frac{\pi^{2-d} 2^{2d-3}}{c} \frac{d_{ct}^{5-d}}{\mu_f^d L_{ct}} \left[\frac{P_c - P_f}{v_f} + \frac{P_f - P_e}{a} + \frac{a}{b^2} \ln \left(\frac{aP_e + b}{aP_f + b} \right) \right] \right\}^{\frac{1}{2-d}} \quad (3.20)$$

3.3.3.2. Transferência de Calor Entre Tubo Capilar e Linha de Sucção

O trocador de calor tubo capilar- linha de sucção tem características distintas se comparado à trocadores de calor convencionais. Enquanto o refrigerante que escoo através do tubo capilar sofre variação de temperatura principalmente por conta da expansão decorrente do atrito e da aceleração do fluido, ou seja, sofre variação de temperatura por conta da variação de pressão e da mudança de fase experimentada pelo fluido, e não por conta da transferência de calor, o fluido que escoo pela linha de sucção sofre variação de temperatura em virtude da transferência de calor entre as correntes no trocador de calor, como ocorre em trocadores de calor convencionais.

Dessa maneira, o modelo para a transferência de calor na linha de sucção foi baseado no modelo ε -NTU para trocadores de calor em contracorrente, desenvolvido por Kays e London (1984), de modo que a temperatura na saída da linha de sucção (T_1) é determinada por

$$T_1 = T_5 + \varepsilon(T_3 - T_5) \quad (3.21)$$

Já a entalpia na saída do tubo capilar (h_4) deve ser determinada a partir de um balanço de energia no trocador de calor. Enquanto a tempe-

ratura da corrente que escoo através do capilar não está associada à transferência de calor no trocador de calor, a entalpia está, já que o escoamento no capilar é bifásico e sua entalpia varia mesmo à temperatura constante. Assim,

$$h_4 = h_3 - \varepsilon c_{p,s}(T_3 - T_5) \quad (3.22)$$

Vale ressaltar que não é possível calcular a temperatura na saída do tubo capilar (T_4) a partir desse modelo, por conta das diferenças mencionadas.

Conforme observado experimentalmente por Hermes *et al.* (2010), os perfis de temperatura das duas correntes que escoam no trocador de calor são aproximadamente paralelos. A efetividade do trocador de calor (ε) é então calculada a partir de uma relação analítica para trocadores de calor em contracorrente com perfis de temperatura paralelos, ou seja

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3.23)$$

onde o número de unidades de transferência é dado por $NTU = \pi U d_{ct} L_s / \dot{m} c_{p,s}$. O coeficiente global de transferência de calor do trocador (U) baseado no diâmetro externo do tubo capilar, é obtido assumindo que a transferência de calor é dominada pelo vapor que escoo pela linha de sucção, uma vez que, a partir de uma análise de escala, observa-se que o coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante para o tubo capilar é pelo menos duas ordens de grandeza superior ao coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante escoando pela linha de sucção e o tubo capilar. Desta forma,

$$NTU = e \frac{\dot{m}^{n-1} L_s}{d_{ct}^n} \frac{k_v^{2/3}}{\mu_v^{n-1/3} c_{p,v}^{2/3}} \quad (3.24)$$

Os coeficientes da expressão acima foram determinados por Hermes *et al.* (2010) a partir de dados experimentais, sendo que $e=1,9$ e $n=0,43$.

3.3.3.3. Composição do Modelo Termo-Hidráulico para o Trocador de Calor Tubo Capilar – Linha de Sucção

O acoplamento entre os modelos do escoamento do refrigerante através do tubo capilar adiabático e da transferência de calor no trocador de calor tubo capilar – linha de sucção é obtido a partir de um multiplicador diabático, Λ , definido como

$$\Lambda = \frac{\dot{m}'}{\dot{m}} \quad (3.25)$$

onde \dot{m}' é a vazão mássica de refrigerante através do tubo capilar no arranjo com trocador de calor, e \dot{m} é a vazão mássica de refrigerante através de um capilar adiabático, considerando-se a entalpia média (h_{avg}) no trocador de calor,

$$h_{avg} = \frac{1}{2}(h_3 + h_4) \quad (3.26)$$

Uma expressão que permite o cálculo deste multiplicador é obtida a partir do teorema dos Π 's de Buckingham, definindo-se parâmetros adimensionais pertinentes, e cujos coeficientes foram obtidos a partir de dados experimentais por Hermes *et al.* (2010). Assim,

$$\Lambda = c_0 \left(\frac{L_s}{L_{ct}} \right)^{c_1} \left(\frac{d_s}{d_{ct}} \right)^{c_2} \varepsilon^{c_3} \left(\frac{v_f \mu_f}{v_v \mu_v} \right)^{c_4} \quad (3.27)$$

onde $c_0=1,11$, $c_0=1,11$, $c_1=0,183$, $c_2=-0,335$, $c_3=-0,366$, e $c_4=-0,281$.

Para obtenção da solução a partir do modelo apresentado, procede-se da seguinte forma:

- 1) Calcula-se a vazão mássica adiabática a partir da equação (3.19);
- 2) A partir da vazão mássica obtida, calcula-se o NTU , T_1 , h_4 e h_{avg} ;
- 3) Calcula-se a vazão mássica adiabática a partir da equação (3.19) empregando-se o valor obtido para h_{avg} ;

- 4) Determina-se o valor do multiplicador diabático Λ , a partir da equação (3.27), e corrige-se o valor da vazão mássica a partir da equação (3.25);
- 5) Repete-se o procedimento a partir do item 2 até a convergência.

Tal processo de cálculo está representado esquematicamente no fluxograma abaixo (Figura 3.4).

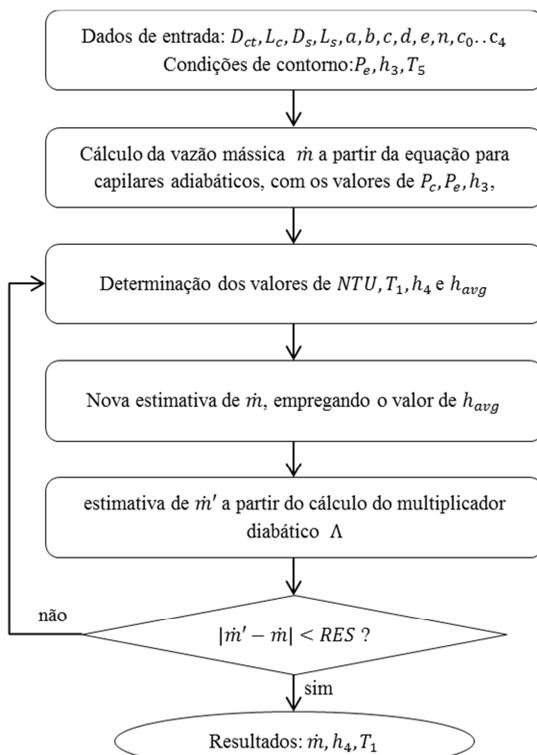


Figura 3.4 – Fluxograma de solução do modelo do conjunto capilar diabático – trocador de calor interno

3.3.4. Evaporador

Recebendo refrigerante do tubo capilar (estado 4), o evaporador transfere calor da corrente de ar gerada pelo ventilador para o fluido refrigerante, de onde o mesmo segue para linha de sucção na entrada

trocador de calor interno (estado 5). Considerando um sistema de refrigeração operando em regime permanente, temos que o calor trocado pelo evaporador é dado por

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_5 - h_4) \quad (3.28)$$

Já a entalpia do refrigerante na saída do evaporador (h_5) é obtida a partir da hipótese de que o refrigerante que deixa o evaporador com um superaquecimento conhecido (Hermes *et al.*, 2009b), de forma que

$$h_5 = h(P_e, T_5) \quad (3.29)$$

onde

$$T_5 = T_e + \Delta T_{sh,e} \quad (3.30)$$

Enquanto as entalpias h_4 e h_5 e a vazão mássica de refrigerante \dot{m} são variáveis associadas ao sistema de refrigeração propriamente dito, a capacidade de refrigeração \dot{Q}_e está associada tanto ao processo termodinâmico a que passa o fluido refrigerante escoando no evaporador quanto aos processos que se desenvolvem entre as superfícies internas do evaporador e o ar em circulação no gabinete refrigerado. Assim sendo, fica evidente que o evaporador é o componente que vincula os modelos dos componentes do sistema de refrigeração, descritos até o momento, e o gabinete refrigerado.

A abordagem descrita nas equações (3.28) a (3.30) tem como principal vantagem a sua simplicidade. No entanto, conforme apresentado no capítulo 2, há variação do grau de superaquecimento do evaporador, em especial durante os períodos com abertura de portas. De forma geral, a determinação do superaquecimento no evaporador exige a determinação da massa de refrigerante contida em cada componente do sistema de refrigeração ao longo do tempo, levando a um aumento considerável na complexidade do modelo.

A fim de evitar um aumento significativo na complexidade e o consequente aumento no tempo computacional necessário, foi adotada uma abordagem que permite a determinação da posição da fronteira entre as regiões monofásica e bifásica no evaporador de forma relativamente simples. Tal abordagem é baseada no trabalho de Wedekind (1968). Considerando um evaporador de tubo horizontal e parede fina, onde as variações ocorrem na direção axial do tubo (z) e no tempo (t), é

possível expressar o balanço de massa para a região preenchida por fluido bifásico na forma integral de modo que

$$\frac{d}{dt} \int_0^{\zeta(t)} [\rho_l + (\rho_v - \rho_l)\alpha_e] A_{cs,e} dz = \dot{m}(0, t) - \dot{m}(\zeta(t), t) \quad (3.31)$$

onde $\zeta(t)$ é a posição da interface entre os escoamentos bifásico e superaquecido no evaporador, utilizada como uma das fronteiras de integração. Já ρ_l é a densidade do fluido refrigerante na fase líquida e ρ_v na fase de vapor, $A_{cs,e}$ é a área da seção transversal interna do tubo e α_e é a fração de vazio local.

O balanço de energia, por sua vez, pode ser expresso de forma que

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_0^{\zeta(t)} [\rho_l h_l + (\rho_v h_v - \rho_l h_l)\alpha_e] A_{cs,e} dz + \int_0^{\zeta(t)} q' dz \\ = [h_l + h_{lv} x_4] \dot{m}(0, t) - h_v \dot{m}(\zeta(t), t) \end{aligned} \quad (3.32)$$

onde h_l e h_v são as entalpias do fluido refrigerante nas fases líquida e vapor, respectivamente. A entalpia de vaporização do fluido refrigerante é, por sua vez, expressada por h_{lv} , o fluxo de calor radial por q' e o título de vapor na entrada do evaporador por x_4 .

Combinando as equações (3.31) e (3.32) tem-se

$$\begin{aligned} \rho_l A_{cs,e} h_{lv} \left(\frac{d\zeta(t)}{dt} - \frac{d}{dt} \int_0^{\zeta(t)} \alpha_e dz \right) + \int_0^{\zeta(t)} q' dz \\ = h_{lv} (1 - x_4) \dot{m}(0, t) \end{aligned} \quad (3.33)$$

A fim de simplificar a expressão (3.33), foram utilizadas algumas considerações, de modo a permitir a solução das integrais existentes e obter uma equação diferencial ordinária para $\zeta(t)$. O fluxo de calor radial (q') foi assumido uniforme na direção axial.

Já a fração de vazio α_e pode ser integrada admitindo-se a existência de condições de similaridade. Assim, α_e torna-se independente do tempo. Conforme mostrado por Wedekind (1965), esta hipótese gera erros aceitáveis caso as variações nas condições de entrada do evaporador sejam moderadas. Definindo a fração de vazio média ($\bar{\alpha}_e$) como

$$\bar{\alpha}_e = \frac{1}{\bar{\zeta}(t)} \int_0^{\bar{\zeta}(t)} \alpha_e dz \quad (3.34)$$

É possível obter a seguinte expressão:

$$\frac{d\bar{\zeta}(t)}{dt} + \frac{q'}{(1 - \bar{\alpha}_e)\rho_l A_{cs,e} h_{lv}} \bar{\zeta}(t) = \frac{(1 - x_4)}{(1 - \bar{\alpha}_e)\rho_l A_{cs,e}} \dot{m}(0, t) \quad (3.35)$$

Para se obter uma solução para a equação (3.35) em um dado intervalo de tempo (Δt), foi assumido que as condições permanecem constantes. Assim, é possível obter uma expressão para previsão da evolução da frente de líquido no evaporador, a partir de

$$\bar{\zeta} = \bar{\zeta}_{eq} - (\bar{\zeta}_{eq} - \bar{\zeta}^0) \exp(-\tau_{eq} \Delta t) \quad (3.36)$$

onde

$$\bar{\zeta}_{eq} = \frac{(1 - x_4) \dot{m}^0 h_{lv}}{q'} \quad (3.37)$$

que corresponde à posição da fronteira de líquido em regime permanente e

$$\tau_{eq} = \frac{(1 - \bar{\alpha}_e)\rho_l A_{cs,e} h_{lv}}{q'} \quad (3.38)$$

que por sua vez pode ser entendida como uma constante de tempo do evaporador, expressando o tempo necessário para evaporar todo o líquido presente no evaporador.

A solução das equações depende a abordagem considerada. No caso do superaquecimento prescrito, as equações de (3.28), (3.29) e (3.30) são utilizadas como equações de fechamento, conforme descrito na seção 3.8.

Para a solução das equações considerando o superaquecimento, são utilizados como dados de entrada, além da geometria da tubulação do evaporador, o estado do refrigerante na entrada do evaporador (h_4 e P_e), para determinação de x_4 , h_{lv} e ρ_l . O fluxo de calor radial é também utilizado como dado de entrada, e é dado por

$$q' = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\zeta} \quad (3.39)$$

onde

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_v - h_4) \quad (3.40)$$

sendo que a entalpia do vapor saturado h_v é obtida a partir do valor de P_e .

Considerando correlação proposta por Cioncolini e Thome (2012) para escoamentos anulares bifásicos, $\bar{\alpha}_e$ é determinada a partir de

$$\bar{\alpha}_e = \frac{1}{(1 - x_4)} \int_{x_4}^1 \alpha_e dx \quad (3.41)$$

onde

$$\alpha_e = \frac{hx^n}{1 + (h - 1)x^n} \quad (3.42)$$

Com os coeficientes h e n dados por

$$h = -2,129 + 3,129 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,2186} \quad (3.43)$$

$$n = 0,3487 + 0,6513 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5150} \quad (3.44)$$

Além dessas informações, devem ser fornecidas as condições iniciais para solução, ζ^o e \dot{m}^o . Os valores utilizados e os resultados obtidos serão apresentados no capítulo 5.

De posse dessas informações, é possível resolver as expressões (3.37) e (3.38) para então determinar a posição da frente de líquido no evaporador ζ , a partir da equação (3.36).

3.4. Modelo da Transferência de Calor no Condensador

O condensador utilizado no refrigerador é do tipo arame-sobre-tubo, em aço. É composto por uma serpentina plana com 21 fileiras de tubos horizontais, e 90 arames verticais, arranjados de forma alternada em cada um dos lados da serpentina. A tubulação de entrada da serpen-

tina aletada estende-se por cerca de 1,6m, sendo ligada à descarga do compressor. Uma representação esquemática do condensador pode ser vista na Figura 3.5. O conjunto encontra-se fixado à parte traseira do gabinete, onde recebe fluido refrigerante à alta pressão e temperatura e rejeita calor para o ambiente. A saída do condensador está ligada ao tubo de aquecimento dos flanges do gabinete refrigerado.

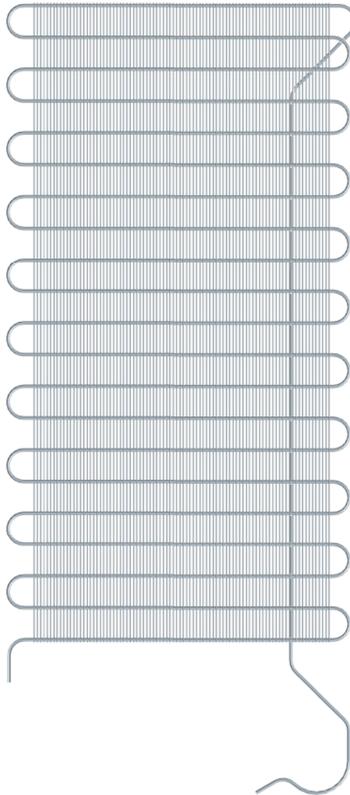


Figura 3.5 – Representação esquemática do condensador

Para determinação do coeficiente combinado de transferência de calor entre o condensador e o ar externo, emprega-se a correlação apresentada por Melo e Hermes (2008), onde uma expressão baseada em parâmetros adimensionais, a partir do teorema dos Π 's de Buckingham, foi ajustada a partir de resultados experimentais obtidos para 24 amostras de condensador. As equações de (3.45) à (3.49) expressam os parâ-

metros adimensionais enquanto a equação (3.50) trata-se da correlação entre estes parâmetros, sendo que o termo de eficiência de aleta foi incorporado ao coeficiente combinado de transferência de calor, h_o . O coeficiente combinado de transferência de calor trata-se da soma entre os coeficientes convectivo e radiativo, ou seja, $\tilde{h}_o = \tilde{h}_c + \tilde{h}_r$.

$$\pi_0 = \frac{\tilde{h}_o + \tilde{h}_r}{\tilde{h}_r} \quad (3.45)$$

$$\pi_1 = \frac{A_w}{A_w + A_t} \quad (3.46)$$

$$\pi_2 = \frac{p_t - d_t}{d_t} \quad (3.47)$$

$$\pi_3 = \frac{p_w - d_w}{d_t} \quad (3.48)$$

$$\pi_4 = \frac{T_{avg} - T_a}{T_{film}} \quad (3.49)$$

$$\pi_0 = 5,68 \pi_1^{0,6} \pi_2^{-0,28} \pi_3^{0,49} \pi_4^{0,08} \quad (3.50)$$

onde A_w , A_t , p_t , d_t , p_w e d_w são parâmetros geométricos do condensador, sendo seus valores apresentados no APÊNDICE I. Já T_{avg} , T_a e T_{film} tratam-se das temperaturas média do condensador e ambiente e a temperatura de filme do condensador, respectivamente. Todas são empregadas em kelvin. O coeficiente de transferência de calor por radiação é dado por

$$\tilde{h}_r = \sigma \varepsilon_r (T_{avg} + T_a) (T_{avg}^2 + T_a^2) \quad (3.51)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzman, ε é a emissividade da superfície do condensador, dada por $\varepsilon_r = 0,81$ (Melo e Hermes, 2008).

A tubulação de descarga do compressor foi integrada ao modelo do condensador. Como pode ser observado na Figura 3.5, a tubulação de descarga passa por trás do condensador, ficando confinada entre este e a parede traseira do refrigerador. Assim, é razoável considerar que a convecção natural nessa tubulação é dominada pela convecção natural do condensador. A área total do condensador é dada, então, pela soma das áreas do condensador e da tubulação de descarga, e a condição de entrada do condensador passa a ser a temperatura de descarga do compressor.

A diferença de temperatura entre condensador e ambiente, no trecho superaquecido, pode ser expressa a partir de uma diferença média logarítmica, ou seja

$$LMTD_{sh,c} = \frac{T_2 - T_c}{\ln\left(\frac{T_2 - T_a}{T_c - T_a}\right)} \quad (3.52)$$

Pode-se então determinar a área do condensador que se encontra preenchida com fluido superaquecido, a partir de

$$A_{sh,c} = \frac{\dot{Q}_{sh}}{\dot{h}_{o,sh} LMTD_{sh,c}} \quad (3.53)$$

A taxa de troca de calor nas regiões saturada e subresfriada é então dada por

$$\dot{Q}_{sc,c} + \dot{Q}_{s,c} = \dot{h}_{o,s}(A_c + A_{dl} - A_{sh,c})(T_c - T_a) \quad (3.54)$$

Vale salientar que esta abordagem permite a solução tanto para situações onde há sub-resfriamento do fluido refrigerante no condensador quando para quando o fluido refrigerante deixa o condensador saturado.

A solução das equações desenvolvidas para modelagem do condensador é obtida de forma direta. Como dados de entrada tem-se a temperatura ambiente, T_a , a vazão mássica de refrigerante, \dot{m} , a pressão de condensação, P_c e o estado termodinâmico do refrigerante na entrada do condensador. A partir dos dados geométricos do condensador, calcula-se os parâmetros adimensionais definidos nas equações (3.46), (3.47) e (3.48). A seguir, considerando $T_{avg} = T_a + LMTD_{sh}$ e que $T_{film} = T_a + LMTD_{sh}/2$ é possível resolver as equações de (3.49) à (3.52) para a região superaquecida e então calcular o coeficiente combinado de transferência de calor ($\dot{h}_{o,sh}$) a partir da equação (3.45). Determinando a taxa de transferência de calor da região superaquecida a partir da equação (3.10), é possível calcular a área do condensador ocupada por refrigerante superaquecido a partir da equação (3.53). Desconsiderando quaisquer efeitos relativos à possível presença de uma região subresfriada sobre o coeficiente combinado de transferência de calor $\dot{h}_{o,s}$, é possível avaliá-lo a partir da equação (3.45) empregando $T_{avg} = T_c$ e $T_{film} = (T_a + T_c)/2$ e resolvendo novamente as equações (3.49), (3.50) e (3.51). Por fim, são resolvidas na sequência as equações (3.73), (3.9) e (3.11), obtendo-se \dot{Q}_c e h_3 .

3.5. Modelo da Transferência de Calor e Massa e do Crescimento e Adensamento de Geadas no Evaporador

O acoplamento entre sistema de refrigeração e gabinete refrigerado ocorre a partir da vazão mássica de ar em circulação no gabinete, uma vez que a mesma é induzida a escoar através das superfícies do evaporador. A transferência de calor entre a corrente de ar e o evaporador, por convecção forçada, foi modelada a partir do trabalho de Barbosa *et al.* (2009). Já o modelo matemático para o cômputo da transferência de calor e massa, da perda de carga e da formação, crescimento e adensamento da geada, no evaporador, foi baseado no trabalho de Hermes *et al.* (2009c), desenvolvido para placas planas, e adaptado para o evaporador a partir da abordagem proposta por Knabben (2010).

3.5.1. Modelo da Transferência de Calor e Massa no Evaporador

O evaporador é composto de uma serpentina em alumínio com dez fileiras horizontais, no sentido longitudinal. Cada fileira possui dois tubos no plano transversal. Tais fileiras são agrupadas em pares por uma fileira de aletas verticais, também em alumínio, ou seja, cada aleta compreende quatro passes de tubo. São cinco fileiras com número variável de aletas. Nas duas primeiras fileiras de aletas há uma quantidade menor, já nas três fileiras superiores o número é praticamente idêntico. Uma representação esquemática do conjunto pode ser vista na Figura 3.6, onde estão apresentadas as vistas frontal (a) e lateral do evaporador (b).

Para determinação das condições do ar na saída do evaporador, é necessário modelar a transferência de calor e massa em sua superfície. Além disso, a modelagem do crescimento e adensamento da camada de geada sobre as superfícies do evaporador em conjunto com o modelo da perda de carga do escoamento de ar através deste componente e o modelo hidrodinâmico do gabinete refrigerado permite a determinação da vazão mássica de ar em circulação no refrigerador. Na Figura 3.6 estão representados os contornos dos volumes de controle e o sistema de coordenadas utilizadas na modelagem, a largura do evaporador W , a altura da aleta H , e a profundidade do evaporador B .

Algumas hipóteses são tomadas para obtenção de um modelo para a transferência de calor e massa no evaporador. Foram consideradas condições de regime permanente. Assume-se que a vazão mássica de ar através do evaporador é uniforme e constante, assim como a vazão mássica

sica de refrigerante. Quaisquer variações na direção da profundidade do evaporador são desconsideradas. Assume-se que os coeficientes de transferência de calor e massa e as propriedades do ar permanecem constantes em um volume de controle. Desconsidera-se a possibilidade de haver diferença de temperatura nos diferentes passes de tubos de um mesmo volume de controle, ou seja, para efeitos de balanço de energia assume-se que o fluido refrigerante escoo através de um tubo equivalente. Essa última hipótese somente se faz necessária para solução das equações para a região superaquecida do evaporador. Na modelagem da camada de geada e da perda de carga, no entanto, essa abordagem não foi adotada, mantendo-se a geometria real do evaporador. Por fim, assume-se que há total mistura do ar na saída de cada volume de controle.

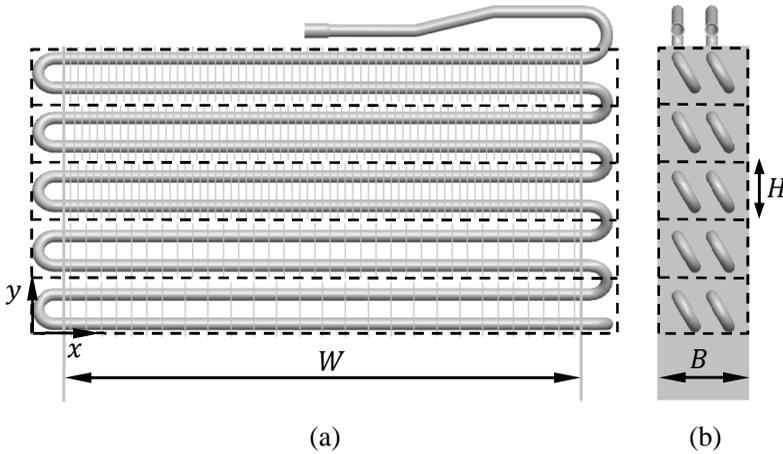


Figura 3.6 - Representação esquemática do evaporador

Um balanço de energia em um volume de controle de tamanho dA_s , considerando as hipóteses levantadas, pode ser expresso de forma que

$$\dot{m}_a c_{p,a} dT = \dot{h} \eta_s (T_s - T) dA_s \quad (3.55)$$

Já o balanço de massa é dado por

$$\dot{m}_a dw = \dot{h}_m \eta_s (w_s - w) dA_s \quad (3.56)$$

onde \dot{m}_a é a vazão mássica de ar, em m^3/s , $c_{p,a}$ é o calor específico à pressão constante do ar, T e T_s são respectivamente as temperaturas do

ar e do fluido refrigerante. As unidades do ar e da superfície dos tubos do evaporador são, respectivamente, representadas por w e w_s . O coeficiente de transferência de calor é \hbar enquanto o coeficiente de transferência de massa é \hbar_m . e h_{sv} é o calor latente de dessublimação do vapor d'água, cujo valor é assumido $2,838 \cdot 10^6$ J/kg.

Considerando a analogia de Lewis, dada por $\hbar/\hbar_m = c_{p,a}Le^{2/3}$ é possível mostrar que

$$T_o(x) = T_s(x) - (T_s(x) - T_i) \exp\left(-\frac{\hbar\eta_s A_s}{\dot{m}_a c_{p,a}}\right) \quad (3.57)$$

$$w_o(x) = w_s(x) - (w_s(x) - w_i) \exp\left(-\frac{\hbar\eta_s A_s}{\dot{m}_a c_{p,a} Le^{2/3}}\right) \quad (3.58)$$

sendo $Le = \alpha\tau/\varepsilon_f D$ função da difusividade térmica do ar, α , e da porosidade da geadá, ε_f , definida como

$$\varepsilon_f = \frac{\rho_{ice} - \rho_f}{\rho_{ice} - \rho_v} \quad (3.59)$$

Já a difusividade do vapor d'água no ar, D , e a tortuosidade da geadá, τ_f , são determinadas conforme as correlações de Lee et. al. (1997) e de Zehnder (Lee, 2003), respectivamente

$$D = 0,136(T + 273,15) - 14,042 \quad (3.60)$$

$$\tau = \frac{\varepsilon_f}{1 - \sqrt{1 - \varepsilon_f}} \quad (3.61)$$

O termo $\hbar\eta_s$ é determinado a partir do trabalho de Barbosa *et al.* (2009), onde uma correlação empírica para fator j de Colburn foi obtida experimentalmente, sendo dada por

$$j = 0,6976 Re_a^{-0,4842} \varepsilon_{fin}^{-0,3426} \quad (3.62)$$

O fator j de Colburn foi definido a partir do número de Reynolds, $Re_a = G_{max} d_o / \mu_a$, com μ_a sendo a viscosidade do ar, $G_{max} = \dot{m}_a / A_{min}$ o máximo fluxo de massa de ar e d_o o diâmetro externo do tubo do evaporador. Já o fator de aleta, ε_{fin} , é definido pela razão entre as áreas total da superfície do evaporador e da superfície dos tubos, i.e. $\varepsilon_{fin} = A_s / A_t$.

Barbosa *et al.* (2009) definiram o fator j de Colburn de forma que

$$j = \frac{h\eta_s}{G_{max}c_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (3.63)$$

onde Pr é o número de Prandtl, e $c_{p,a}$ é o calor específico do ar à pressão constante. Ambos são calculados a partir de uma média entre a temperatura e umidade do ar na entrada e saída do volume de controle.

As áreas mínima de passagem A_{min} , de superfície dos tubos A_t , das aletas A_f e total A_s do evaporador para um dado volume de controle são obtidas a partir de

$$A_{min} = WB - Wn_f e_{eq} - n_t d_{eq} W + n_t d_{eq} n_f e_{eq} \quad (3.64)$$

$$A_t = \pi d_{eq} n_t \left(W + \frac{d_b - e_{eq} n_f}{2} \right) \quad (3.65)$$

$$A_f = 2n_f \left[BH - \pi d_{eq}^2 - 2 \left(d_b d_o - \frac{\pi d_o^2}{4} \right) \right] \quad (3.66)$$

$$A_s = A_t + A_f \quad (3.67)$$

onde n_f é o número de aletas, n_t o número de tubos por fileira, n_l o número de fileiras do volume de controle, e_{eq} é a espessura equivalente da aleta, n_t o número de tubos, d_o e d_{eq} os diâmetro nominal e equivalente dos tubos, respectivamente, e d_b o diâmetro da curva na extremidade do tubo.

A partir de balanços de energia e de massa no volume de controle, é possível determinar expressões para as cargas térmicas sensível e latente, respectivamente

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_o - T_i) \quad (3.68)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_f h_{s,v} = \dot{m}_a (w_o - w_i) h_{sv} \quad (3.69)$$

onde T_o e T_i são as temperaturas do ar na saída e entrada do volume de controle, enquanto w_o e w_i são as umidades nessas posições. A capacidade de refrigeração total do evaporador é dada pela soma das parcelas sensível e latente de cada volume de controle, de forma que

$$\dot{Q}_E = \sum_{VC=1}^5 (\dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat})_{VC} \quad (3.70)$$

Após passar pelo evaporador, o ar é impulsionado pelo ventilador, até um *plenum*, de onde é direcionado aos compartimentos refrigerados. Há um ganho de energia sensível relativo à potência dissipada no ventilador, que provoca uma elevação de temperatura dada aproximadamente por

$$T_{o,e}' = T_{o,e} + \frac{W_{fan}}{\dot{m}_a c_{P,a}} \quad (3.71)$$

onde $T_{o,e}'$ é a temperatura do ar na descarga do ventilador. A temperatura do ar na entrada do evaporador é determinada a partir do modelo do gabinete refrigerado, enquanto a temperatura da superfície do evaporador depende da modelagem da difusão de calor e massa na camada de geada e da solução das equações (3.57) e (3.58) que serão discutidas a seguir.

3.5.1.1. Solução com Refrigerante Saturado

A solução para o caso em que a temperatura do fluido refrigerante é constante, ou seja, quando o mesmo encontra-se saturado, é obtida diretamente a partir das equações (3.57) e (3.58), uma vez que não há variação na temperatura do refrigerante, e por consequência, do ar na saída do volume na direção x . Assim, a solução, expressa em termos da temperatura do ar na saída do volume de controle, é dada por

$$T_o = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{\hbar \eta_s A_s}{\dot{m}_a c_{P,a}}\right) \quad (3.72)$$

$$w_o = w_s - (w_s - w_i) \exp\left(-\frac{\hbar \eta_s A_s}{\dot{m}_a c_{P,a} Le^{2/3}}\right) \quad (3.73)$$

3.5.1.2. Solução com refrigerante superaquecido

Nesse caso, é necessário determinar não somente o estado do ar na saída do volume de controle, mas também a temperatura do fluido refrigerante que o deixa. Definindo

$$k_1 = \frac{\hbar \eta_s A_s}{\dot{m}_a c_{P,a}} \quad (3.74)$$

$$k_{1,m} = \frac{\hbar \eta_s A_s}{\dot{m}_a c_{P,a} Le^{2/3}} \quad (3.75)$$

é possível demonstrar que

$$\frac{dT_s}{(T_s(x) - T_i)} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a}}{\dot{m} c_p} (1 - \exp(-k_1)) \frac{dx}{L} \quad (3.76)$$

$$\frac{dw_s}{(w_o(x) - w_i)} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}} (1 - \exp(-k_{1,m})) \frac{dx}{L} \quad (3.77)$$

A temperatura do fluido refrigerante e a umidade na superfície do tubo, na saída do volume de controle são dados por

$$T_{s,o} = T_{s,i} - (T_{s,i} - T_i)(1 - \exp(-k_2)) \quad (3.78)$$

$$w_{s,o} = w_{s,i} - (w_{s,i} - w_i)(1 - \exp(-k_{2,m})) \quad (3.79)$$

onde

$$k_2 = \frac{\dot{m}_a c_{p,a}}{\dot{m} c_p} (1 - \exp(-k_1)) \quad (3.80)$$

$$k_{2,m} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}} (1 - \exp(-k_{1,m})) \quad (3.81)$$

A partir de balanços de energia e massa no volume de controle, é possível obter expressões para determinação da temperatura e umidade médias do ar na saída do volume de controle, de forma que

$$\bar{T}_o = T_i + \frac{\dot{m} c_p}{\dot{m}_a c_{p,a}} (T_{s,i} - T_i)(1 - \exp(-k_2)) \quad (3.82)$$

$$\bar{w}_o = w_i + \frac{\dot{m}}{\dot{m}_a} (w_{s,i} - w_i)(1 - \exp(-k_{2,m})) \quad (3.83)$$

onde $T_{s,i}$ e $w_{s,i}$ são temperatura e umidade da superfície da geadá na entrada do volume de controle, respectivamente. Vale notar que a solução apresentada para o volume de controle de largura W , pode ser utilizada para outros volumes de controles com qualquer largura. De fato, essa consideração será utilizada na composição da solução conforme será apresentado no item 3.5.4.

3.5.2. Difusão de Calor e Massa na Camada de Geadá

A geadá é tratada como um meio poroso, como representado esquematicamente na Figura 3.7. A temperatura e umidade da superfície

da camada de geada foram utilizadas na seção 3.5.1 para modelagem da transferência de calor do evaporador. É necessário, então, determiná-las. Além disso, tanto o crescimento como o adensamento da camada de geada nas superfícies do evaporador têm efeitos sobre o desempenho do evaporador, de forma que serão também abordados a seguir.

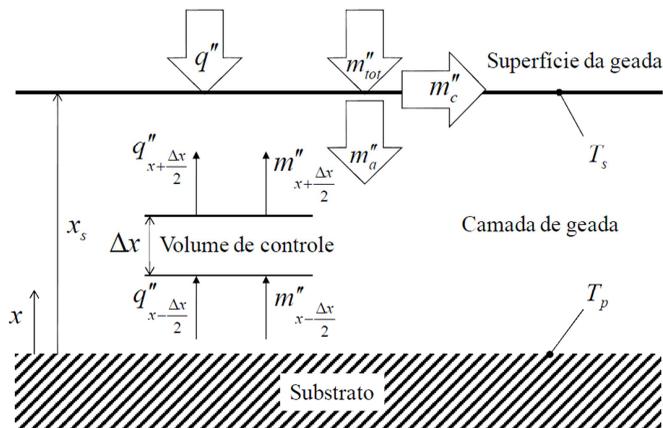


Figura 3.7 – Representação esquemática da camada de geada (Piucco, 2008)

A partir dos fluxos de calor e de massa no interior da camada de geada, determinam-se expressões para o cômputo da temperatura e da umidade na superfície da camada de geada, necessárias para determinação, a partir das equações (3.72) e (3.73), do estado do ar na saída do evaporador. Na modelagem da difusão de calor e massa na camada de geada, assume-se que:

- i) Os processos de difusão de calor e massa no interior da camada de geada são quase-estáticos;
- ii) O evaporador é tratado como sendo uma superfície plana, i.e., quaisquer efeitos associados à geometria do evaporador são desconsiderados;
- iii) O escoamento de ar é na direção paralela à superfície;
- iv) A espessura e a densidade da geada nas superfícies do evaporador, para o volume de controle analisado, são uniformes;
- v) A pressão do ar é uniforme em todo o volume de controle, inclusive no interior da camada porosa de geada;

- vi) A densidade da geada, em um intervalo de tempo Δt é assumida constante;
- vii) A analogia de Lewis é válida.

Levando em conta as hipóteses levantadas, é possível determinar uma relação entre os fluxos de calor e de massa, a partir de um balanço de energia na camada de geada. Assim,

$$q'' = G_f h_{sv} \quad (3.84)$$

onde q'' é o fluxo de calor na camada de geada e G_f é o fluxo de massa de vapor d'água. A partir da hipótese de que os fenômenos tem caráter unidimensional, é possível diferenciar a expressão acima em termos da espessura da geada (x), obtendo-se

$$\frac{dq''}{dx} = \frac{dG}{dx} h_{sv} \quad (3.85)$$

Uma vez que a dessublimação do vapor d'água pode ser definida como uma reação de primeira ordem (Lee *et al.*, 1997, Hermes *et al.*, 2009c), a conservação da massa no interior da camada de geada assume a forma

$$\frac{dG}{dx} + \rho \lambda w = 0 \quad (3.86)$$

onde ρ é a densidade do ar, λ é o coeficiente de dessublimação da geada e w é a umidade absoluta. Tomando-se a lei de Fick,

$$m_f'' = -\rho \frac{D\varepsilon}{\tau} \frac{dw}{dx} \quad (3.87)$$

A equação (3.86) pode ser reescrita de forma que

$$\frac{d^2w}{dx^2} = \frac{\lambda \tau}{D\varepsilon} \quad (3.88)$$

Como condições de contorno para a equação (3.88), admite-se que na superfície do evaporador, i.e., no substrato da camada de geada, tem-se uma condição de ar saturado, logo $w(x = 0) = w_{sat_e}$. Além

disso, não há fluxo de massa de vapor d'água através desta superfície, de forma que $dw/dx|_{x=0} = 0$. A solução analítica é dada por

$$w(x) = w_{sat_e} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}} x\right) \quad (3.89)$$

Para a condição de fluxo de calor unidimensional considerada na camada de geada, a lei de Fourier reduz-se à

$$q'' = -k_f \frac{dT}{dx} \quad (3.90)$$

onde k_f é a condutividade térmica da geada. Substituindo as equações (3.89) e (3.90) na equação (3.85), tem-se

$$\frac{d^2T}{dx^2} = -\frac{w_{sat_e} h_{sv}}{k_f} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda\tau}{D\varepsilon}} x\right) \quad (3.91)$$

Na superfície da geada, a condição de acoplamento pode ser expressa através de

$$-k_f \frac{dT}{dx}\Big|_{x=x_s} = q''_{sen} + G_{g,f} h_{sv} \quad (3.92)$$

sendo $G_{g,f}$ o fluxo mássico de crescimento da geada. Na superfície do evaporador a condição de temperatura da camada de geada é dada por $T(x=0) = T_e$, o que, em conjunto com a equação (3.92), torna possível a obtenção de uma solução para a equação (3.91). Essa solução, considerando $Ha^2 = x_s^2 \lambda\tau/D\varepsilon$, é dada por

$$T_s = T_e + \frac{\dot{Q}_e}{k_f A_s} x_f - \frac{w_{sat_e} h_{sv} \rho D\varepsilon}{k_f \tau} [\cosh(Ha) - 1] \quad (3.93)$$

Enquanto x_s é a espessura da camada de geada, Ha é o número de Hatta, que elevado ao quadrado representa a razão entre os tempos característicos difusivo e de dessublimação do vapor d'água. Seu valor pode ser determinado a partir da equação (3.89), de forma que

$$Ha = \operatorname{arccosh} \left(\frac{w_{sat,s}}{w_{sat,e}} \right) \quad (3.94)$$

Para determinação do valor do número de Hatta, considera-se que

$$w(x = x_s) = w_{sat,s} \quad (3.95)$$

onde $w_{sat,s}$ é a umidade absoluta do ar saturado à temperatura T_s . Ou seja, assume-se a condição de saturação na superfície da camada de geada.

3.5.3. Modelo de Formação, Adensamento e Crescimento de Geada

A natureza porosa da camada de geada implica no surgimento de fluxos de massa distintos. Associado à formação de geada na superfície da camada está o fenômeno de crescimento, e à deposição de geada nos poros está associado o fenômeno de adensamento da camada. A modelagem destes fenômenos permite avaliar os efeitos que a constante deposição de geada tem sobre o desempenho do evaporador.

Conforme apontado por Cheng *et al.* (2001), tal fenômeno pode ser expresso de modo que

$$G_f = G_{g,f} + G_{d,f} \quad (3.96)$$

onde G_f é o fluxo de massa de vapor d'água total adentrando a camada de geada, e $G_{g,f}$ e $G_{d,f}$ são, respectivamente, os fluxos de massa de crescimento e adensamento da camada de geada.

Para determinação dos termos à direita, na equação (3.96), adota-se um modelo para o cômputo das taxas de crescimento e adensamento de geada baseada no modelo de Hermes *et al.* (2009c). Os fluxos de massa de crescimento e adensamento de geada podem ser escritos como

$$G_{g,f} = \rho_f \frac{dx_f}{dt} \quad (3.97)$$

$$G_{d,f} = x_f \frac{d\rho_f}{dt} \quad (3.98)$$

A densidade inicial da camada de geada é obtida a partir de correlações, de forma que as equações (3.90) e (3.91) podem ser resolvidas

analiticamente (Hermes *et al.*, 2009c). No entanto, tais modelos consideram condições iniciais para o cálculo da densidade conhecidas, validadas a partir de experimentos controlados. Não há na literatura uma correlação para a densidade da geada que possa ser empregada para as condições iniciais observadas em evaporadores de refrigeradores domésticos. Assim, é razoável considerar que a densidade da geada pode ser expressa a partir da seguinte expressão:

$$\rho_f = ae^{(bT_s)} \quad (3.99)$$

onde a e b são coeficientes determinados empiricamente. Assim,

$$G_{d,f} = x_f \left. \frac{d\rho_f}{dT_s} \frac{dT_s}{dx} \right|_{x=x_f} \frac{dx_f}{dt} \quad (3.100)$$

Combinando as equações de (3.97) à (3.100) e a equação (3.86), a equação (3.96) pode ser reescrita de forma que

$$\frac{bx_f h_{sv}}{k_f} G_{g,f}^2 + \left(1 + \frac{bx_f q''_{sen}}{k_f} \right) G_{g,f} - G_f = 0 \quad (3.101)$$

A equação (3.101) permite a determinação do fluxo de massa de adensamento da geada, $G_{g,f}$. Como se trata de uma equação de segundo grau, o valor fisicamente coerente de $G_{g,f}$ é dado pela raiz positiva da equação (3.101), de forma que

$$G_{g,f} = \frac{2k_f}{bx_f h_{sv}} \left[\sqrt{\left(1 + \frac{bx_f \dot{Q}_{sen}}{k_f A_s} \right)^2 + 4 \frac{bx_f h_{sv}}{k_f} G_f} - \left(1 + \frac{bx_f \dot{Q}_{sen}}{k_f A_s} \right) \right] \quad (3.102)$$

Para determinar a massa de geada ao fim do intervalo de tempo, Δt , adotado na solução, é necessário integrar a função do fluxo de massa de deposição de geada ao longo deste intervalo. As hipóteses adotadas no desenvolvimento do modelo matemático permitem que tal integração seja dada simplesmente por

$$m_f = m_f^o + G_f A_s \Delta t \quad (3.103)$$

Já a espessura da camada de geada depende do fluxo de massa de crescimento da geada, de forma que

$$x_f = x_f^o + \frac{G_{f,g}}{\rho_f^o} \Delta t \quad (3.104)$$

onde x_f^o e ρ_f^o são a espessura e a densidade da geadá no passo de tempo anterior.

3.5.4. Método de Solução do Modelo do Evaporador

Para obter uma solução conjunta para os modelos descritos no item 3.5, obtendo-se então a capacidade de refrigeração \dot{Q}_E , o estado do ar na saída do evaporador ($T_{o,e}$ e $w_{o,e}$), a espessura da camada de geadá x_f e a massa de geadá depositada m_f , estas duas últimas para cada volume de controle, foram adotadas duas abordagens, a depender da estratégia de modelagem do evaporador sob o ponto de vista do refrigerante.

Os dados de entrada para o modelo são os parâmetros geométricos do evaporador $n_l, n_t, n_{fin}, W, H, B, d_o, e_{fin}, H_{fin}$ e as condições de contorno, como a vazão de ar \dot{V}_a , a temperatura de evaporação T_e , o estado do ar na entrada do evaporador ($T_{i,e}$ e $w_{i,e}$) e a massa e espessura da geadá existente nas superfícies do evaporador para o volume de controle (x_f^o e m_f^o). Além desses dados, é necessário estimar a densidade inicial da geadá. Em virtude da ausência de correlações para o cálculo da densidade da geadá, a densidade inicial da geadá foi ajustada, assim como o parâmetro b da equação (3.135). Para os instantes de tempo posteriores ao inicial, a densidade da geadá foi estimada a partir da seguinte relação:

$$\rho_f(t > 0) = \frac{m_f^o}{A_{s,e} x_f^o} \quad (3.105)$$

O cálculo da densidade da geadá a partir da equação (3.105) utilizando x_f^o e m_f^o , valores conhecidos *a priori*, possibilita manter o conjunto de equações explícito em relação à densidade da geadá. Além disso, o volume da geadá foi estimado a partir de x_f^o e da área da superfície do evaporador, $A_{s,e}$ pois cerca de 85% da área de superfície do evaporador está nas aletas planas, incorrendo em pequeno erro relativo à geadá depositada sobre os tubos do evaporador. A espessura da camada de geadá em $t=0$ foi arbitrada em 10^{-3} mm (Piucco, 2008), uma vez assumir o

valor nulo como condição inicial gera uma indeterminação matemática na expressão (3.102).

A solução do conjunto de equações apresentado, é necessário determinar a espessura equivalente das aletas e o diâmetro equivalente dos tubos do evaporador, a partir das seguintes expressões (Knabben, 2010):

$$e_{eq} = e_f + 2x_f^o \quad (3.106)$$

$$d_{eq} = d_o + 2x_f^o \quad (3.107)$$

Para a solução com o superaquecimento prescrito, o conjunto de equações a ser resolvido compreende as expressões (3.68), (3.69), (3.72), (3.73), (3.93), (3.95) e (3.102), a serem resolvidas simultaneamente pelo método de Newton-Raphson, incorporado ao software EES (Klein, 2011). A partir da solução é possível determinar tanto a massa de geada depositada quanto o crescimento da camada de geada, a partir das equações (3.103) e (3.104), respectivamente. Tomando-se o volume de controle inferior (Figura 3.6), resolve-se o conjunto de equações mencionado, empregando-se então os valores obtidos para T_o e w_o (equações(3.72) e (3.73)) como dados de entrada para o volume de controle seguinte, até que se obtenha a solução do conjunto de equações para todos os volumes de controle. Na Figura 3.8 o índice j representa um dado volume de controle que foi omitido na descrição do modelo a fim de simplificar a simbologia.

A solução considerando o superaquecimento variável no evaporador é mais intrincada, conforme pode ser visualizado na Figura 3.9. Além disso, exige algumas considerações adicionais. Além dos dados de entrada utilizados na solução com superaquecimento prescrito, é necessário entrar com \dot{m} e h_4 , informações necessárias tanto para determinação da taxa de transferência de calor na região superaquecida quanto para avaliar \dot{Q}_{evap} .

O modelo deve ser capaz de determinar a posição da frente de líquido. Em um caso mais simples, é possível que a frente de líquido esteja adiante do evaporador, de forma que a solução é obtida assim como descrita para o modelo com superaquecimento prescrito, e a posição da frente de líquido é dada por

$$\zeta = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_e} L_e \quad (3.108)$$

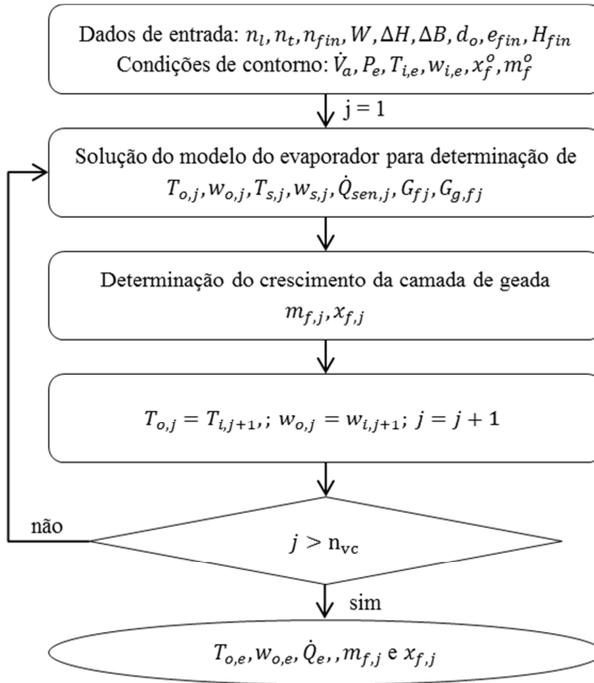


Figura 3.8 – Solução para o modelo da transferência de calor e massa e do crescimento e adensamento de geada no evaporador no caso de superaquecimento prescrito

Caso haja superaquecimento no evaporador, a solução é obtida com seis volumes de controle no evaporador. O volume de controle m , que contém a fronteira entre os regimes bifásico e superaquecido, é dividido em dois volumes de controle paralelos, m' e m'' , compreendendo as regiões saturada e superaquecida, respectivamente. Os volumes de controle à montante da frente de líquido, inclusive m' , são resolvidos a partir do modelo com superaquecimento prescrito, já que a formulação é idêntica.

Considerando o volume de controle m , e os n volumes de controle anteriores, cuja solução já foi obtida na marcha do algoritmo de solução, a área da superfície do evaporador contida no volume m' é dada por

$$A_{s,m'} = A_{s,m} \frac{\dot{Q}_{evap} - \sum_{j=1}^n \dot{Q}_{e,j}}{\dot{Q}_{e,m}} \quad (3.109)$$

A área de superfície do evaporador no volume m'' é dado por $A_{s,m''} = A_{s,m} - A_{s,m'}$. Em virtude da distribuição uniforme de aletas em cada volume de controle e das características do modelo de transferência de calor empregado na região de regime de escoamento bifásico, o fluxo de calor é assumido uniforme no volume de controle m' , de modo que é possível ponderar os valores necessários em relação às áreas $A_{s,m'}$ e $A_{s,m}$.

Enquanto $T_{o,m'}$, $w_{o,m'}$, $G_{f,m'}$ e $G_{g,f,m'}$ são os mesmos obtidos para o volume m , o calor trocado desse volume de controle é dado por

$$\dot{Q}_{e,m'} = \dot{Q}_{evap} - \sum_{j=1}^n \dot{Q}_{e,j} \quad (3.110)$$

A temperatura e a umidade do ar na saída do volume de controle m são então calculadas considerando a mistura do ar na saída dos volumes m' e m'' , de modo que

$$T_{o,m} = \frac{\dot{m}_{a,m'}}{\dot{m}_a} T_{o,m'} + \frac{\dot{m}_{a,m''}}{\dot{m}_a} T_{o,m''} \quad (3.111)$$

$$w_{o,m} = \frac{\dot{m}_{a,m'}}{\dot{m}_a} w_{o,m'} + \frac{\dot{m}_{a,m''}}{\dot{m}_a} w_{o,m''} \quad (3.112)$$

Já os fluxos de massa de adensamento e crescimento da camada de geada são dados por

$$G_{f,m} = \frac{A_{s,m'} G_{f,m'} + A_{s,m''} G_{f,m''}}{A_{s,m}} \quad (3.113)$$

$$G_{g,f,m} = \frac{A_{s,m'} G_{g,f,m'} + A_{s,m''} G_{g,f,m''}}{A_{s,m}} \quad (3.114)$$

de modo que $x_{f,m}$ e $m_{f,m}$ podem ser obtidos a partir das equações (3.103) e (3.104) utilizando os valores obtidos a partir das expressões (3.113) e (3.114). A posição da frente de líquido é, então, calculada a partir de

$$\zeta = \left[(m - 1) + \frac{A_{s,m'}}{A_{s,m}} \right] \frac{L_e}{n} \quad (3.115)$$

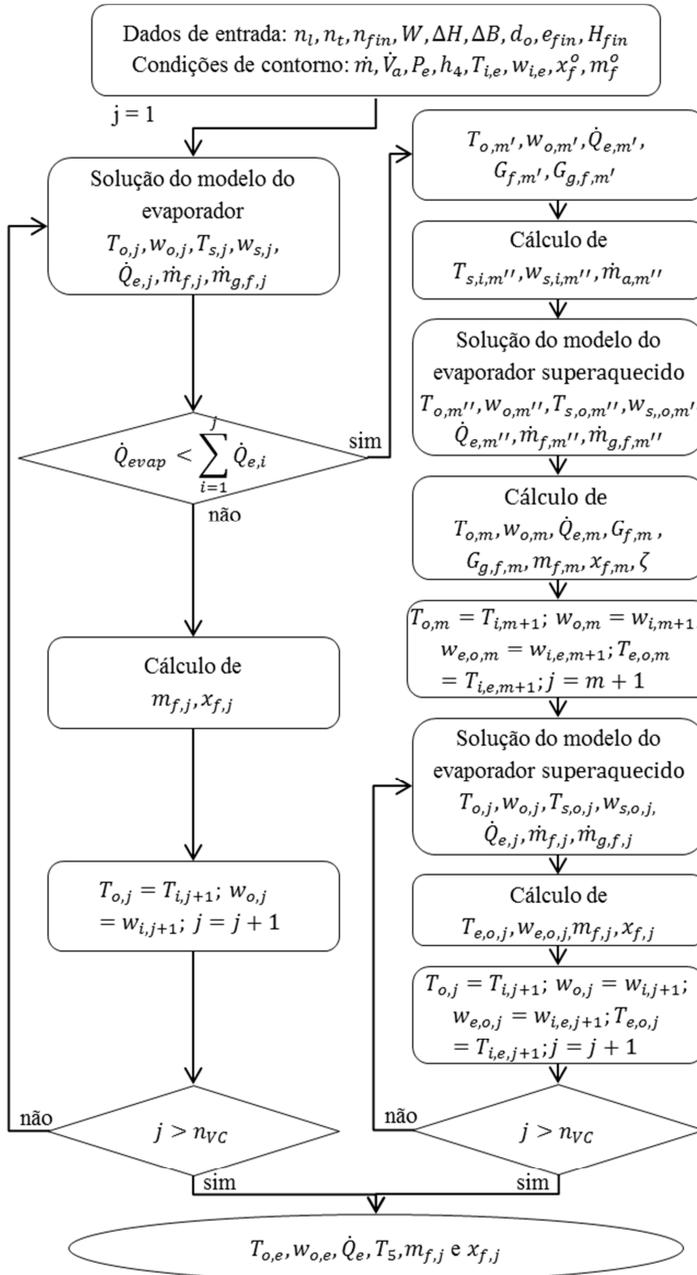


Figura 3.9 – Solução com superaquecimento variável

Para o volume de controle m'' tem-se como dados de entrada que $T_{s,m'} = T_{s,i,m''}$ e $w_{s,m'} = w_{s,i,m''}$. Além disso, a vazão mássica de ar é dada por

$$\dot{m}_{a,m''} = \dot{m}_a \frac{A_{s,m''}}{A_{s,m}} \quad (3.116)$$

Os volumes de controle à jusante da frente de líquido, inclusive o volume m'' , são resolvidos a partir do conjunto de equações formado pelas expressões (3.68), (3.69), (3.82), (3.83), (3.93), (3.95) e (3.102). As expressões (3.93) e (3.95), utilizadas para o cálculo da temperatura e umidade da superfície da geadá, são assumidas válidas também para a região superaquecida. Assim, é possível calcular $T_{s,i}$ e $w_{s,i}$ a partir da condição na entrada do volume de controle. Com a solução obtida, as expressões (3.78) e (3.93) são resolvidas simultaneamente para determinação de $T_{s,o}$, de forma a obter o estado do refrigerante na saída do volume de controle.

3.6. Modelagem do Gabinete Refrigerado

O gabinete do refrigerador, além de conferir forma ao conjunto, ter função estrutural e acomodar os demais componentes do produto, é também responsável por confinar e isolar termicamente o ar contido no espaço refrigerado. Essas duas últimas são as funções de relevância no contexto do presente trabalho, e alguns de seus aspectos serão discutidos a seguir.

O modelo de refrigerador utilizado no presente trabalho possui dois compartimentos refrigerados, um congelador e outro refrigerador, que se distinguem pelo volume e temperatura internos e espessura do isolamento térmico. Esse isolamento é composto por poliuretano expandido com gás C-Pentano, e os revestimentos interno e externo feitos de polipropileno e aço, respectivamente. O gabinete é dotado de uma válvula quebra-vácuo, que evita o surgimento de pressão manométrica negativa induzida pelo resfriamento do ar contido nos compartimentos, e de um dreno para escoamento da água proveniente do degelo. As portas têm composição semelhante a das paredes do gabinete. A região de interface entre os revestimentos interno e externo do gabinete constitui um flange, onde é realizada a vedação entre gabinete e porta. A vedação é obtida através de uma gaxeta de borracha engastada na porta, que adere magneticamente à parte metálica do flange. No interior do gabinete, há uma série de componentes, como prateleiras, gavetas, etc., compos-

tos, em sua maioria, por plásticos e vidro. Alguns desses itens estão indicados em uma imagem ilustrativa do refrigerador utilizado (Figura 3.10).

Alguns componentes do circuito de refrigeração, como o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, estão no interior do isolamento do gabinete. O tubo de aquecimento do flange (TAF), integrado ao circuito de refrigeração, localiza-se atrás do flange do gabinete e tem como função prevenir a formação de condensado nessa região.

O modelo desenvolvido para o gabinete refrigerado pode ser dividido em três partes: modelo hidrodinâmico, em regime permanente, e modelos transientes de temperatura e de umidade dos compartimentos refrigerados.

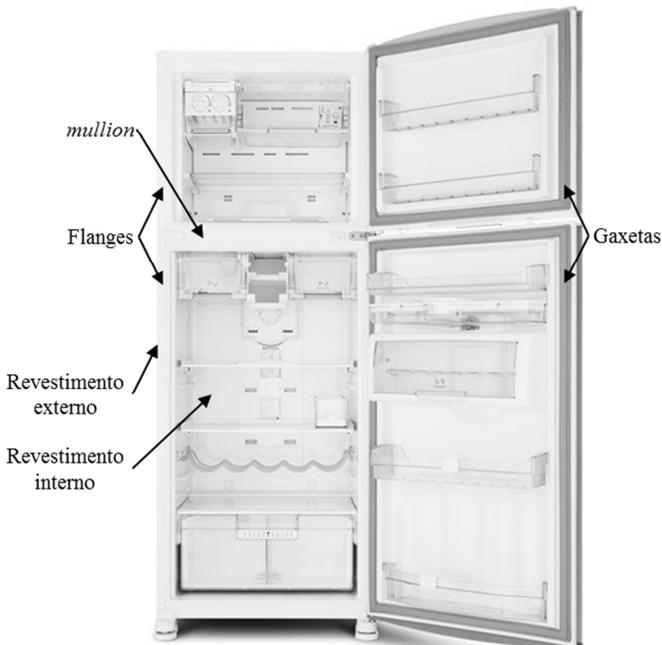


Figura 3.10 – Alguns componentes do gabinete refrigerado

3.6.1. Modelo Térmico Transiente dos Compartimentos

O modelo térmico do gabinete refrigerado permite o cômputo das temperaturas no interior de seus compartimentos, necessárias à determinação da carga térmica e da temperatura do ar de retorno do evaporador, e foi baseado no trabalho de Borges *et al.*, (2011). O comportamento transiente do refrigerador como um todo é dominado pela dinâmica do

gabinete, que é mais lenta que a do sistema de refrigeração (Hermes, 2006).

Considerando as condutâncias térmicas globais dos compartimentos freezer e refrigerador, UA_f e UA_r , respectivamente, e do *mullion*, UA_m , e assumindo que a temperatura dos compartimentos refrigerados depende apenas do tempo, a taxa de variação da temperatura de um dado compartimento ao longo do tempo é dada por

$$C_* \frac{dT_*}{dt} = \dot{m}_* c_{P,a} (T'_{o,e} - T_*) + (UA_* + \dot{m}_{d,*} c_{P,a}) (T_a - T_*) \pm UA_m (T_f - T_r) \quad (3.117)$$

onde o sub-índice “*” é f ou r , a depender do compartimento considerado (freezer ou refrigerador). A capacidade térmica equivalente é representada por C_* , enquanto \dot{m}_* é a vazão mássica de ar do compartimento, $\dot{m}_{d,*}$ é a vazão de ar que deixa o compartimento durante a abertura de porta e $c_{P,a}$ é a calor específico, à pressão constante, do ar. O termo $\dot{m}_* c_{P,a} (T'_{o,e} - T_*)$ está associado renovação do ar promovida pelo ventilador e o termo $(UA_* + \dot{m}_{d,*} c_{P,a}) (T_a - T_*)$ refere-se ao ganho de calor associado tanto à transferência de calor através das paredes do gabinete quanto à entrada de ar externo decorrente da abertura de portas do compartimento em questão. O termo $\pm UA_m (T_f - T_r)$ está associado à transferência de calor entre os compartimentos refrigerados através do *mullion*. Uma vez que o compartimento refrigerador tem temperaturas superiores às do freezer, o fluxo de calor é no sentido do segundo para o primeiro. Assim o sinal deve ser positivo para o compartimento refrigerador e negativo ao se considerar o freezer.

Assumido que estes termos são constantes para um dado intervalo de tempo Δt , é possível obter uma solução analítica para a equação (3.117), que em termos da temperatura é dada por

$$T_* = T_{eq,*} - (T_{eq,*} - T_*^o) \exp\left(\frac{-A_* \Delta t}{C_*}\right) \quad (3.118)$$

onde T_*^o é a temperatura do compartimento no início do intervalo de tempo Δt . O coeficiente A_* da expressão (3.118) é dado por

$$A_* = UA_* + UA_m + \dot{m}_{d,*} c_{P,a} + \dot{m}_* c_{P,a} \quad (3.119)$$

Já o termo $T_{eq,*}$, associado à temperatura em regime permanente de um compartimento se mantidas condições constantes, para o freezer é expressa por

$$T_{eq,f} = \frac{(UA_f + \dot{m}_{d,f}c_{p,a})T_a + UA_m T_r + r\dot{m}_a c_{p,a} T_{o,e}'}{A_f} \quad (3.120)$$

Para o compartimento refrigerador, esta temperatura é expressa por

$$T_{eq,r} = \frac{(UA_r + \dot{m}_{d,r}c_{p,a})T_a + UA_m T_f + (1-r)\dot{m}_a c_{p,a} T_{o,e}'}{A_r} \quad (3.121)$$

onde r é definido como sendo a fração de vazão do freezer, obtida a partir de dados experimentais apresentados na Tabela 2.3.

A temperatura do ar no retorno do evaporador é obtida assumindo-se uma mistura entre as vazões de retorno dos compartimentos freezer e refrigerador. Assumindo que o calor específico à pressão constante, $c_{p,a}$, é constante e de igual valor tanto para as correntes de entrada quanto para a corrente de saída, temos que a temperatura do ar de retorno, $T_{i,e}$, pode ser obtida a partir de

$$T_{i,e} = rT_f + (1-r)T_r \quad (3.122)$$

A solução para o modelo do gabinete é obtida de maneira direta. Tomando como dados de entrada T_a , \dot{m}_a , $T_{o,e}$, T_*^0 , características geométricas e os parâmetros do modelo, é possível resolver sequencialmente as expressões (3.119), (3.120), (3.121), (3.133), (3.118) e (3.122).

3.6.2. Modelo Transiente de Umidade dos Compartimentos

O modelo para determinação das umidades dos compartimentos foi desenvolvido considerando uma analogia com modelo proposto para determinação das temperaturas dos compartimentos. A umidade absoluta de um dado compartimento é dada por

$$w_* = w_{eq,*} - (w_{eq,*} - w_*^0) \exp\left(\frac{-B_* \Delta t}{\rho_* \phi_*}\right) \quad (3.123)$$

onde

$$B_* = \dot{m}_{d,*} + \dot{m}_* \quad (3.124)$$

$$w_{eq,*} = \frac{\dot{m}_{d,*}w_a + \dot{m}_*w_{o,e}}{B_*} \quad (3.125)$$

sendo que w_*^o é a temperatura do compartimento no início do intervalo de tempo Δt . A umidade absoluta do ar é dada por w_a , e ϕ_* é o volume equivalente do compartimento. Esse volume equivalente é adotado a fim de se representar, de forma empírica, um volume de ar equivalente ao necessário para acomodar, na forma de vapor d'água, o condensado ou geadas que se formam nas superfícies internas do refrigerador. A partir da mistura do ar de retorno dos compartimentos, é possível determinar uma expressão para $w_{i,e}$, de forma que

$$w_{i,e} = rw_f + (1 - r)w_r \quad (3.126)$$

A solução do modelo de umidade ocorre de forma análoga à solução do modelo do gabinete. Com os valores de w_a , \dot{m}_a , $\dot{m}_{d,*}$, $w_{o,e}$, w_*^o , características geométricas do refrigerador, é possível resolver sequencialmente as expressões (3.124), (3.125), (3.123) e (3.126).

3.6.3. Modelo para a Vazão Mássica de Ar Durante a Abertura de Porta

O escoamento de ar que se desenvolve durante a abertura de porta de um compartimento refrigerado é intrinsecamente complexo, pois é de natureza transiente, tridimensional e pode alternar entre os regimes laminar e turbulento. A presença da porta, além de tornar assimétrica a geometria, introduz efeitos dinâmicos decorrentes da sua abertura e que podem variar, por exemplo, com a velocidade e o ângulo final da abertura. Além disso, a presença de prateleiras, produtos no interior do gabinete e o funcionamento do ventilador são fatores que podem afetar o escoamento em questão, assim como a transferência de calor que ocorre entre as correntes de ar e as paredes do espaço refrigerado, já que tal fenômeno pode alterar os gradientes espaciais da densidade do ar. Alguns desses efeitos foram estudados e discutidos por Laleman *et al.*, (1992), Knackstedt *et al.*, (1995) e Inam *et al.*, (2000).

A despeito da complexidade desse cenário, o efeito de convecção natural que ocorre por conta da diferença de densidade entre o ar contido no espaço refrigerado e o ar externo é o que promove a movimenta-

ção do ar entre ambiente e compartimento. Sem esse efeito, pouca ou nenhuma transferência de massa ocorreria durante a abertura de porta.

Desta maneira, um modelo simplificado para o escoamento em uma cavidade resfriada é adotado para modelagem do escoamento de ar durante a abertura de portas, conforme proposto por Wang (1991) e Schmid (2000). Considera-se, inicialmente, um escoamento unidimensional, em regime permanente e invíscido, representado esquematicamente na Figura 3.11.

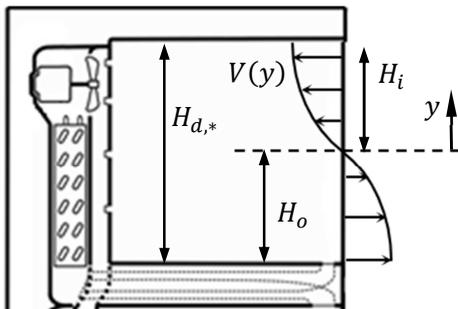


Figura 3.11 - Representação esquemática do escoamento de ar durante abertura da porta do freezer

Nessa figura estão representadas algumas variáveis a serem utilizadas na formulação da expressão para o cálculo da vazão mássica, como as velocidades do ar através do plano da abertura do compartimento, $V(y)$, e as alturas do compartimento, $H_{d,*}$ e da região onde o escoamento ocorre no sentido do compartimento para o ambiente, H_i . A origem do eixo y ocorre no plano neutro do compartimento, ou seja, no plano onde a velocidade do escoamento é nula. Apesar de, na figura, estar representado o compartimento freezer, a mesma formulação foi empregada para o cálculo da vazão mássica de entrada de ar no compartimento refrigerador.

Para qualquer posição na direção positiva do eixo y , ou seja, na região onde a vazão ocorre no sentido do ambiente externo para o interior do compartimento, é possível expressar o balanço de energia através da equação de Bernoulli, de modo que

$$\frac{p(y)}{\rho_a} + gy + \frac{V(y)^2}{2} = \frac{p_a}{\rho_a} \quad (3.127)$$

onde $p(y)$ é a pressão no plano da abertura do compartimento, $V(y)$ é a velocidade do ar e p_a é a pressão externa.

A pressão do ar ao longo do escoamento é dada pela variação da coluna hidrostática a partir do plano horizontal, ou seja

$$p(y) = p_* - \rho_* g y \quad (3.128)$$

onde p_* é a pressão no interior do compartimento. Assumindo o equilíbrio entre as pressões interna e externa no plano neutro e combinando as equações (3.127) e (3.128), a velocidade é dada por

$$V(y) = \left(2g \frac{\rho_* - \rho_a}{\rho_a} y \right)^{1/2} \quad (3.129)$$

A vazão volumétrica de ar que entra no compartimento é dada, por sua vez, por

$$\dot{Q}_i = W_{d,*} \int_0^{H_i} V(y) dy = \frac{2W_{d,*} H_i^{3/2}}{3} \left(2g \frac{\rho_* - \rho_a}{\rho_a} \right)^{1/2} \quad (3.130)$$

De forma análoga, pode ser determinada a vazão mássica de ar que deixa o compartimento, assim

$$\dot{Q}_o = \frac{2W_{d,*} H_o^{3/2}}{3} \left(2g \frac{\rho_* - \rho_a}{\rho_*} \right)^{1/2} \quad (3.131)$$

Dividindo as expressões (3.130) e (3.131) obtemos uma expressão para H_o de forma que

$$\left(\frac{H_o}{H_i} \right)^{3/2} = \left(\frac{\rho_a}{\rho_*} \right)^{1/2} \quad (3.132)$$

Combinando a expressão (3.130) e (3.132), é possível obter a vazão mássica na forma

$$\dot{m}_{d,*} = \frac{2}{3} K_* \rho_* W_{d,*} H_{d,*} \left[\frac{2g H_{d,*} (1 - \rho_a / \rho_*)}{[1 + (\rho_* / \rho_a)^{1/3}]^3} \right]^{1/2} \quad (3.133)$$

A vazão mássica de ar calculada pela expressão (3.133) depende apenas das densidades do ar contido no compartimento (ρ_*) e do ar ex-

terno (ρ_a), assim como da largura ($W_{d,*}$) e da altura ($H_{d,*}$) do compartimento. Para corrigir a vazão mássica obtida pelo modelo de escoamento invíscido, um coeficiente de descarga característico (K_*), de natureza empírica, foi introduzido, visando compensar os diversos efeitos mencionados no início da seção.

3.7. Modelo Hidrodinâmico

A modelagem da perda de carga no evaporador e através dos dutos de insuflamento e retorno e dos compartimentos refrigerados, em conjunto com a modelagem do ganho de pressão fornecido pelo ventilador, permite a determinação da vazão de ar em circulação no gabinete.

Tomando-se inicialmente o evaporador, para um dado volume de controle, como representado na Figura 3.6, a perda de carga do escoamento de ar, ΔP , é determinada pela expressão proposta por Kays e London (1984), de forma que

$$\Delta P = \frac{G_{max}^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_s}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho_{med}} + \left(\frac{A_{min}^2}{A_{face}^2} + 1 \right) \left(\frac{\rho_i}{\rho_{med}} - 1 \right) \right] \quad (3.134)$$

onde ρ_i e ρ_{med} são as densidades na entrada e média no volume de controle, respectivamente, e $A_{face} = WL$ é a da área de face do evaporador.

O fator de atrito, f , é determinado a partir da expressão obtida por Barbosa *et al.* (2009), de forma que

$$f = 5,965 Re_a^{-0,2948} \varepsilon_{fin}^{-0,7671} \left(\frac{n_l}{2} \right)^{-0,4436} \quad (3.135)$$

A perda de carga total no evaporador é então obtida pela soma das perdas de carga calculadas para cada um dos volumes de controle empregados na discretização do evaporador, ou seja

$$\Delta P_e = \sum_{j=1}^n \Delta P_j \quad (3.136)$$

Conforme representado esquematicamente na Figura 3.12, o ar é impelido pelo ventilador até um *plenum*, de onde cerca de 80% da vazão total passa para o freezer a partir de aberturas. O restante da vazão de ar segue por um duto, localizado na parede traseira do gabinete e cujo o

início está ligado à base do *plenum*. Percorrendo este duto o ar passa pelo *damper* e vai então até as entradas de ar localizadas no compartimento refrigerador. O ar retorna ao evaporador, a partir dos compartimentos refrigerados, por dutos localizados no *mullion*, entrando então em um espaço à base do evaporador. A partir deste espaço o ar é forçado através do evaporador, retornando finalmente ao ventilador. O *damper* teve seu mecanismo de acionamento termomecânico removido, sendo a haste do atuador mantida em uma posição fixa durante todos os experimentos realizados. Esse arranjo e seus principais componentes estão representados esquematicamente na Figura 3.12.

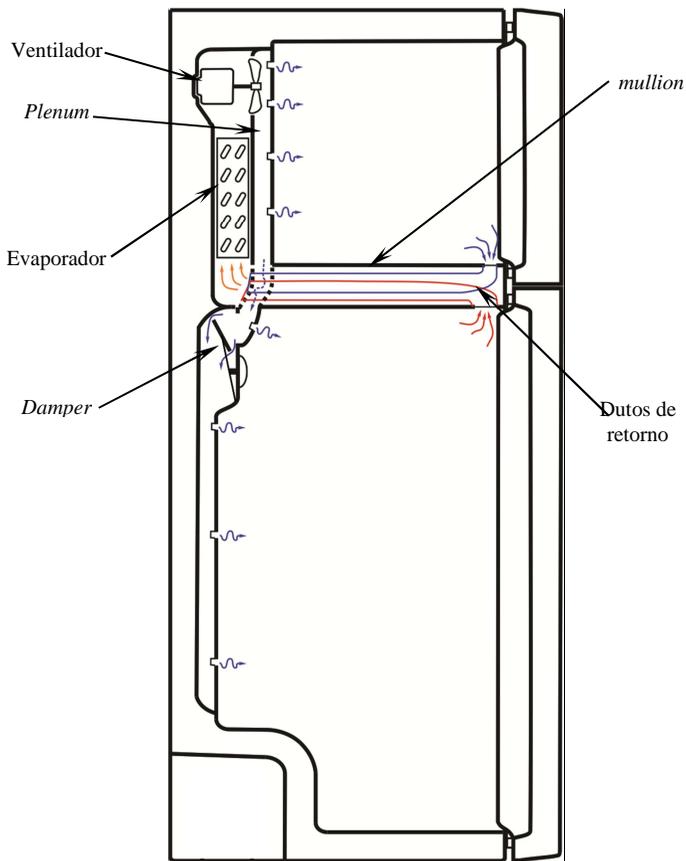


Figura 3.12- representação esquemática do circuito de ar

A perda de carga total, ΔP_t , decorrente do escoamento de ar através do circuito descrito acima, pode ser escrita, em termos da vazão total de ar, a partir da metodologia proposta por Hermes *et al.*, (2009b), de forma que

$$\Delta P_t = K_{cab} \rho_{i,e} \dot{V}_a^2 + \Delta P_e \quad (3.137)$$

onde K_{cab} é o coeficiente de perda de carga do gabinete refrigerado, cujo valor foi obtido em ensaios para medição da vazão de ar em circulação no gabinete, realizados em túnel de vento.

Como equação de fechamento, temos a curva do ventilador, que em termos da perda de carga total ΔP_t é dada por

$$\Delta P_t = a_0 + a_1 \dot{V}_a + a_2 \dot{V}_a^2 + a_3 \dot{V}_a^3 \quad (3.138)$$

onde a_1, a_2, a_3 e a_4 são coeficientes empíricos obtidos a partir de ensaios em túnel de vento com o ventilador do produto. Maiores detalhes acerca dos ensaios realizados, do ajuste dos coeficientes e dos procedimentos experimentais empregados estão apresentados nos capítulos 3, 5 e no APÊNDICE II, respectivamente.

A partir da vazão total, pode-se determinar as vazões mássicas total de ar em circulação e de cada compartimento refrigerador

$$\dot{m}_a = \rho_{i,e} \dot{V}_a \quad (3.139)$$

onde $\rho_{i,e}$ é a densidade do ar de retorno. Para determinação da vazão em circulação, tem-se como dados de entrada a densidade do ar na entrada do evaporador, $\rho_{i,e}$, e a perda de carga no evaporador, ΔP_e .

Para solução do conjunto de equações do modelo hidrodinâmico algumas considerações são necessárias. Além de obter os parâmetros geométricos considerando o valor de x_f^o , todas as propriedades termodinâmicas necessárias foram calculadas com valores de temperatura e umidade calculados no passo de tempo anterior, mesmo que o sobresscrito “o” esteja omitido na formulação. O objetivo dessa abordagem é desacoplar o cálculo da perda de carga do cálculo dos valores dessas variáveis e incorre em erros desprezíveis.

Partindo das características geométricas do evaporador são utilizadas as expressões (3.106), (3.107), (3.64), (3.65), (3.66) e (3.67), para determinação dos parâmetros geométricos necessários ao modelo. Os valores de \dot{V}_a , ΔP_e e ΔP_t são obtidos a partir da solução simultânea das

expressões (3.136), (3.137) e (3.138), que é obtida através do método de Newton-Raphson, integrado ao software EES (Klein, 2011). De posse da solução, vazão mássica de ar é calculada a partir da equação (3.139).

3.8. Metodologia de Solução

A solução do modelo completo exige dois passos adicionais. Deve-se viabilizar, primeiramente, a solução simultânea dos modelos do compressor, condensador, tubo capilar e trocador de calor interno e do evaporador. Em seguida, deve-se construir um algoritmo para obtenção da solução ao longo do tempo. A solução conjunta dos modelos depende da abordagem a adotar para o evaporador, seja a condição de superaquecimento prescrito ou de superaquecimento variável.

Para o modelo com superaquecimento prescrito, utiliza-se como dado de entrada $T_{i,e} = T_{i,e}^o$. A partir de estimativas iniciais para P_c , P_e , T_1 , é possível resolver o modelo do compressor para obter \dot{m} , T_2 e h_2 , o modelo do condensador para obter h_3 , o modelo do tubo capilar e do trocador de calor interno para obter \dot{m} , T_1 e h_4 e o modelo de transferência de calor no evaporador para obter \dot{Q}_e . A solução é obtida a partir do método de Newton-Raphson, utilizando as expressões (3.28), (3.29) e (3.30) como equações de fechamento.

Para o modelo com superaquecimento variável, além do valor $T_{i,e}^o$, os valores de ζ^o e \dot{m}^o são também utilizados como dado de entrada. Os modelos do compressor, do tubo capilar e trocador de calor interno e do condensador são utilizados para obtenção das mesmas variáveis já descritas na solução para superaquecimento prescrito. O modelo de transferência de calor no evaporador é utilizado para determinar os valores de ζ , h_5 e T_5 . O modelo da posição da frente de líquido no evaporador é resolvido para obtenção de ζ . Os modelos são resolvidos, em conjunto com as equações de fechamento (3.39) e (3.40), além da relação termodinâmica para cálculo de h_v . Um aspecto importante da modelagem, nesse caso, refere-se ao estado 5 do ciclo termodinâmico. Devido à presença de um acumulador de líquido na saída do evaporador, foi assumido que a condição de entrada para o modelo do tubo capilar e trocador de calor interno é, em caso de haver fluido saturado na saída do evaporador, de vapor saturado. Uma vez que este acumulador é instalado no interior das paredes do gabinete, a capacidade de refrigeração do fluido que ali se acumula foi desconsiderada. A solução do conjunto de equações foi obtida através do método de Newton-Raphson, integrado ao software EES (Klein, 2011).

Finalmente, a composição do modelo completo, que permite a simulação do sistema de refrigeração em conjunto com o gabinete refrigerado e o modelo hidrodinâmico do gabinete é obtida a partir de um algoritmo construído para tal, representado na Figura 3.13. A estrutura do algoritmo contempla a lógica de controle do sistema composta por um termostato, posicionado no freezer, que promove o acionamento e desligamento do compressor, a medida que a temperatura do freezer oscila entre os limites inferior e superior de operação, representados por T_{off} e T_{on} , respectivamente. Tais temperaturas correspondem à -20,7 e -13,8, conforme observado nos experimentos realizados com o refrigerador.

Além das informações relativas aos componentes e condições iniciais necessárias a cada modelo de componente, assume-se, como condição inicial adicional, que o compressor encontra-se desligado. A solução parte de um laço transiente onde o modelo do gabinete é resolvido a cada passo de tempo, até que se atinja a temperatura de acionamento do compressor, T_{on} . Inicia-se então a solução de um segundo laço transiente, onde se obtém a solução para o trecho do ciclo onde o compressor encontra-se em operação. Primeiramente, determina-se a vazão de ar em circulação a partir do modelo hidrodinâmico, resolvendo-se a seguir, de forma simultânea, os modelos do sistema de refrigeração e, por fim, do gabinete refrigerado. Os laços são resolvidos sucessivamente a cada passo de tempo até o tempo final desejado.

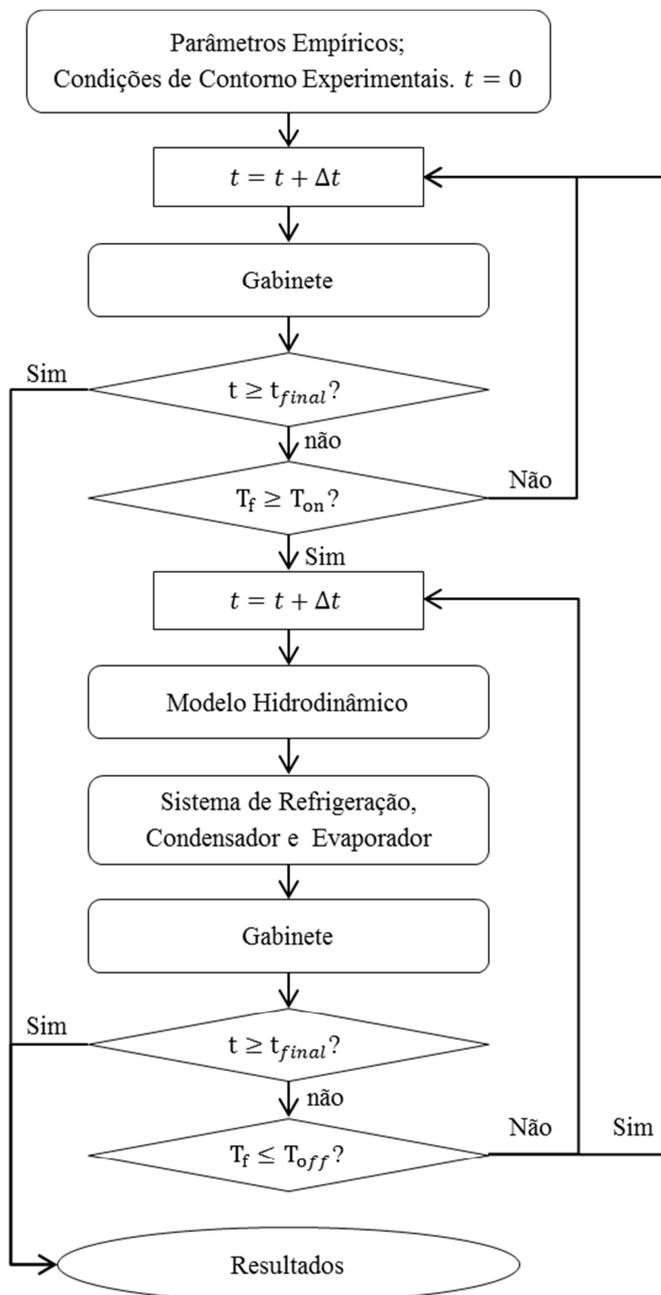


Figura 3.13 – Fluxograma geral de solução do modelo

3.9. Síntese do capítulo

Um modelo para simulação de um refrigerador doméstico *frost-free*, sujeito à aberturas de portas e à consequente formação de geada no evaporador, foi apresentado. A modelagem matemática dos diversos componentes do refrigerador foi apresentada individualmente. A sequência para solução do modelo de cada um desses componentes foi devidamente apresentada, assim como a metodologia para solução conjunta desses modelos. A composição final do modelo, que contemplou a estratégia de controle de capacidade, foi também apresentada.

O compressor foi modelado a partir do trabalho de Hermes *et al.* (2009b). Foram empregados os conceitos de rendimentos volumétrico e global para determinação da vazão mássica de refrigerante e da potência consumida, enquanto a transferência de calor entre este componente e o ambiente foi modelada através de um coeficiente global de transferência de calor. As equações de fechamento foram obtidas a partir de balanços de energia em regime permanente.

O condensador foi modelado a partir de balanços de energia em regime permanente em três volumes de controle, que compreendem as regiões superaquecida, saturada e sub-resfriada deste componente. A transferência de calor para o ambiente externo foi modelada a partir de uma correlação para condensadores arame-sobre-tubo em convecção natural desenvolvida por Melo e Hermes (2008).

Para determinação da vazão mássica de refrigerante que escoar pelo tubo capilar assim como a transferência de calor entre tubo capilar e linha de sucção, foi utilizado um modelo algébrico apresentado por Hermes *et al.* (2010), desenvolvido a partir das equações de conservação em regime permanente.

Um modelo transiente para determinação do superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador foi desenvolvido a partir de expressões para determinação da posição da frente de líquido em evaporadores desenvolvidas por Wedekind *et al.* (1968). A transferência de calor nas superfícies aletadas e a perda de carga do ar através deste componente, por sua vez, foram determinadas a partir de correlações obtidas por Barbosa *et al.* (2009). No emprego dessas correlações, a geometria do evaporador foi corrigida de modo a simular a presença da camada de geada (Knabben, 2010). A transferência de massa de vapor d'água e o crescimento e adensamento da camada de geada sobre o evaporador foram modelados a partir do trabalho de Hermes *et al.* (2009c).

O gabinete refrigerado foi modelado a partir de expressões obtidas por uma abordagem semi-empírica transiente. As expressões utiliza-

das para determinação das temperaturas dos compartimentos refrigerados foram apresentadas por Borges *et al.* (2011), enquanto um modelo transiente, análogo à este, foi proposto para determinação da umidade dos compartimentos. Foram incluídas expressões, apresentadas por Wang (1990), para determinação da vazão mássica de ar que adentra os compartimentos durante a abertura de portas, obtidas a partir de um modelo em regime permanente proposto pelo autor.

Um modelo hidrodinâmico para determinação da vazão de ar em circulação no gabinete refrigerado foi também empregado. Este modelo foi baseado na curva característica do ventilador e no coeficiente de perda de carga do gabinete, obtidos empiricamente.

4. RESULTADOS

Serão apresentados, neste capítulo, os resultados obtidos nas fases de ajuste e validação do modelo matemático apresentado no capítulo 3.

O processo de obtenção dos parâmetros empíricos do sistema de refrigeração e do gabinete refrigerado foi realizado a partir de técnicas de otimização, utilizando como função objetiva a seguinte expressão para o erro RMS (Hermes, 2006):

$$Erro = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{X_i - X_i^e}{X_i^e} \right)^2} \quad (4.1)$$

Para um dado passo de tempo i , X_i é o valor calculado a partir do modelo, enquanto X_i^e é o valor obtido experimentalmente, e n é a quantidade de passos de tempo utilizados na solução. Os parâmetros são obtidos a partir da minimização do erro calculado pela expressão (4.1) a partir de um algoritmo de busca direta (Press *et al.*, 1995). Em cada etapa realizada, diferentes parâmetros foram ajustados.

4.1. Modelo Hidrodinâmico do Gabinete Refrigerado

A determinação da vazão de ar em circulação no gabinete refrigerado depende da constante de perda de carga do gabinete (K_{cab}) da equação (3.137) e dos coeficientes da equação (3.138), que expressa a curva do ventilador. A partir dos dados apresentados na Tabela 2.3, empregando a técnica dos mínimos quadrados, é possível obter os parâmetros do modelo, que estão apresentados na Tabela 4.1. De posse de tais parâmetros, as equações (3.137) e (3.138) permitem determinar não somente a vazão de ar em circulação no refrigerador em teste, mas também a vazão de ar em circulação durante as simulações realizadas.

Uma análise preliminar do desempenho do sistema de insuflamento e retorno de ar do gabinete refrigerado pode ser realizada ao se variar a perda de carga no evaporador. Essa análise está apresentada na Figura 4.1. onde estão apresentados a curva do ventilador ajustada a partir dos dados obtidos em túnel de vento e diferentes níveis de perda de carga total no gabinete, obtidos arbitrando-se os níveis de perda de carga no evaporador, ΔP_e , na equação (3.138). A densidade do ar utilizada nessa análise foi de $1,2 \text{ kg/m}^3$. A curva do ventilador se inicia em $0,0104 \text{ m}^3/\text{s}$, pois essa vazão equivale, no modelo, à um ΔP_e nulo. É

possível observar que uma redução de 50% na vazão de ar decorre de um aumento na perda de carga no evaporador de cerca de nove vezes o valor de referência.

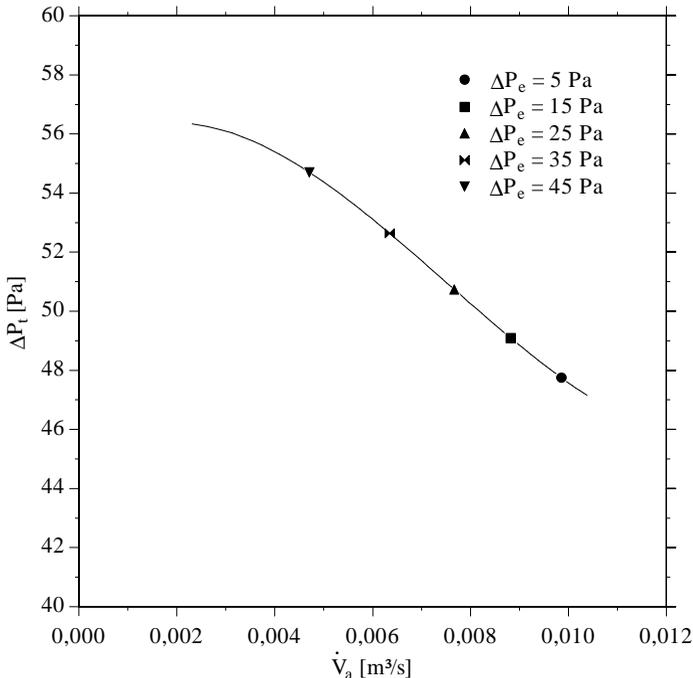


Figura 4.1 – Curva característica do ventilador e perda de carga total do gabinete para diferentes perdas de carga do evaporador

Tabela 4.1 – Parâmetros do modelo hidrodinâmico do gabinete

Parâmetro	Valor ajustado
K_{cab}	365042 [-]
a_0	55,3 [Pa]
a_1	1186 [Pa s / m³]
a_2	351406 [Pa s² / m⁶]
a_3	15578591 [Pa s³ / m⁹]

4.2. Modelo em Regime Permanente

Em geral, modelo do sistema de refrigeração e da transferência de calor nos trocadores pode ser resolvido, conforme descrito no capítulo 2,

a partir de equações em regime permanente, se prescritos os graus de superaquecimento no evaporador e sub-resfriamento no condensador (Hermes *et al.*, 2009). O grau de sub-resfriamento prescrito na saída do condensador, no entanto, não se mostrou adequada visto que, durante os experimentos, em nenhum momento foi observada a presença de sub-resfriamento na saída do condensador. Esse comportamento se deve ao tipo de condensador utilizado no refrigerador (de convecção natural), além de outras características, como tubo capilar e carga de refrigerante.

Já o superaquecimento prescrito na saída do evaporador foi adotado considerando alguns aspectos da modelagem em regime permanente e dos dados experimentais obtidos. Ao contrário de outras variáveis, o superaquecimento médio experimental não pôde ser determinado uma vez que durante os ensaios observa-se a presença de vapor ou então de uma mistura bifásica na saída do evaporador, nos períodos inicial e final do período de compressor ligado, respectivamente. Assim, é impossível determinar o estado termodinâmico durante todo o período apenas com as medições de pressão e temperatura. De todo modo, é razoável admitir que a entalpia média na saída do evaporador durante o ciclo esteja associada a um grau de superaquecimento médio na saída do evaporador (Borges *et al.*, 2011). Vale notar que, para uma pressão de 1bar, um grau de superaquecimento de 10°C representa uma variação de cerca de 3,5%, em relação à entalpia do vapor saturado, o que sugere que o grau de superaquecimento tem efeito reduzido sobre a capacidade do sistema de refrigeração. Assim, o superaquecimento na saída do evaporador foi assumido em 0,1°C para todas as condições.

Nesta etapa, assume-se que não há formação de geadas nas superfícies do evaporador, uma vez que os ensaios empregados nesta etapa foram feitos com portas fechadas, onde o efeito da formação de geadas sobre a vazão de ar em circulação é mínimo. Desconsiderando a presença de geadas, é possível assumir não somente que a vazão de ar constante, mas também que $T_s = T_e$ na equação (3.72).

Como dados de entrada para o modelo são utilizados os valores experimentais de temperatura e umidade média dos compartimentos, T_f , T_r , w_f e w_r , empregadas na determinação do estado do ar de retorno do evaporador, a partir das equações (3.122) e (3.126). Também é dado de entrada o valor da temperatura média ambiente T_a .

Dessa forma, os parâmetros não conhecidos do modelo em regime permanente são o grau de superaquecimento na saída do evaporador $\Delta T_{sh,e}$ e os parâmetros associados ao modelo do compressor: a condutância térmica global UA_k e os rendimentos global η_g e volumétrico η_v . Já η_g , η_v e UA_k foram ajustados a partir da minimização do erro calcula-

do pela equação (4.1), utilizando os valores experimentais e calculados de P_c , P_e , T_2 , \dot{m} e \dot{W} .

Os valores ajustados desses parâmetros são apresentados na Tabela 4.2, e foram utilizados na determinação dos coeficientes empíricos das equações (3.2), (3.4) e (3.7), através do método dos mínimos quadrados. O valor obtido para os coeficientes está resumido na Tabela 4.3.

Tabela 4.2 – Valores ajustados para η_g , η_v e UA_k para cada condição experimental considerada

Condição n°	η_g –	η_v –	UA_k W/K
1	0,5537	0,7142	2,619
2	0,5535	0,7063	2,573
3	0,5493	0,6688	1,985
4	0,5485	0,6671	2,015
5	0,5384	0,6299	1,57
6	0,5374	0,6289	1,57

Tabela 4.3 – Valores dos coeficientes das equações para determinação dos parâmetros do modelo do compressor

a_k [–]	b_k [–]	c_k [–]	d_k [–]	e_k [$W/^{\circ}C$]	f_k [$W/^{\circ}C^2$]
1,065	-0,0324	0,623	$-6,28 \cdot 10^{-3}$	4,62	-0,0811

Estão apresentados, na Figura 4.2, os resultados obtidos durante o processo de ajuste dos parâmetros e do fechamento do modelo, com as correlações ajustadas incluídas. Nota-se a excelente concordância dos valores calculados em relação aos valores experimentais.

Além da potência consumida e da vazão mássica de refrigerante, é importante avaliar o desempenho das alternativas em prever P_c e P_e . Conforme pode ser observado na Figura 4.3, o modelo apresenta capacidade de prever as pressões de condensação e evaporação com erros inferiores à 5%, e essa capacidade praticamente não é afetada pelo uso das equações ajustadas para o cálculo dos parâmetros do modelo do compressor, em relação aos valores efetivamente ajustados no processo de determinação dos parâmetros.

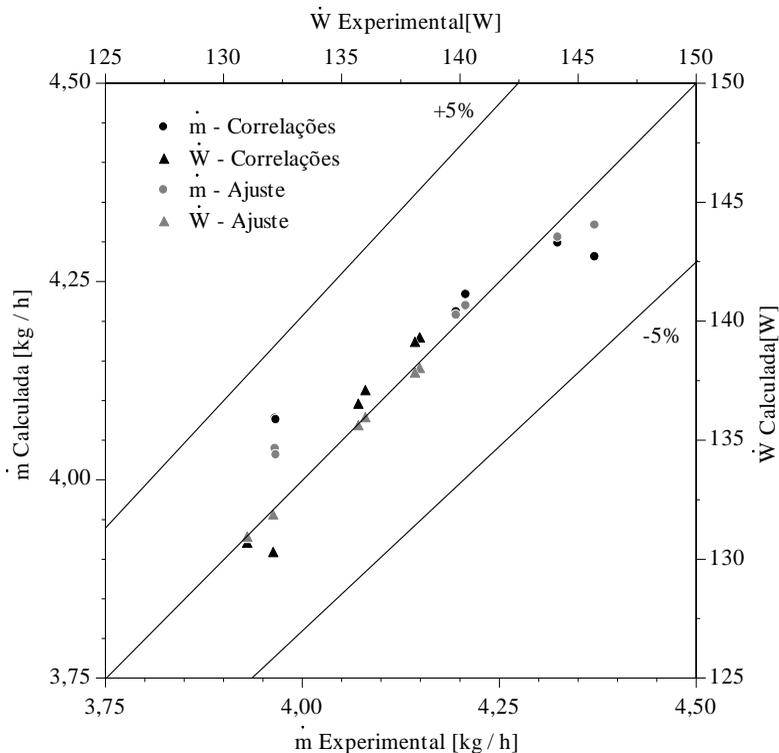


Figura 4.2 – Vazão mássica e potência calculadas pelo modelo em regime permanente

Os valores dos erros na previsão da potência consumida no compressor, da vazão mássica de fluido refrigerante, das pressões de condensação e evaporação e da temperatura de descarga estão apresentados na Tabela 4.4. Há boa concordância entre os valores obtidos pelo modelo e os valores medidos experimentalmente. As pressões de condensação e evaporação médias foram calculadas com erro máximo, em módulo, de 2,8% e 1,4%, respectivamente. A potência consumida pelo compressor foi calculada com diferença máxima de 1,4% em relação ao valor obtido experimentalmente, enquanto a vazão mássica foi calculada com 2,8% de erro máximo. Por fim, a temperatura de descarga do compressor foi estimada com erro máximo de 3,4°C. O erro máximo na previsão da umidade média na saída do evaporador, cujos valores não apresentados estão na Tabela 4.4, foi inferior de 3,4% em todas as condições, com valor médio de 1%.

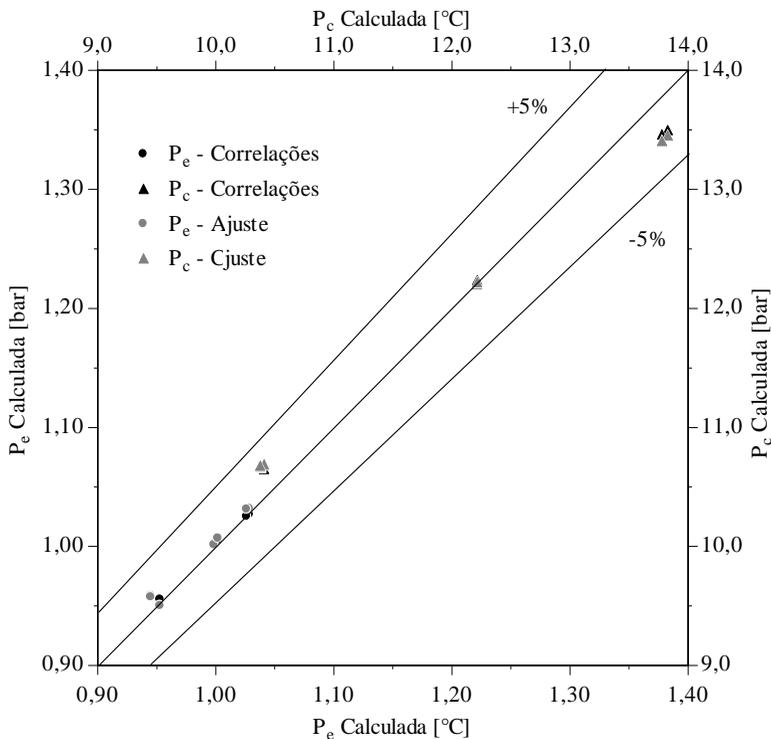


Figura 4.3 – Pressões calculadas no ajuste para ambas as alternativas avaliadas

Tabela 4.4 – Resultados obtidos a partir do modelo em regime permanente

Condição n°	P_c bar	Erro %	P_e bar	Erro %	\dot{W} W	Erro %	\dot{m} kg/h	Erro %	T_2 °C	Erro °C
1	10,7	2,3%	0,96	0,3%	130,3	-1,4%	4,28	-2,1%	63,2	-0,1
2	10,7	2,8%	0,96	1,4%	130,7	-0,2%	4,30	-0,6%	63,3	-0,2
3	12,2	0,0%	1,00	0,2%	136,5	0,6%	4,21	0,4%	78,0	2,4
4	12,2	0,2%	1,01	0,3%	137,1	0,8%	4,23	0,6%	78,2	2,6
5	13,5	-2,4%	1,03	-0,2%	139,3	0,7%	4,08	2,8%	92,3	3,4
6	13,5	-2,3%	1,03	-0,1%	139,1	0,7%	4,08	2,7%	91,9	3,2

O desempenho do modelo em regime permanente proposto no presente trabalho sugere que o mesmo pode ser utilizado para realização de análises de engenharia a fim de identificar potenciais para melhoria do produto, através da modificação de componentes como evaporador, condensador e tubo capilar e compressor, uma vez que foram utilizados modelos baseados nas características geométricas desses componentes. Uma vantagem em relação à metodologia proposta por Hermes *et al.* (2009b) reside na possibilidade de se avaliar os parâmetros do tubo capilar em conjunto com o modelo do sistema, ao invés de realizar a análise *a posteriori* como proposto por Hermes *et al.* (2009b). Além disso, não há necessidade de prescrever o grau de sub-resfriamento na saída do condensador, o que permite a simulação de refrigeradores onde o sub-resfriamento na saída do condensador não ocorre.

4.3. Modelo transiente do gabinete refrigerado

Devido à natureza do sistema de controle do refrigerador, é necessário determinar a evolução temporal das temperaturas dos compartimentos do gabinete refrigerado para o cálculo do regime de funcionamento do compressor. A previsão do regime transiente periódico pode fornecer uma boa estimativa do consumo de energia do refrigerador, uma vez que este regime de operação compreende a maior parte do tempo de operação do refrigerador.

O modelo para previsão das temperaturas dos compartimentos foi integrado ao modelo em regime permanente do sistema de refrigeração e então ajustado a partir da minimização do erro das temperaturas dos compartimentos freezer e refrigerador, obtidas a partir dos ensaios com portas fechadas, descritos no capítulo 2. Os parâmetros ajustados nessa etapa foram as condutâncias térmicas globais do freezer (UA_f), do refrigerador (UA_r) e do *mullion* (UA_m) e as capacidades térmicas dos compartimentos freezer (C_f) e refrigerador (C_r). O modelo utilizado para determinação dos parâmetros empregou a hipótese de superaquecimento prescrito no evaporador, igual à $0,01^\circ\text{C}$. Conforme apresentado por Borges *et al.* (2011), a utilização de um modelo quase-estático permite a modelagem de refrigeradores operando em regime transiente periódico.

Estimativas iniciais para os valores dos parâmetros evidenciaram que, em certos casos, se o ajuste do modelo é realizado a partir da simulação de apenas um ciclo, mesmo que se obtenham previsões satisfatórias para a temperatura dos compartimentos, pode haver uma tendência de que, se estendido o tempo de simulação, surja um desvio entre as médias experimentais e calculadas das temperaturas dos compartimen-

tos. Dessa forma, foi definido que o erro dado pela equação (4.1) seria calculado com base nos limites observados para as temperaturas dos compartimentos, após a simulação de alguns ciclos de operação do refrigerador.

Apenas as condições 1, 3 e 5 foram utilizadas na determinação dos parâmetros, conforme apresentado na Tabela 4.5. Conforme apresentado no capítulo 2, há pouca distinção na evolução temporal das temperaturas entre os ensaios com a mesma temperatura ambiente nos ensaios com portas fechadas. Assim, houve redução do tempo computacional necessário para a determinação dos parâmetros sem prejuízo nos resultados obtidos. Novamente, foi considerado que $T_s = T_e$ na equação (3.72). Os valores obtidos para os parâmetros em ambos os casos estão apresentados Tabela 4.6.

Tabela 4.5 – Dados utilizados na determinação dos parâmetros do modelo do gabinete

Condição <i>n</i> ^o	t_1 <i>min</i>	T_f °C	T_r °C	t_2 <i>min</i>	T_f °C	T_r °C	t_3 <i>min</i>	T_f °C	T_r °C
1	126,0	-13,8	5,3	141,3	-20,7	2,1	168,0	-13,8	5,3
3	150,0	-13,8	6,0	176,0	-20,7	2,2	200,0	-13,8	6,0
5	161,3	-13,8	5,4	219,7	-20,7	0,9	242,0	-13,8	5,4

Os dados utilizados para o cálculo do erro estão na Tabela 4.5. Os tempos indicados são para partida do compressor (t_1), desligamento do compressor (t_2) e fim do ciclo (t_3), considerando quatro ciclos completos para as condições 1 e 3 e três ciclos completos para a condição 5. As temperaturas informadas no tempo t_1 foram utilizadas como condição inicial, necessária ao modelo. As temperaturas T_f e T_r da Tabela 4.5 referem-se ao tempo informado à esquerda das mesmas.

Tabela 4.6 – Valores dos parâmetros do modelo do gabinete e do erro acumulado na otimização

C_f J/K	C_r J/K	UA_f W/K	UA_r W/K	UA_m W/K
7055	15619	0,662	1,510	0,099

Conforme apresentado na Tabela 2.6, o efeito da umidade sobre o desempenho do sistema de refrigeração é mínimo. Ainda assim, é possível, de posse dos parâmetros da Tabela 4.6 e dos dados da Tabela 2.6,

comparar as cargas térmicas latente e sensível. A carga térmica sensível pode ser estimada a partir dos valores médios das temperaturas dos compartimentos, sendo aproximadamente (Hermes *et al.*, 2009b)

$$\dot{Q}_{sen} = UA_f(T_a - T_f) + UA_r(T_a - T_r) + RTR * \dot{W}_{fan} \quad (4.2)$$

onde RTR é a fração de funcionamento do compressor e \dot{W}_{fan} a potência consumida pelo ventilador.

A carga térmica latente, por sua vez, pode ser estimada a partir de

$$\dot{Q}_l = \frac{m_{dfst} * h_{sv}}{t_{dfst}} \quad (4.3)$$

onde t_{dfst} é o tempo entre degelos. A partir das expressões (4.2) e (4.3) foram gerados dos dados da Tabela 4.7. Analisando esses dados, fica evidente que a contribuição da carga latente na carga térmica total, durante os ensaios com portas fechadas, é muito pequena, inferior à 4% em todos os casos. De fato, os valores de carga latente nas condições de 1 a 6 estão dentro das margens de erro esperadas tanto nos dados experimentais quanto nos dados gerados pelo modelo, e são inferiores até mesmo à carga térmica imposta pelo ventilador.

Tabela 4.7 – Cargas térmicas sensível e latente estimadas pelas expressões (4.2) e (4.3)

Condição n°	\dot{Q}_{sen} [W]	\dot{Q}_{lat} [W]
01	61,8	0,7
02	62,0	1,4
03	77,8	1,6
04	77,9	2,2
05	94,3	3,0
06	94,1	3,7

O desempenho do modelo na previsão das temperaturas dos compartimentos pode ser avaliado a partir da comparação da evolução temporal das temperaturas dos compartimentos obtida através dos modelos com os resultados experimentais. Nos resultados a seguir, os valores

experimentais estão representados por linhas contínuas, enquanto os dados obtidos a partir do modelo estão representados por linhas pontilhadas. O período de tempo considerado é de 90 minutos.

Vale notar que, apesar de ter sido utilizada a abordagem de superaquecimento prescrito durante a determinação dos parâmetros do gabinete, por questões de tempo computacional, é possível utilizar esses valores no modelo considerando superaquecimento variável, que foi utilizado para obter os resultados que serão apresentados a seguir. O modelo com superaquecimento variável depende de duas condições iniciais adicionais, conforme apresentado no capítulo 3. Assim, foi assumido que, na partida do compressor, $\zeta^0=L_e$, ou seja, que o evaporador está totalmente preenchido por líquido no início do ciclo, e que, $\dot{m}^0=3,8\text{kg/h}$.

Nas Figuras 4.4, 4.5 e 4.6 estão apresentados os resultados para as simulações em temperatura ambiente de 25°C , 32°C e 38°C respectivamente, assim como os resultados experimentais correspondentes. Nota-se boa concordância entre os valores experimentais e calculados. Em geral, há uma leve tendência de superestimar a duração do ciclo ligado do compressor, enquanto a duração total do ciclo simulada praticamente coincide com a observada experimentalmente.

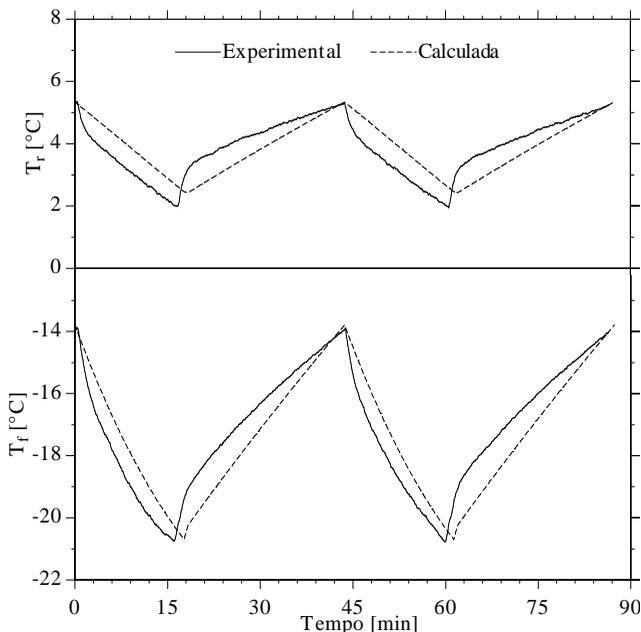
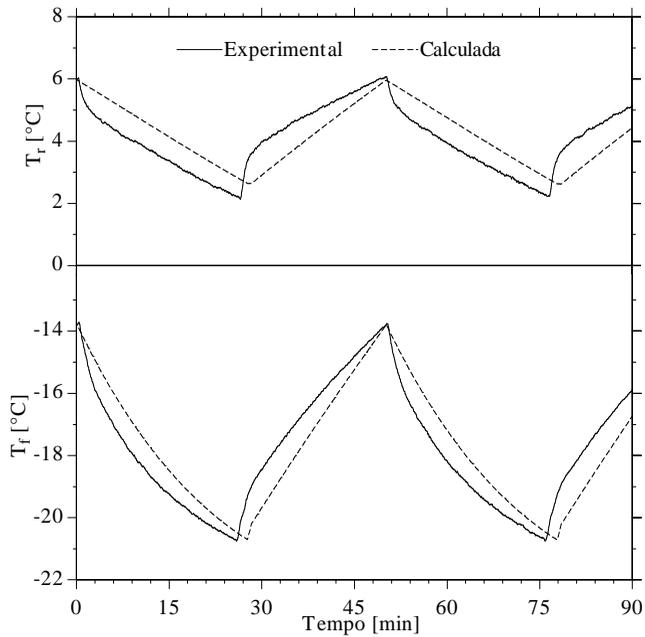
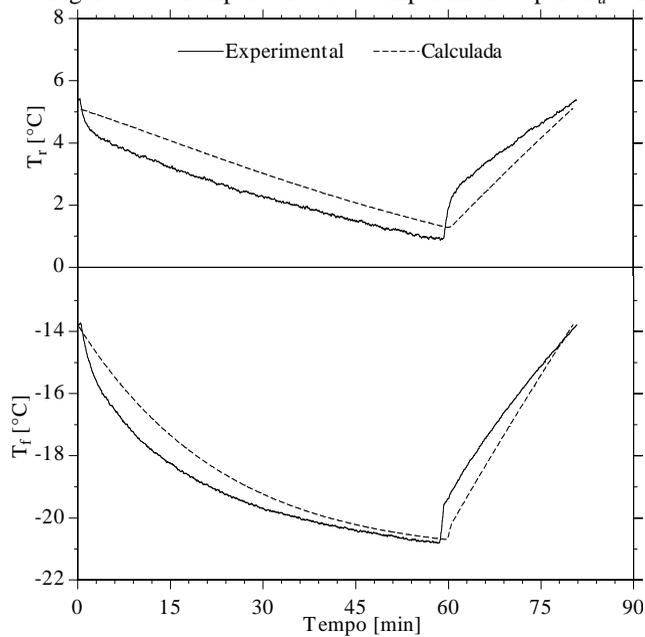


Figura 4.4 – Temperaturas dos compartimentos para $T_a=25^\circ\text{C}$

Figura 4.5 – Temperaturas dos compartimentos para $T_a=32^\circ\text{C}$ Figura 4.6 – Temperaturas dos compartimentos para $T_a=38^\circ\text{C}$

Ainda que se observe uma boa concordância entre os resultados obtidos pelo modelo, é possível justificar as diferenças observadas entre os valores experimentais e calculados. Na modelagem foi considerado um volume de controle único para cada compartimento refrigerado, ou seja, foi desconsiderada a diferença de temperatura entre as paredes do compartimento refrigerado e o ar em seu interior. Uma vez que foram medidas as temperaturas do ar contido nos compartimentos, há certos gradientes de temperatura entre as paredes e o ar, provocados pela atuação do sistema de refrigeração e pelo ligamento ou desligamento do ventilador, especialmente nos instantes iniciais após a partida e após o desligamento do compressor.

Além das temperaturas dos compartimentos, é possível avaliar a capacidade do modelo em prever as pressões de condensação e evaporação para as condições 1 (Figura 4.7), 3 (Figura 4.8) e 5 (Figura 4.9). É possível observar uma tendência, pelo modelo, de se superestimar a pressão de condensação no início do ciclo. As diferenças são atribuídas, em especial, ao fato de que o modelo não prevê a distribuição da massa de refrigerante e a inércia térmica do compressor e do condensador, com outros efeitos transientes exercendo papel secundário.

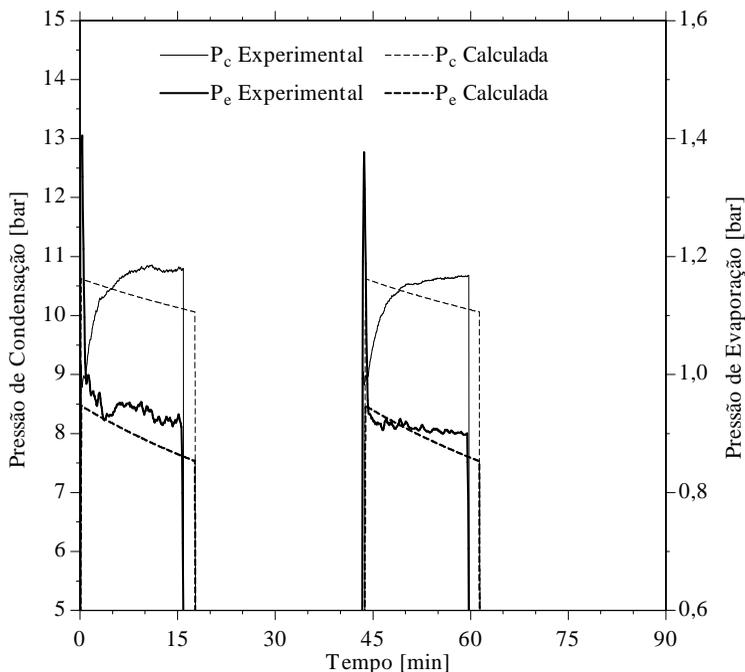


Figura 4.7 – Pressões de condensação e evaporação para $T_a=25^\circ\text{C}$

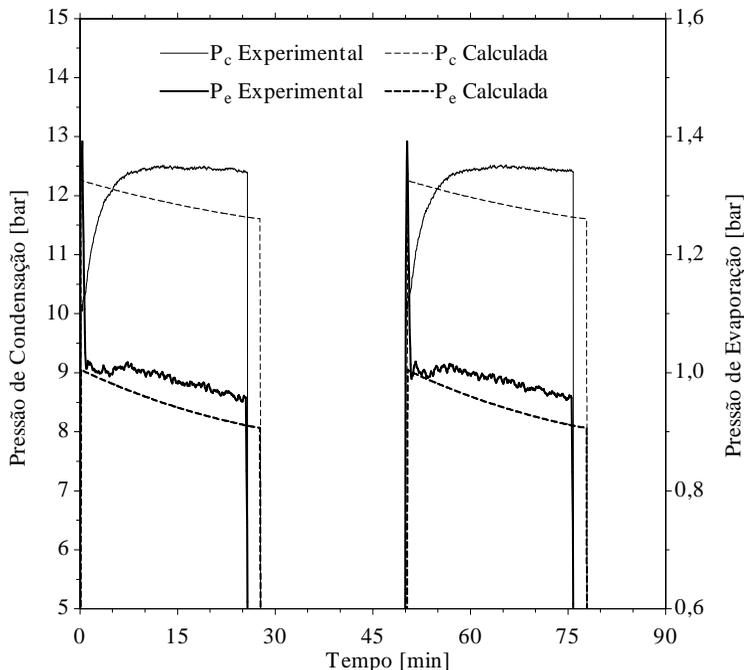


Figura 4.8 – Pressões de condensação e evaporação para $T_a=32^\circ\text{C}$

A tendência gerada pelo modelo, de pressões decrescentes durante o ciclo, de fato tende a surgir durante os experimentos, conforme discutido no capítulo 2. De qualquer forma, apesar de haver nessa fase a correta previsão da tendência observada experimentalmente, ainda assim se observam diferenças nos níveis de pressão, que nessa fase se invertem em relação às diferenças observadas no início do ciclo, já que nessa fase a pressão de condensação calculada é menor que os valores experimentais. Nesse período a diferença pode ser atribuída aos erros associados às correlações dos modelos do capilar e do condensador e ao fato do modelo em regime permanente ter sido ajustado para prever a pressão média, já que os efeitos transientes de aquecimento dos componentes tendem a ser menos significativos em relação às variações na temperatura de retorno do evaporador e ao avanço da frente de líquido no evaporador, que foram modelados.

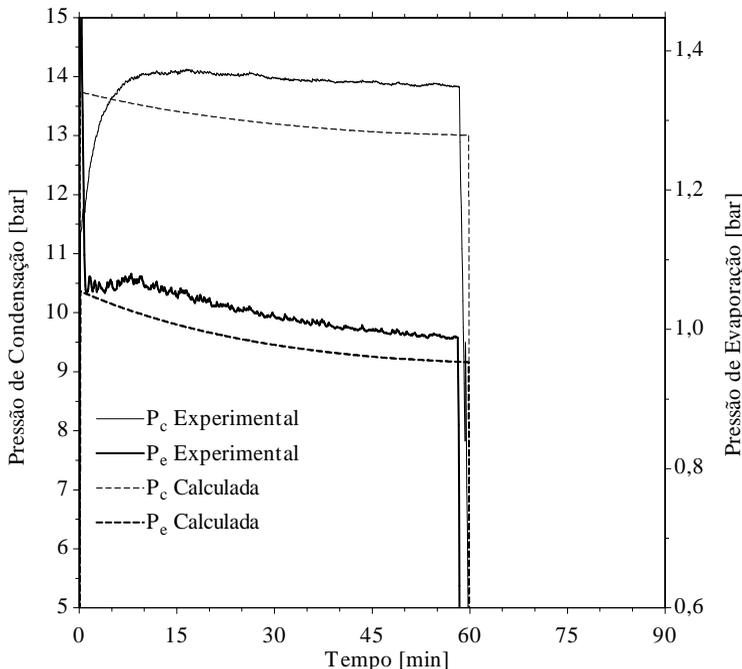


Figura 4.9 – Pressões de condensação e evaporação para $T_a=38^\circ\text{C}$

A despeito das diferenças observadas, o erro nas previsões da pressão de condensação em cada instante de tempo, é inferior à 10% em pelo menos 90% do tempo do ciclo para todos os casos simulados, e o erro na estimativa da pressão média do ciclo, por sua vez, é inferior à 5%. A pressão de evaporação prevista pelo modelo apresenta diferenças inferiores à 10%, em relação aos valores experimentais, exceto para o pico de partida, que dura cerca de 30 segundos, ou menos seja, menos de 4% do tempo total do período ligado do compressor em todos os casos testados.

De fato, o modelo não foi desenvolvido para prever com exatidão os instantes iniciais dos períodos de compressor ligado e desligado, pois nesses períodos as características transientes não contempladas pelo modelo se sobressaem. O modelo permite, ainda assim, a obtenção de um panorama geral sobre o desempenho do refrigerador ao longo do ciclo. Para o presente trabalho, especial atenção foi despendida nos aspectos que concernem à pressão de evaporação, pois a previsão acurada dessa variável está intimamente ligada ao desempenho do modelo na previsão das temperaturas dos compartimentos e da formação, crescimento e adensamento de geada no evaporador.

A previsão da potência consumida pelo compressor, conforme pode ser observado nas Figuras 4.10, 4.11 e 4.12, é adequada para todas as condições consideradas. A condição de temperatura ambiente de 25°C apresenta maiores desvios aparentes. As tendências calculadas, frente às experimentais, estão, em geral, alinhadas, exceto nos instantes iniciais de cada ciclo. Os níveis de potência aparecem levemente subestimados nas três condições simuladas.

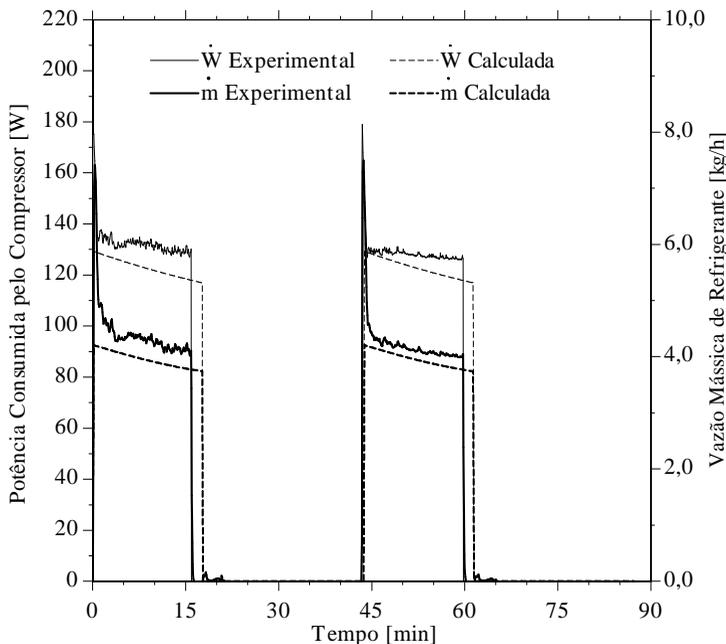


Figura 4.10 – Potência do compressor e vazão mássica de refrigerante para $T_a=25^\circ\text{C}$

A vazão mássica de refrigerante prevista pelo modelo apresenta valores satisfatoriamente próximos aos valores obtidos experimentalmente. Nota-se divergências apenas nos instantes iniciais, por conta do pico de partida, e nos instantes finais, em virtude do erro associado à previsão da temperatura do compartimento do freezer, que é utilizada como referência para atuação e desligamento do compressor. Assim como a potência consumida pelo compressor, nota-se uma tendência em se subestimar a vazão mássica de refrigerante em todas as condições simuladas, ainda que, novamente, tais diferenças sejam pequenas.

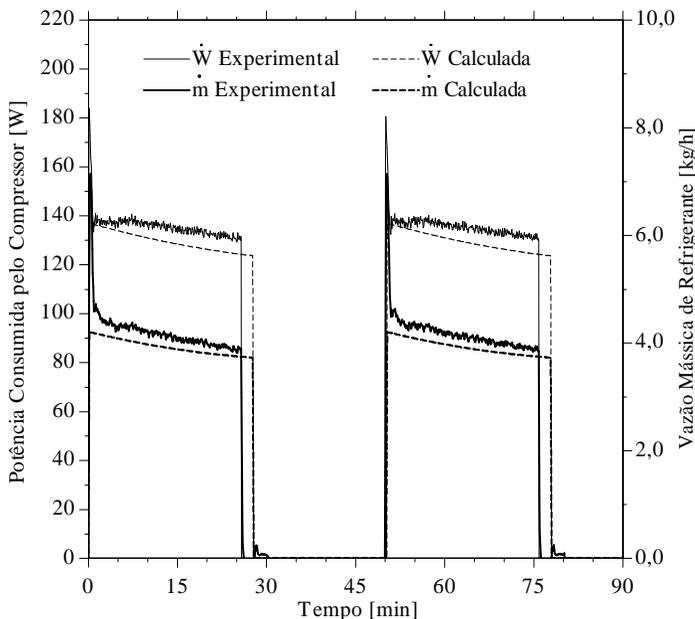


Figura 4.11 – Potência do compressor e vazão mássica de refrigerante para $T_a=32^\circ\text{C}$

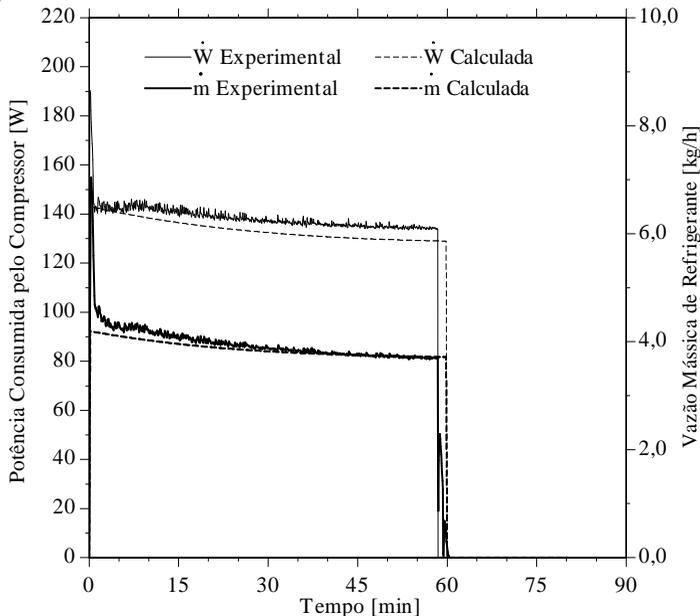


Figura 4.12 – Potência do compressor e vazão mássica de refrigerante para a condição de temperatura ambiente de 38°C

O erro máximo na previsão da potência consumida pelo compressor durante o ciclo, excluindo-se o pico de partida, é inferior à 10% em todos os casos avaliados. Para a vazão mássica o erro permanece inferior à 5% para todas as condições durante todo o período avaliado, exceto nos picos de partida. De fato, a tendência de se subestimar os patamares de potência consumida e vazão mássica está intimamente ligada às previsões observadas para as pressões de condensação e evaporação.

A partir do modelo até aqui concebido, é possível computar o consumo de energia para o regime transiente periódico de operação, uma vez que é possível determinar não somente a potência média consumida pelo compressor mas também sua fração de funcionamento. O consumo de energia do refrigerador, em kWh/mês, é obtido a partir da seguinte expressão:

$$CE = 2 + 0,72(W_{fan}RTR_{fan} + \bar{W}RTR) \quad (4.4)$$

Na expressão (4.4), o valor constante igual à 2 indica o consumo de *stand-by* do refrigerador, \bar{W} é a potência média do compressor, W_{fan} a potência do ventilador, assumida igual à 7W, e RTR_{fan} e RTR são as frações de funcionamento do ventilador e do compressor, respectivamente. Os valores obtidos a partir da expressão (4.4), tanto para o modelo com superaquecimento prescrito quanto variável, e os valores experimentais, estão mostrados na Tabela 4.8. Enquanto o erro na previsão do consumo de energia permaneceu abaixo dos 3%, o erro na previsão da fração de funcionamento esteve abaixo dos 6%, níveis considerados satisfatórios.

Tabela 4.8 – Consumo de energia experimental e calculado pelos modelos com superaquecimento prescrito e variável

Experimental		Superaq. prescrito				Superaq. variável			
RTR [-]	CE [kWh/mês]	RTR [-]	$Erro$ [%]	CE [kWh/mês]	$Erro$ [%]	RTR [-]	$Erro$ [%]	CE [kWh/mês]	$Erro$ [%]
0,381	38,8	0,402	5,5%	40,1	-0,3%	0,404	6,0%	39,7	2,3%
0,522	55,5	0,551	6,0%	56,8	2,3%	0,550	5,3%	56,0	0,9%
0,720	77,4	0,748	3,9%	78,4	1,3%	0,745	3,4%	77,4	0,0%

O desempenho do modelo na previsão do consumo de energia do refrigerador, em ambas as abordagens para o superaquecimento no eva-

porador, é consistente com as margens de erro esperadas tanto para as diferentes correlações utilizadas quanto para os dados experimentais. Quanto às hipóteses adotadas para se constituir o modelo, as mesmas levam também a erros na ordem dos observados nos resultados obtidos, uma vez que o impacto relativo à operação cíclica do compressor no consumo de energia é da ordem de 1 a 10%, a depender da fração de funcionamento (Krause e Bullard, 1997). Por conta da simplicidade do modelo com superaquecimento prescrito, o código computacional desenvolvido é capaz de simular o funcionamento do refrigerador a uma taxa de cerca 3min/s, ou seja, uma hora em 20 segundos, em um computador convencional. O código computacional com superaquecimento variável no evaporador tem um tempo computacional cerca de dez vezes maior, mas ainda cerca de 20 vezes mais rápido que o experimento.

4.4. Modelo com Abertura de Portas e Formação de Geadas

Durante os ensaios com abertura de portas, o crescimento e adensamento da geada e a carga térmica latente passam a afetar de maneira significativa o desempenho do refrigerador. Todos os componentes do modelo descritos no capítulo 3 foram integrados aos códigos computacionais utilizados na obtenção dos resultados apresentados a seguir.

O modelo para o cálculo da formação e adensamento da camada de geada sobre o evaporador, como proposto, depende da densidade da geada como condição inicial. Uma vez que correlação para a densidade da geada foi considerada na forma da equação (3.99), há uma dificuldade em se definir as condições existentes no início da formação de geada após o degelo. O evaporador passa por um transiente nesse período e, nos primeiros minutos após o degelo, ocorrem fortes gradientes de temperatura, uma vez que o nível de superaquecimento é elevado e o evaporador não se encontra totalmente seco, já que o processo de degelo não remove totalmente as gotas de água remanescentes após o processo de degelo. O compartimento do evaporador pode conter ar saturado ou mesmo névoa durante o período em que se inicia o processo de formação de geada, já que o ar permanece por três minutos estagnado nessa região, enquanto o compressor entra em operação com o ventilador desligado. Por esses e outros aspectos, foi descartada a possibilidade de utilização das correlações disponíveis na literatura.

O conjunto de parâmetros desconhecidos do modelo completo compreende os modelos para computo da vazão mássica de ar durante a abertura de portas, (K_f e K_r), os volumes equivalentes do modelo de umidade (ϕ_f e ϕ_r), a densidade inicial da camada de geada e o coefi-

ente b , necessário na expressão (3.102) utilizada no cálculo do fluxo de massa de adensamento da geada, que faz parte do conjunto de equações utilizadas para modelagem do crescimento e adensamento da geada e da transferência de calor no evaporador.

Os dados experimentais obtidos nos ensaios nas condições 7, 8 e 9 foram utilizados para estimativa dos parâmetros e validação do modelo. A necessidade simular cerca de 20 horas de operação do refrigerador com o modelo completo, aliado ao grande número de iterações necessárias à determinação dos oito parâmetros de forma simultânea a partir de técnicas similares àquelas utilizadas nas etapas anteriores de ajuste do modelo, tornou o tempo computacional dessa tarefa proibitivo, de modo que os parâmetros foram obtidos por tentativa e erro.

O coeficiente b , que pode ser entendido como um coeficiente de adensamento da geada, teve seu valor assumido em 0,5, de modo a ajustar os patamares de perda de carga dos ciclos de aberturas de portas. Os coeficientes de descarga K_f e K_r , necessários ao modelo para cômputo da vazão mássica de ar trocada pelos compartimentos durante as aberturas de portas pela equação (3.133), foram estimados com valores de 0,35 e 0,13, respectivamente, de modo a aproximar a evolução temporal das temperaturas dos seus referidos compartimentos durante os períodos de aberturas de portas. Os coeficientes do modelo de umidade, por sua vez, foram estimados no valor de 10 para ϕ_f e 1,5 para ϕ_r com base na evolução temporal das umidades experimentais.

Quanto à densidade inicial da geada, a mesma foi estimada com base na perda de carga do ar no evaporador. Foi observado que o valor de densidade de 75 kg/m^3 permitiu ao modelo prever satisfatoriamente as perdas de carga nos três ensaios considerados. Tal observação sugere que, apesar das diferenças entre as condições experimentais, as condições em que se inicia a formação de geada no evaporador são semelhantes, o que pode estar associado tanto ao fato de que o processo de degelo ocorre até uma temperatura pré-determinada quanto pelo fato de que o ventilador não é acionado nos minutos iniciais de operação do compressor. Além disso, o avanço gradual da frente de líquido no evaporador durante o transiente pós-degelo pode fazer com que a camada de geada que se forma nos instantes iniciais seja semelhante nas diferentes condições testadas.

Os valores de ζ^o e \dot{m}^o , necessários ao modelo com superaquecimento variável, foram estimados em $0,6L_e$ e 5 kg/h , respectivamente. Esses valores foram estimados de forma a melhor prever o período inicial dos experimentos. Após a ciclagem do compressor, volta a se em-

preparar os valores utilizados nas simulações do período transiente periódico, ou seja, $\zeta^o = L_e$ e $\dot{m}^o = 3,8\text{kg/h}$.

A evolução temporal da umidade obtida pelo modelo com superaquecimento variável, em relação à obtida experimentalmente, para a condição 7, podem ser vistas na Figura 4.13. É possível notar a capacidade do modelo em prever os níveis de umidade, durante os períodos de abertura de portas, de maneira satisfatória, ainda que o mesmo não capte os picos de umidade durante o período de aberturas de portas tampouco o comportamento da umidade nos períodos entre os ciclos de aberturas de portas.

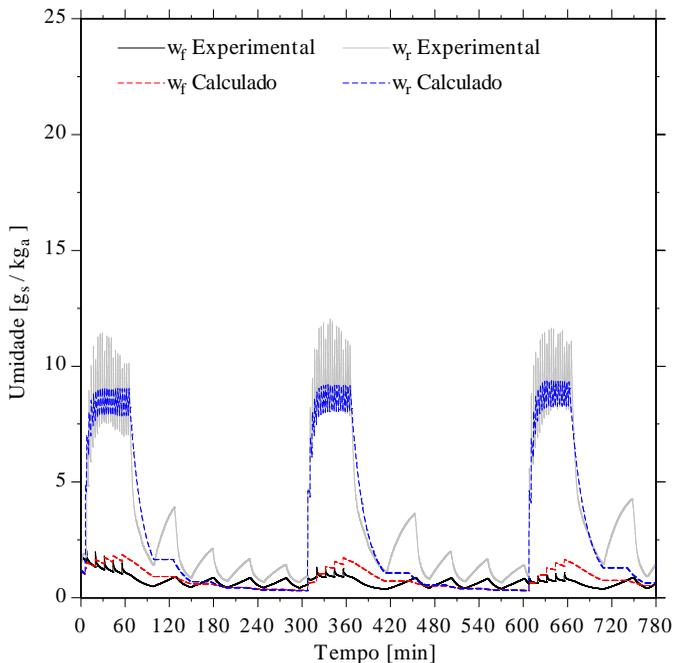


Figura 4.13 – Umidade experimental e calculada, condição 7

Tais diferenças, que são também observadas na Figura 4.14, são esperadas, devido às simplificações do modelo e às características do experimento. As diferenças que se apresentam no período em que não há aberturas de portas, em especial, são decorrentes da não modelagem da infiltração de umidade através das gaxetas e válvula quebra-vácuo do gabinete e da estratificação que ocorre no interior dos compartimentos refrigerados durante os experimentos, em especial durante o período de compressor desligado.

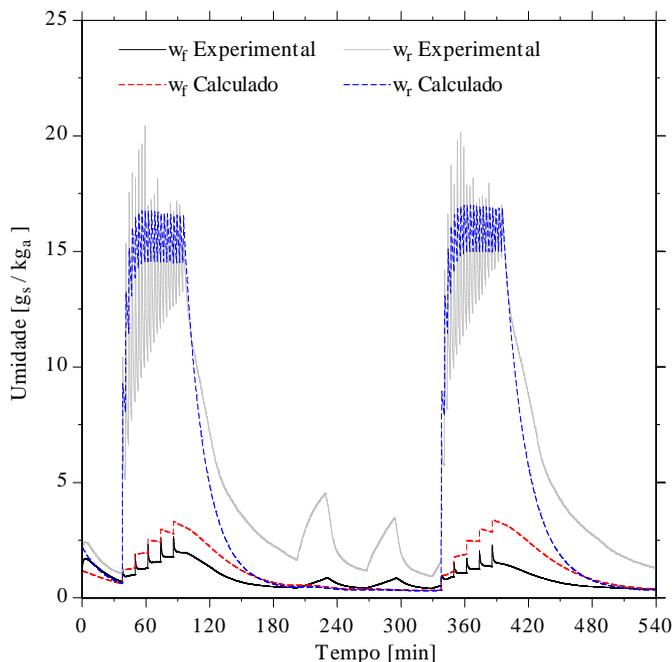


Figura 4.14 – Umidade experimental e calculada, condição 8

Os resultados sugerem, no entanto, que o modelo proposto para a umidade dos compartimentos, a despeito de sua simplicidade, é capaz de captar as principais tendências observadas experimentalmente, já que os patamares de umidade, em especial do compartimento refrigerador, apresentaram valores bastante similares aos patamares experimentais. A umidade calculada para o compartimento freezer apresentou maiores discrepâncias em relação aos valores experimentais, em virtude das características distintas do comportamento da umidade desse compartimento, como o baixo nível de umidade absoluta que se apresenta nesse compartimento mesmo durante os ciclos de abertura de portas e à sua operação próxima à condições de saturação.

Para a condição 9, observa-se na Figura 4.15 uma melhor concordância na previsão da umidade do freezer, em relação as demais condições, como contrapartida à um maior afastamento da umidade calculada para o refrigerador em relação aos valores experimentais.

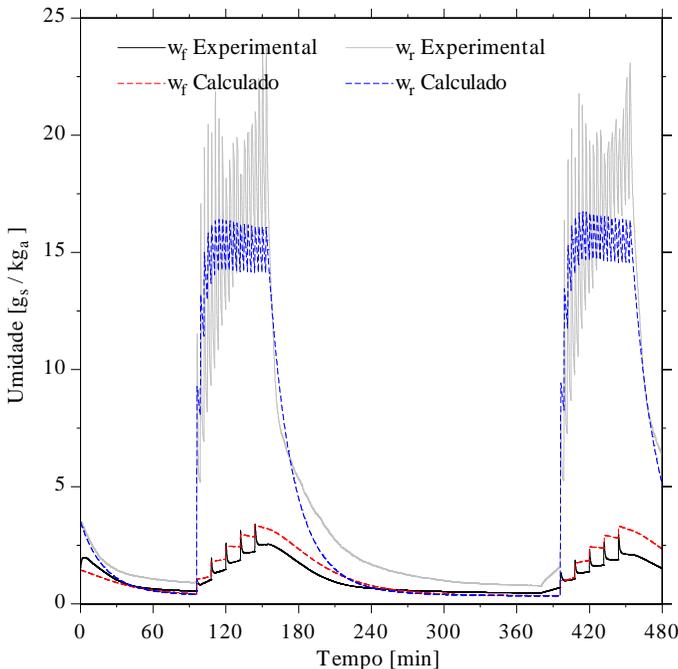


Figura 4.15 – Umidade experimental e calculada, condição 9

Alternativamente ao modelo de umidade, foi avaliada a resposta do modelo considerando a prescrição da umidade dos compartimentos com os dados experimentais, ou seja, para cada passo de tempo foi assumido o respectivo valor experimental de umidade dos compartimentos freezer e refrigerador. Tal abordagem teve como objetivo avaliar os efeitos das limitações do modelo de umidade na previsão da perda de carga e da massa de geada acumulada no evaporador. Como pode ser observado na perda de carga através do evaporador na condição 8 (Figura 4.16), há razoável concordância entre as abordagens considerando umidade experimental e calculada em relação aos valores experimentais. O uso do modelo de umidade permitiu uma melhor previsão do comportamento da perda de carga de um modo geral, tanto durante o período em que ocorreram as aberturas de portas quanto no período de operação com portas fechadas. A perda de carga através do evaporador para as demais condições apresentou comportamento similar nas duas abordagens. Variáveis como as pressões de condensação e evaporação apresentaram comportamentos similares em ambos os casos, e não serão apresentados. Vale notar que a previsão menos precisa do modelo, quando empregados valores experimentais para as umidades absolutas

dos compartimentos, são devidas às características da instrumentação. Espera-se que, ao se realizar experimentos com mais pontos de medição de umidade, tais erros sejam reduzidos.

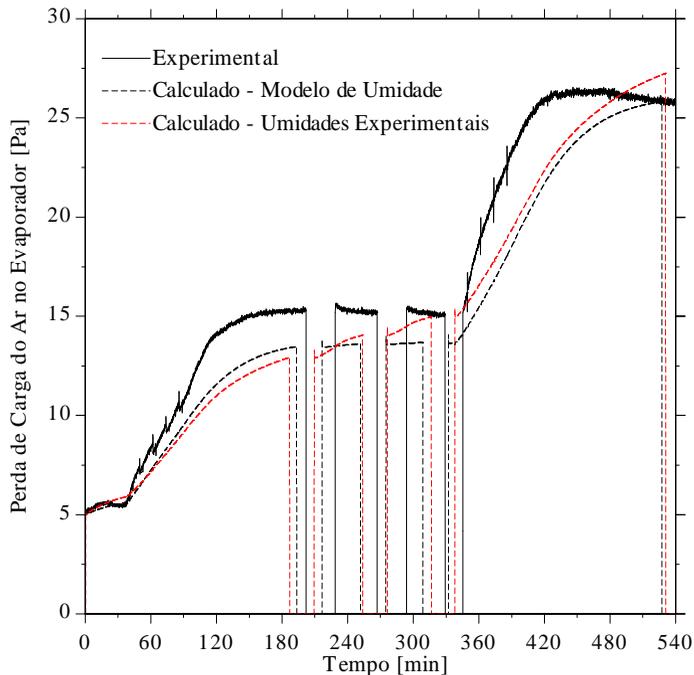


Figura 4.16 –Perda de carga do ar no evaporador considerando as umidades experimental e calculada, condição 8

É importante observar a necessidade de modelar a variação do superaquecimento no evaporador. Utilizando o modelo com superaquecimento prescrito, é possível obter o resultado mostrado na Figura 4.17, onde se observam discrepâncias consideráveis nas pressões de condensação e evaporação nos períodos com aberturas de portas dos compartimentos. Nos períodos em que não há aberturas de portas, as pressões apresentam diferenças semelhantes às já observadas na validação dos modelos com portas fechadas. Vale ressaltar que tais valores são obtidos mesmo que para outras variáveis, como a perda de carga no evaporador, os resultados obtidos com superaquecimento prescrito sejam razoavelmente próximos aos valores experimentais.

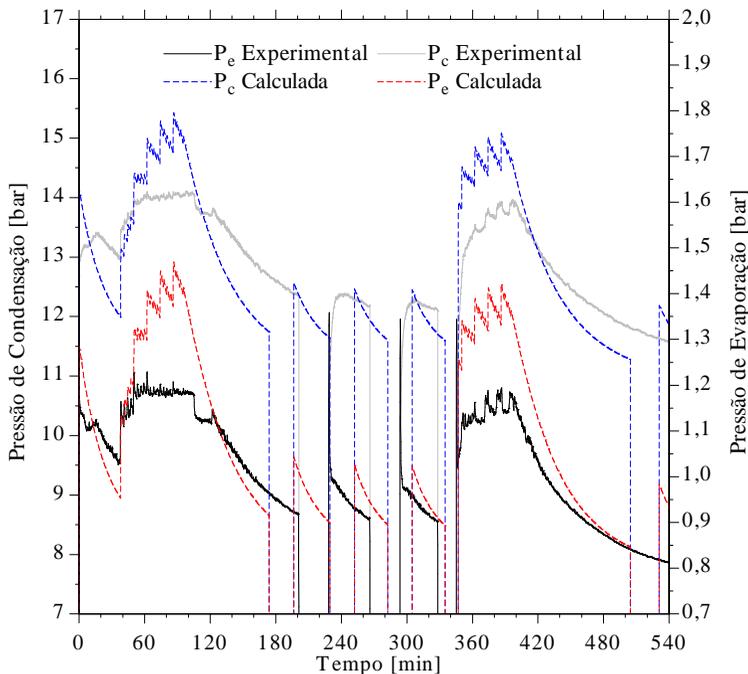


Figura 4.17 – Pressões de condensação e evaporação obtidas pelo modelo com superaquecimento prescrito, condição 8

O modelo com superaquecimento variável, por sua vez, apresentou tendências mais próximas às observadas experimentalmente, em especial nos períodos durante o ciclo de aberturas de portas e no período de recuperação após o ciclo de aberturas. É possível notar na Figura 4.18 que a pressão de evaporação calculada para a condição 7 apresenta comportamento similar ao observado experimentalmente durante os ciclos de abertura de portas, assim como oscilações de pequena amplitude que também podem ser observadas nos dados experimentais. Após cada ciclo de aberturas de portas, a recuperação da pressão aos níveis de regime transiente periódico pôde ser prevista de maneira satisfatória. Quanto à pressão de condensação, há certos desvios nas tendências calculadas pelo modelo, e os patamares de pressão observados durante os ciclos de abertura de portas ficaram abaixo dos observados experimentalmente, ainda que as diferenças sejam inferiores à 10%.

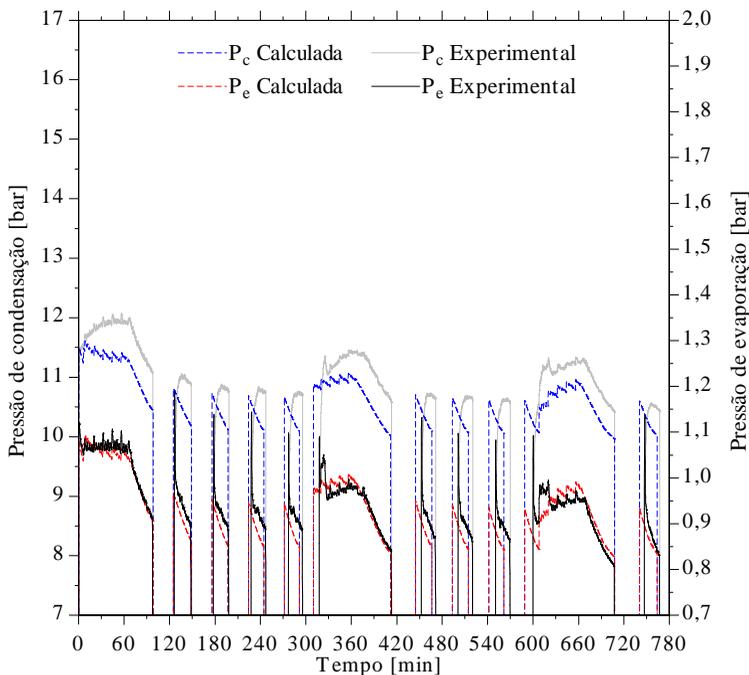


Figura 4.18 – Pressões experimental e calculadas na condição 7

Para os resultados obtidos nas condições 8 e 9, apresentados nas Figuras 4.19 e 4.20, respectivamente, as diferenças são similares às observadas na condição 7. Novamente se observa uma previsão bastante próxima da pressão de evaporação e uma tendência de subestimar a pressão de condensação, ainda que dentro de uma margem de erro de 10%. O erro aproximadamente constante na previsão da pressão de condensação pode ser creditado ao erro associado à correlação do coeficiente de transferência de calor no condensador, à correlação utilizada para cálculo da transferência de calor no compressor e à efeitos de confinamento desses componentes, que podem ocorrer durante o experimento e prejudicam a transferência de calor de ambos.

Vale ressaltar que esses erros não invalidam o uso das correlações aqui empregadas, já que as diferenças permaneceram dentro de margens esperadas, particularmente por conta das diversas hipóteses simplificativas utilizadas no desenvolvimento do modelo.

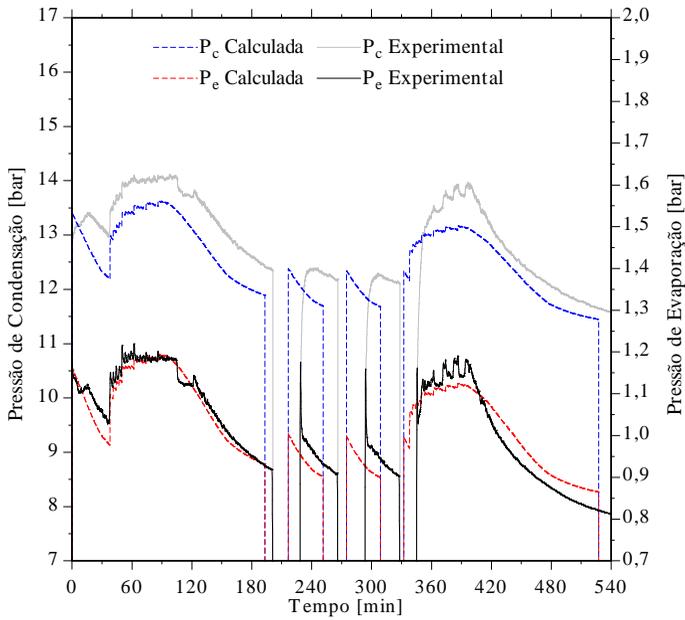


Figura 4.19 – Pressões experimental e calculada na condição 8

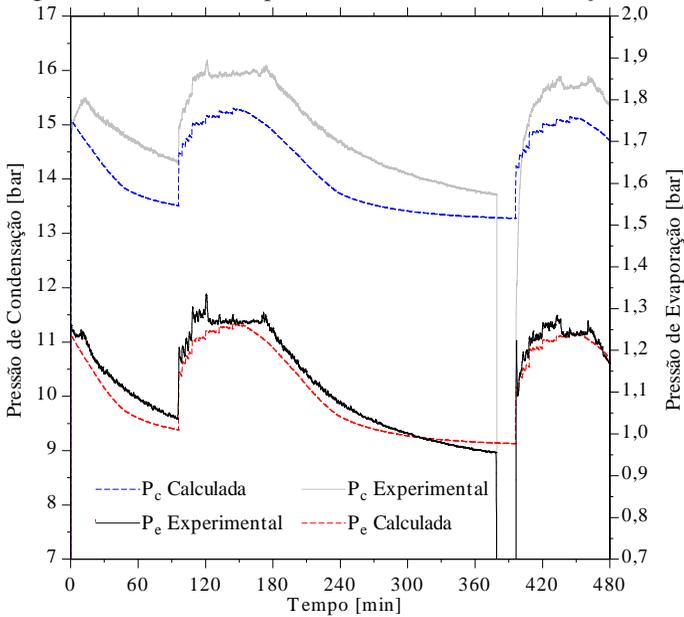


Figura 4.20 – Pressões experimental e calculada na condição 9

A previsão da temperatura dos compartimentos para os ensaios nas condições 7, 8 e 9 podem ser vistas nas figuras 4.21 à 4.23. Em (a) estão as s calculadas e medidas experimentalmente, para o período total simulado. Em (b) são mostrados as temperaturas e umidades em um período de 90 minutos, que compreende um ciclo de aberturas de portas. É possível notar uma boa concordância para a temperatura do compartimento freezer durante todo o período do ensaio. Nota-se que há uma tendência do modelo em prever valores menores para a temperatura do refrigerador nos períodos entre ciclos de aberturas de portas, ao observar em (a) a temperatura do compartimento refrigerador. Tal comportamento pode ser decorrente de uma variação na fração de vazão de ar que é insuflada em cada compartimento. Conforme há acúmulo de geada no evaporador, pode haver pequenas variações na fração de vazão insuflada no compartimento refrigerador, já que há uma tendência de maior formação de geada nas regiões do evaporador expostas ao ar desse compartimento. Como a vazão de ar para esse compartimento é baixa, essa variação, mesmo que pequena, pode causar o desvio observado. Não é esperado que este erro esteja associado exclusivamente às incertezas do modelo, uma vez que o mesmo foi capaz de prever adequadamente as temperaturas do compartimento durante o regime transiente periódico, conforme apresentado na sessão anterior.

As demais diferenças entre a temperatura e umidade experimentais e calculados, apresentados nas figuras 4.21(b), 4.22(b) e 4.23(b), são comuns a todas as condições. Nota-se que o modelo não é capaz de prever os picos de temperatura e umidade que se desenvolvem logo após a abertura de porta. Estes picos são mais claros na temperatura do freezer e na umidade do compartimento refrigerador e mais brandos para a umidade do freezer e para a temperatura do compartimento refrigerador. O modelo apresenta limitações em prever esses picos de curta duração pois foi considerado um volume de controle único para o ar e as paredes do refrigerador, de modo que as estratificações entre a temperatura do ar e das paredes dos compartimentos que surgem no período em que a porta é aberta não são captadas pelo mesmo.

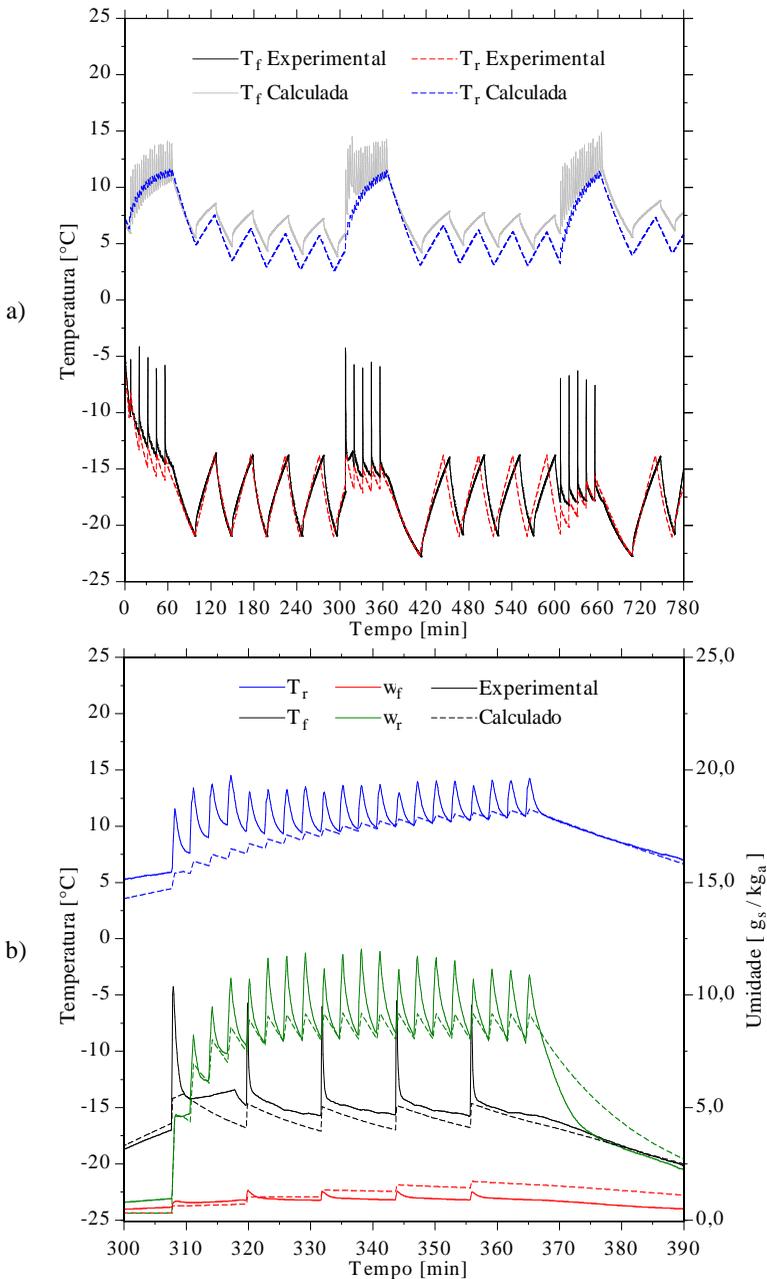


Figura 4.21 – Temperatura e umidade experimentais e calculadas pelo modelo, condição 7

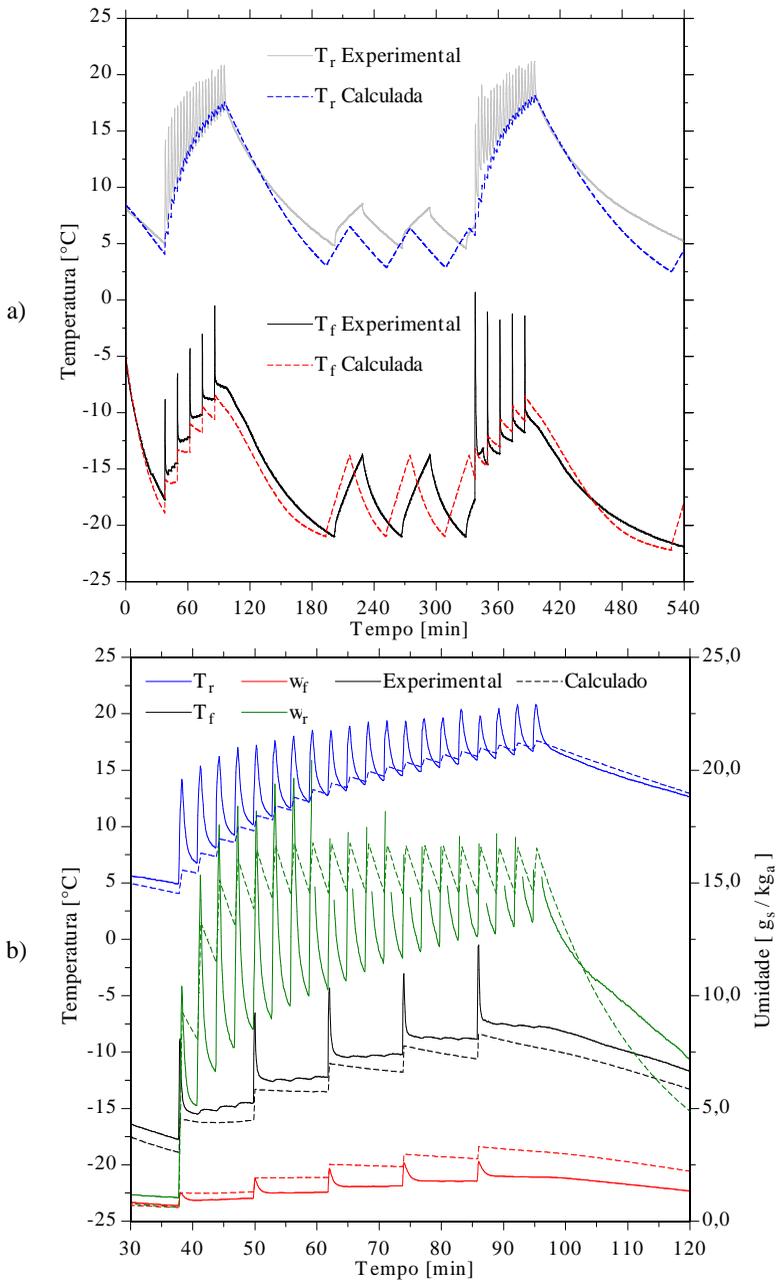


Figura 4.22 – Temperatura e umidade experimentais e calculadas pelo modelo para a condição 8

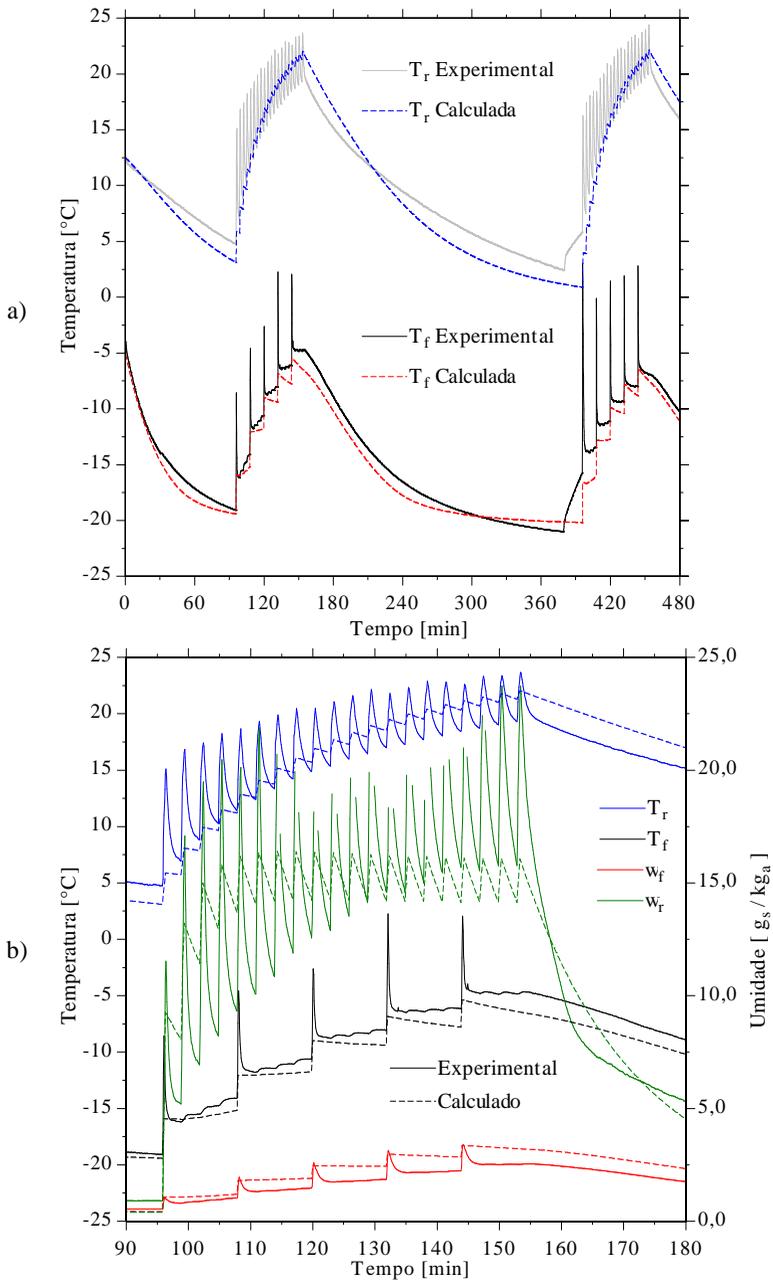


Figura 4.23 – Temperatura e umidade experimentais e calculadas pelo modelo para a condição 9

Ainda assim, é razoável considerar uma aderência satisfatória do modelo de temperatura e umidade dos compartimentos, assim como do modelo para o cômputo da vazão mássica que entra no gabinete durante a aberturas de portas, já que, exceto para os picos já mencionados, há boa previsão do efeito de aumento da umidade e da temperatura decorrentes das aberturas de portas. É importante salientar que, para a abordagem utilizada na modelagem do gabinete refrigerado, ajustar os parâmetros da equação da vazão mássica decorrente da abertura de porta para prever o pico de temperatura logo que se abre a porta levaria à uma superestimação da carga térmica decorrente dessas aberturas. De fato, o modelo, como posto, é capaz de captar os efeitos da abertura de portas em uma escala de tempo de minutos, e não de segundos. Devido à elevada inércia térmica do gabinete refrigerado, entende-se que tal característica não limita significativamente o uso da abordagem adotada no presente trabalho. Com exceção dos picos de temperatura, as diferenças na temperatura dos compartimentos, do modelo para o experimento, permaneceram inferiores à $\pm 2^\circ\text{C}$.

A vazão mássica e a potência consumida pelo compressor apresentaram boa concordância com os dados experimentais. Para a condição 7, pode ser observado na Figura 4.24 valores bastante próximos para estas variáveis durante todo o período considerado, com exceção dos picos de partida do compressor. Para as condições 8 e 9, respectivamente representadas nas Figuras 4.25 e 4.26, há maiores diferenças, possivelmente em consequência dos valores calculados para as pressões de condensação e evaporação. Em ambas as condições as diferenças são maiores no período de recuperação após o ciclo de aberturas de portas, com a vazão mássica apresentando maiores diferenças em relação aos valores experimentais que a potência consumida pelo compressor. Mais uma vez, os erros são inferiores à 10%, o que é considerado satisfatório.

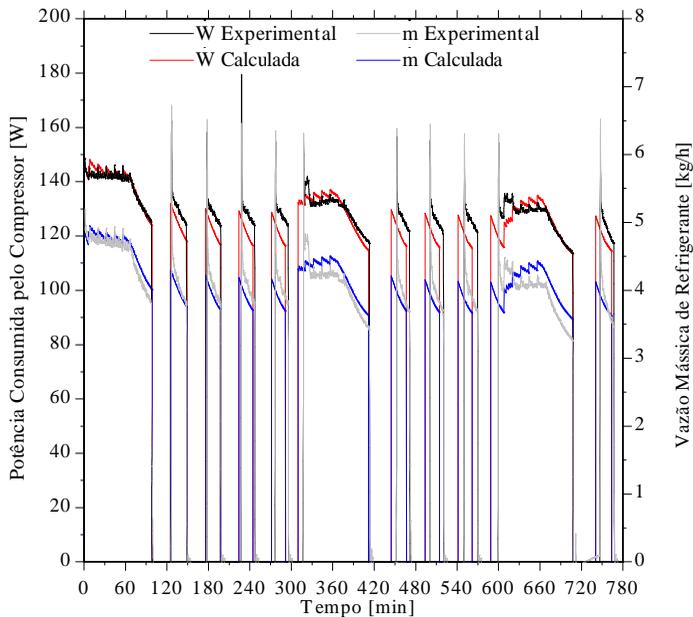


Figura 4.24 – Potência e vazão mássica experimentais e calculadas, condição 7

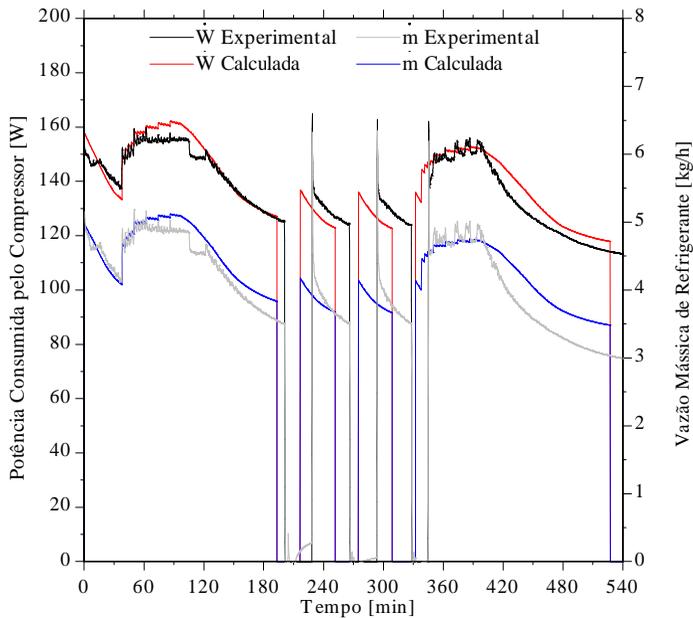


Figura 4.25 – Potência e vazão mássica experimentais e calculadas, condição 8

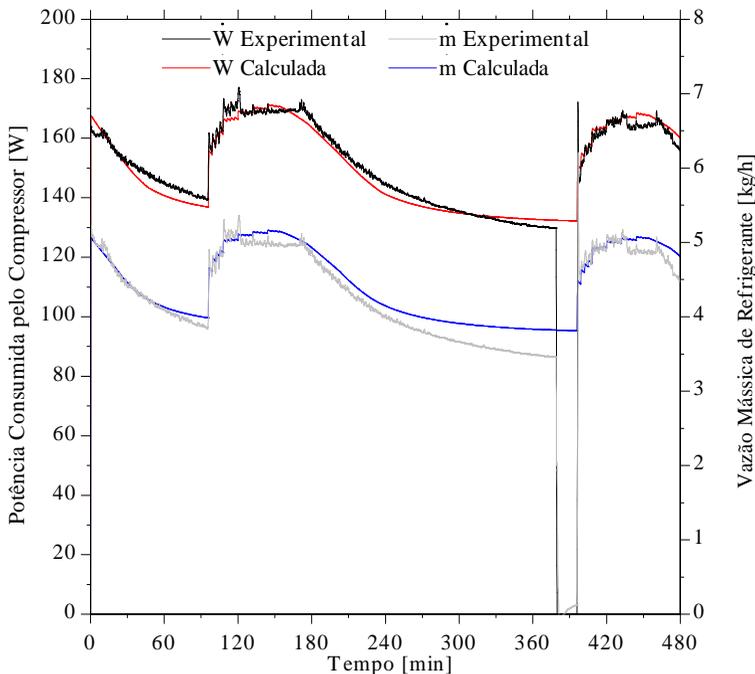


Figura 4.26 – Potência do compressor e vazão mássica experimentais e calculadas, condição 9

A previsão da perda de carga através do evaporador para a condição 7 está apresentada na Figura 4.27. O modelo não é capaz de prever o comportamento durante o período entre os ciclos de abertura de portas, por conta de uma provável sublimação da geada depositada no evaporador, conforme discutido no capítulo 2. Já na Figura 4.28, onde se tem a de perda de carga através do evaporador para o ensaio na condição 9, nota-se que as diferenças ocorrem principalmente no período entre ciclos de abertura, em especial nos primeiros 90 minutos. Nesse caso, há um aumento na perda de carga maior que o observado experimentalmente, possivelmente porque o modelo de umidade, associado aos valores iniciais de umidade dos compartimentos, que foram tomados dos valores experimentais, provocam uma estimativa elevada da massa de vapor d'água presente no interior do refrigerador após o degelo. Esse efeito se mostrou significativo apenas para a condição 9, enquanto que para as demais condições houve previsões mais consistentes do comportamento da perda de carga no período inicial de cada teste.

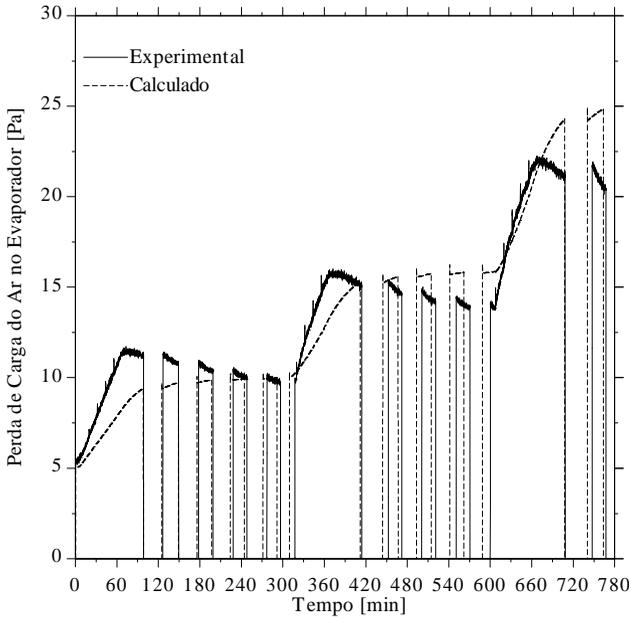


Figura 4.27 – Perda de carga através do evaporador na condição 7

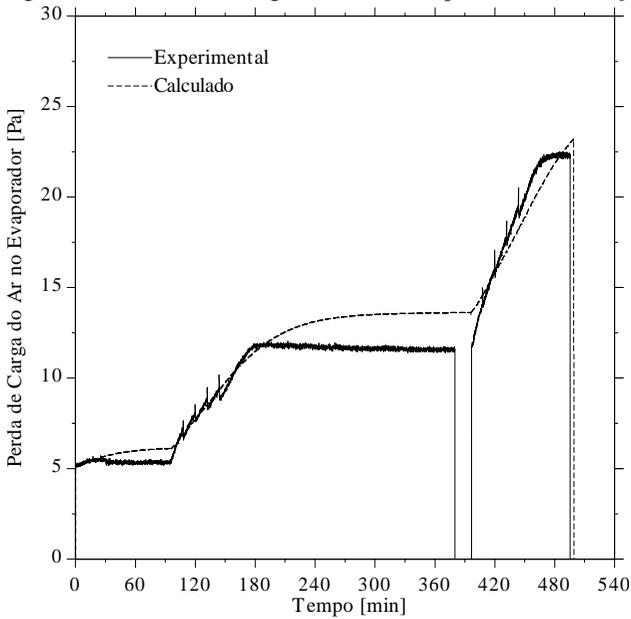


Figura 4.28 – Perda de carga através do evaporador na condição 9

Em todos os casos, além das limitações do modelo de umidade, a própria discretização do evaporador pode levar às diferenças observadas na perda de carga através do evaporador. No refrigerador testado, o ar que retorna dos compartimentos refrigerados não passa por uma mistura completa antes de escoar através do evaporador. Assim, há tendência de deposição de geada em maiores quantidades na região central do evaporador, onde a umidade do ar é mais elevada por conta do retorno do ar do compartimento refrigerador ocorrer nesse ponto. Tal efeito não é levado em conta pelo modelo.

A despeito das limitações do modelo, a evolução temporal de perda de carga foram previstos com erros inferiores à 20% em todos os casos, tendo ainda mostrado boa capacidade em prever as tendências que se desenvolvem tanto durante os ciclos de abertura das portas quanto no período de recuperação posteriores a tais ciclos. Um erro de 20% na perda de carga resultou em erros inferiores à 5% na previsão da vazão de ar em circulação no produto testado.

As temperaturas na entrada e saída do evaporador, para a condição 7, estão mostradas na Figura 4.29. É possível notar uma boa previsão das tendências da temperatura na saída do evaporador, ainda que os valores absolutos tenham diferenças de até 5°C. Parte das diferenças na temperatura na entrada do evaporador decorre do erro de medição oriundo, por exemplo, da perda de carga no fluido refrigerante, assim como da transferência de calor entre o ar e o termopar que está fixado na superfície do tubo e, principalmente, pelas oscilações decorrentes do escoamento bifásico no evaporador. Por conta desses aspectos, observa-se uma diferença entre o valor medido de temperatura nessa posição e a temperatura de evaporação determinada a partir do valor de pressão, tido como mais preciso. É de se esperar que erros da mesma natureza estejam associados à medição da temperatura na saída do evaporador. Já que a incerteza dos dados experimentais é maior nessas condições, os resultados do modelo são tidos como satisfatórios. É possível notar que o modelo prevê o enchimento do evaporador ao fim do ciclo de recuperação assim como observado experimentalmente, ainda que neste último caso não seja possível determinar o momento exato em que esse fenômeno ocorre, conforme discutido no capítulo 2.

Na Figura 4.30 tem-se as mesmas temperaturas, para a condição 8, onde é possível notar resultados similares aos já discutidos para a condição 7. Os efeitos das aberturas de portas são bem captados pelo modelo ainda que haja uma diferença entre os níveis de superaquecimento simulado e os valores experimentais. O mesmo se observa na condição 9, cujos resultados estão mostrados na Figura 4.31.

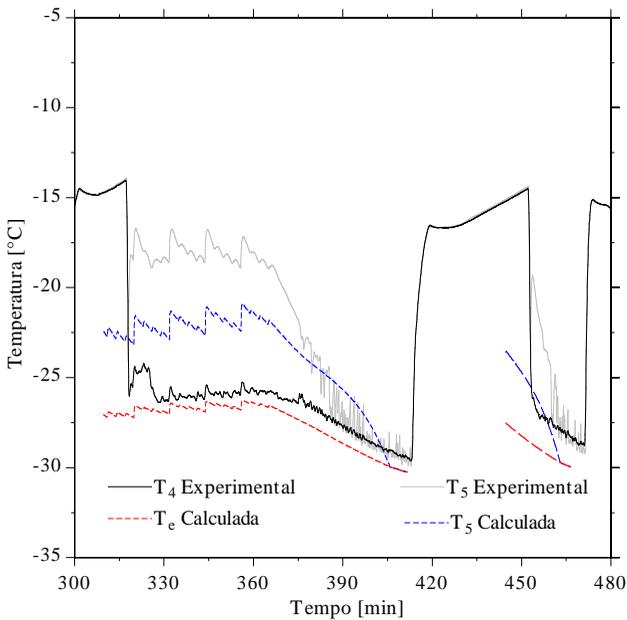


Figura 4.29 – Temperatura na entrada e saída do evaporador para a condição 7

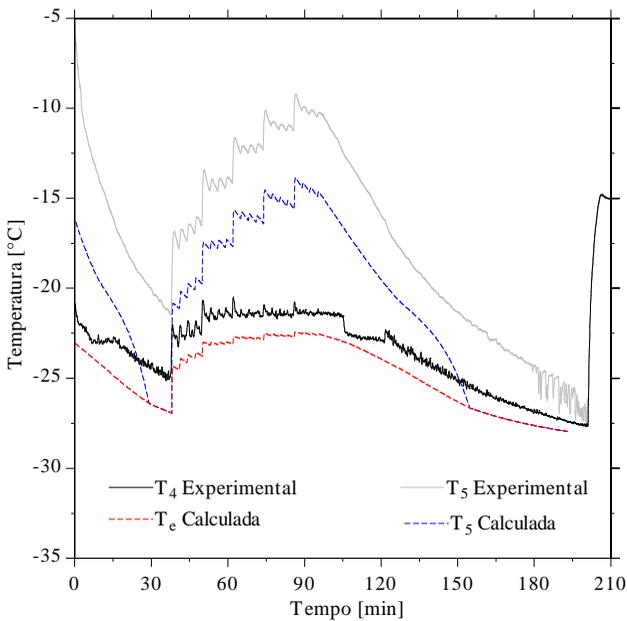


Figura 4.30 – Temperatura na entrada e saída do evaporador para a condição 8

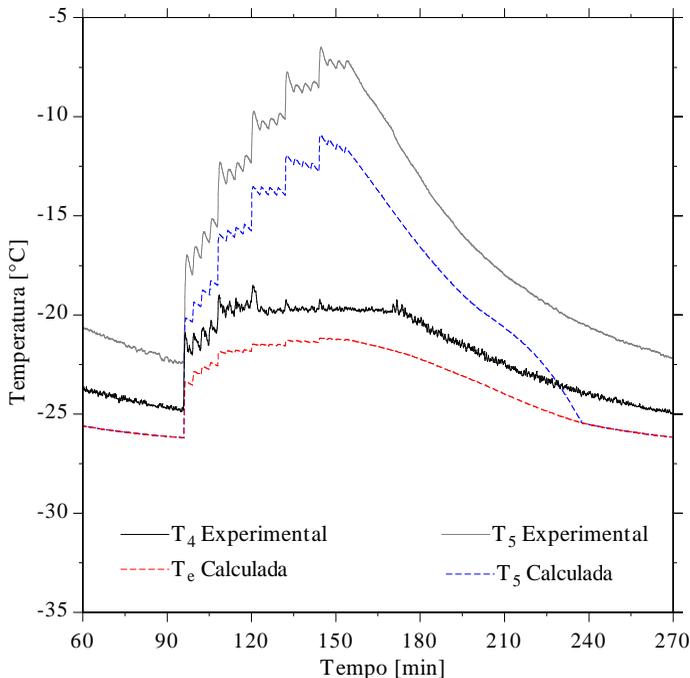


Figura 4.31 – Temperatura na entrada e saída do evaporador para a condição 9

Os valores obtidos para a massa de geada depositada, considerando tanto as umidades experimentais dos compartimentos do refrigerador quanto as previstas utilizando o modelo para essas umidades, estão apresentados na Tabela 4.9.

Nota-se uma tendência do modelo em superestimar a massa de geada acumulada durante o período considerado, em relação aos valores experimentais. Os erros máximos são de 30% e 37%, para os casos onde foram empregadas as umidades calculadas e experimentais, respectivamente. Uma série de fatores que ocorrem simultaneamente podem levar à erros dessa monta. Sob o ponto de vista dos dados experimentais, pode haver diferença entre a massa de água de degelo coletada em relação à massa de geada efetivamente depositada no evaporador, assim como diferenças na umidade medida em cada compartimento em relação à umidade do ar no retorno do evaporador. Sob o ponto de vista da modelagem, uma série de hipóteses utilizadas pode ter efeito sobre os resultados obtidos, destacando-se a discretização do evaporador por fileiras,

sem considerar a estratificação das condições do ar de retorno. O uso do modelo de umidade, apesar de ter proporcionado um menor erro, pode também estar associado às diferenças entre os valores experimentais e calculados. Além disso, vale notar que o tempo total simulado excede nove horas de funcionamento do refrigerador, de forma que o erro acumulado na previsão da taxa de acúmulo de geada no evaporador pode acarretar em erros similares aos observados sem que os resultados possam ser considerados incorretos.

Tabela 4.9 – Massa de geada medida e prevista pelo modelo

Condição n°	Massa de água coletada [g]	Massa de geada com umidades calculadas [g]	Massa de geada com umida- des experimentais [g]
07	230,5	299,1	315,0
08	284,4	364,9	387,4
09	302,7	333,3	389,7

Os resultados obtidos a partir do modelo, para simulação de 1830 minutos de ensaios nas condições 7, 8 e 9, levaram cerca de 120 minutos para serem calculados, em um computador portátil com processador Intel® Core™ i7@2,2GHz e 8gb de memória RAM.

4.5. Potencialidades do modelo

Além da capacidade de previsão do comportamento das diversas variáveis operacionais do refrigerador em condições distintas, conforme até aqui demonstrado, o modelo permite a avaliação de alguns aspectos relevantes à operação do refrigerador que não são facilmente mensuráveis. Os resultados a seguir são para a condição 8, a fim de ilustrar o comportamento previsto para algumas variáveis no ensaio de robustez realizado pelo fabricante.

Na Figura 4.32 está apresentada a evolução da frente de líquido no evaporador. As linhas pontilhadas horizontais representam o limite de cada fileira do evaporador. São nítidos os efeitos dos ciclos de aberturas de portas, que provocam um recuo da frente de líquido, de modo que em alguns momentos a serpentina do evaporador permanece cerca de 50% preenchida por uma mistura bifásica de fluido refrigerante com o restante do seu comprimento útil preenchido por vapor superaquecido. Esse efeito indica uma significativa perda da efetividade do evaporador, já que o trecho superaquecido tem uma baixa capacidade de refrigera-

ção, e que ocorre justo quando seria ideal haver maior capacidade, que poderia proporcionar uma recuperação mais rápida das temperaturas aos níveis ideais. Durante o período de abertura de portas, nota-se ainda que há cinco períodos de recuo mais significativo do líquido, decorrentes das aberturas de ambos os compartimentos refrigerados, e períodos onde ocorrem variações de menor intensidade, que correspondem aos momentos onde apenas a porta do compartimento refrigerador foi aberta.

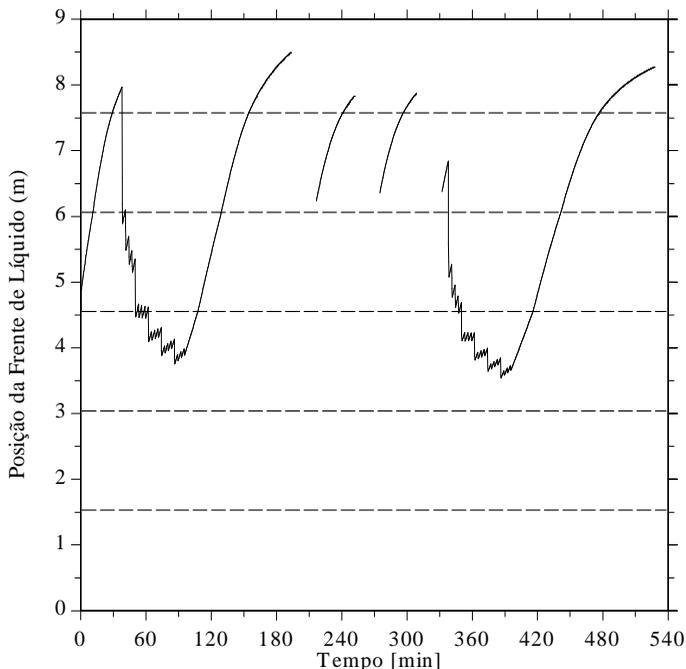


Figura 4.32 – Posição da frente de líquido ao longo do tempo

Na Figura 4.33 é possível observar a evolução temporal da massa de geada assim como de sua espessura, para cada fileira do evaporador, durante o ensaio na condição 8. As fileiras foram numeradas de baixo para cima, com o escoamento de ar ascendente. As fileiras têm, em ordem ascendente, 27, 34, 67, 66 e 67 aletas. O ar, conforme escoava através do evaporador, passa pelo processo de desumidificação, de forma que a primeira fileira encontra o ar com maior umidade. Ainda assim, como pode ser observado em (a), há um maior acúmulo de geada na terceira fileira, enquanto a massa de geada acumulada na segunda fileira é bastante próxima à massa acumulada na primeira fileira.

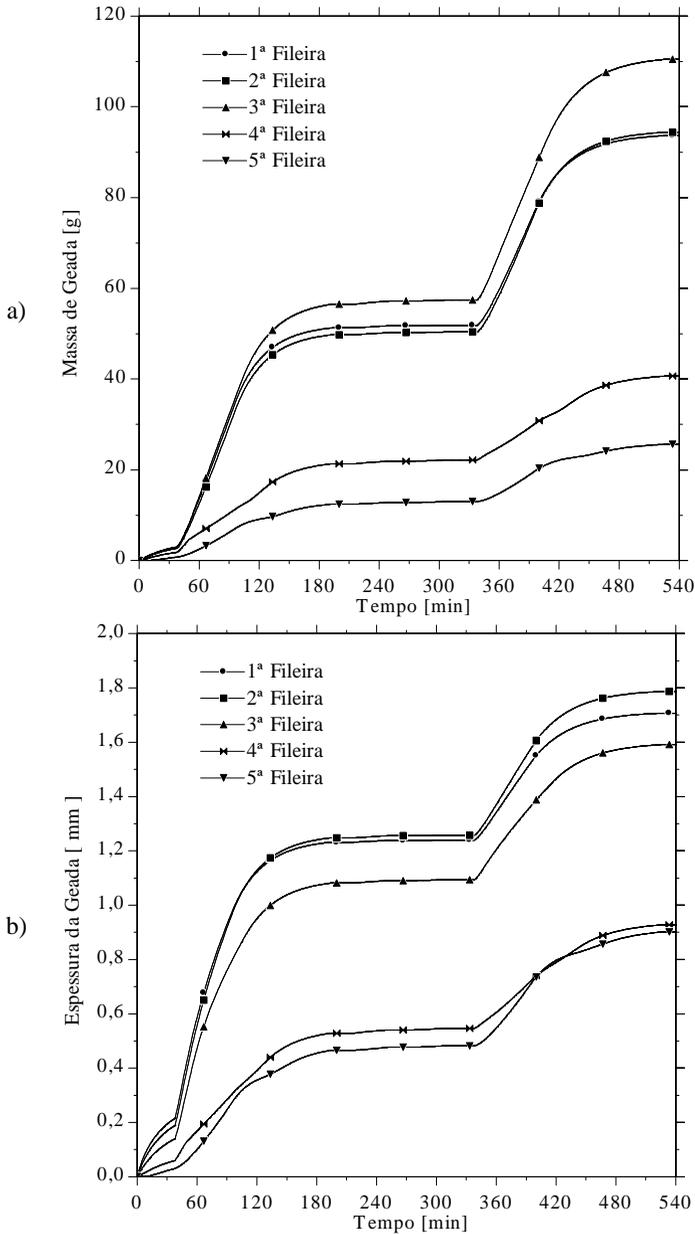


Figura 4.33 – Massa (a) e espessura (b) da geada em cada fileira de aletas do evaporador durante o ensaio na condição 8

De fato, a terceira fileira acumula maior quantidade de geada que as demais devido à sua maior área de superfície, que se sobressai às condições de maior umidade enfrentadas pelas duas primeiras fileiras. A quarta fileira, assim como a quinta, apresentam acúmulo reduzido de geada.

Na Figura 4.34 está traçada a evolução temporal da densidade da geada em cada fileira do evaporador para a condição 8. Nota-se um adensamento mais intenso na primeira e segunda fileiras, um adensamento intermediário na geada acumulada na terceira fileira e de menor intensidade na quarta e quinta fileiras. Mesmo para a quinta fileira, nota-se um aumento significativo da densidade da geada, que praticamente dobrou durante o ensaio. O aumento da densidade ocorre, em especial, durante os períodos de aberturas de portas, pois nesses momentos ocorrem os maiores aportes de umidade sobre o ar de retorno do evaporador. Conforme o ar é desumidificado, o adensamento se reduz assim como a transferência de massa no evaporador. Apenas nos instantes iniciais é que se observam comportamentos distintos para as densidades. Enquanto nas três primeiras fileiras a densidade da geada cresce de maneira similar, ainda que em intensidades diferentes, a densidade da geada acumulada na quarta e quinta fileiras apresentam comportamentos distintos. Nessas fileiras, o fluido refrigerante encontra-se superaquecido nos minutos iniciais da simulação, e este efeito, combinado ao estado do ar que entra em cada fileira, resulta no comportamento observado.

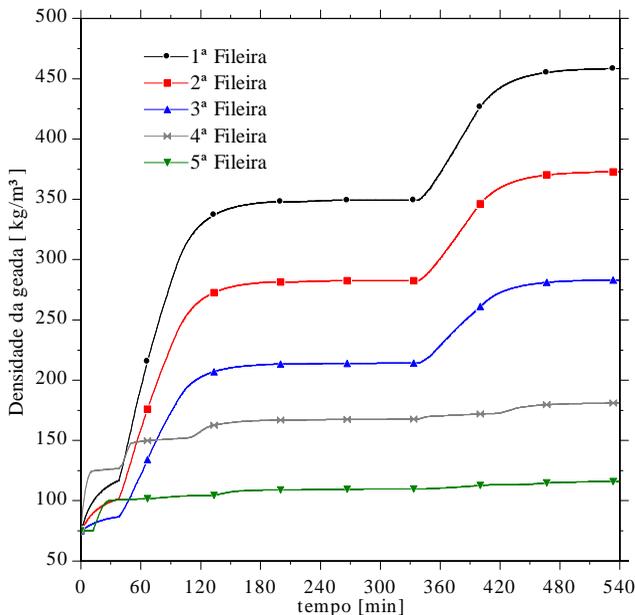


Figura 4.34 – Densidade da geada em cada fileira de aletas do evaporador para o ensaio na condição 8

A evolução temporal da perda de carga em cada uma das fileiras do evaporador está mostrado na Figura 4.35. É possível notar que a perda de carga na terceira fileira é bastante elevada, quando comparada às perdas de carga das demais fileiras. No segundo ciclo de aberturas de portas, a perda de carga nessa fileira teve um aumento de 9Pa sobre 6Pa, aproximadamente, ou seja, 150%. Esse efeito decorre da redução drástica da área mínima de passagem do ar através dessa fileira que ocorre conforme mais geada se forma sobre as superfícies do evaporador. Uma análise conjunta da espessura da geada e das características geométricas do evaporador pode elucidar as razões para o comportamento observado na perda de carga através das fileiras do evaporador. Conforme pode ser visto na Figura 4.33(b), nota-se que a espessura da camada de geada é relativamente semelhante nas três primeiras fileiras. A distância entre aletas, por sua vez, cai de 5mm para cerca de 1,8mm ao fim do ensaio na terceira fileira, enquanto na primeira e na segunda fileiras a distância entre aletas vai de 12,1mm para 8,6mm e 9,7mm para 6,1mm, respectivamente. Com relação à quarta e quinta fileiras, apesar de possuírem distancias entre aletas semelhantes às da terceira fileira, apresentaram um menor crescimento da camada de geada, já que a maior parte da

geada se depositou nas três primeiras fileiras. Logo, a restrição ao escoamento do ar na terceira fileira se mostrou dominante sobre a perda de carga no escoamento de ar através do evaporador. Vale notar que, apesar das diferenças no tratamento do problema e apresentação dos resultados, foi observado por Knabben (2011) que a terceira fileira de aletas do evaporador em questão era o maior responsável pela redução na área mínima de passagem do escoamento e, consequentemente, da vazão de ar que escoava através do evaporador.

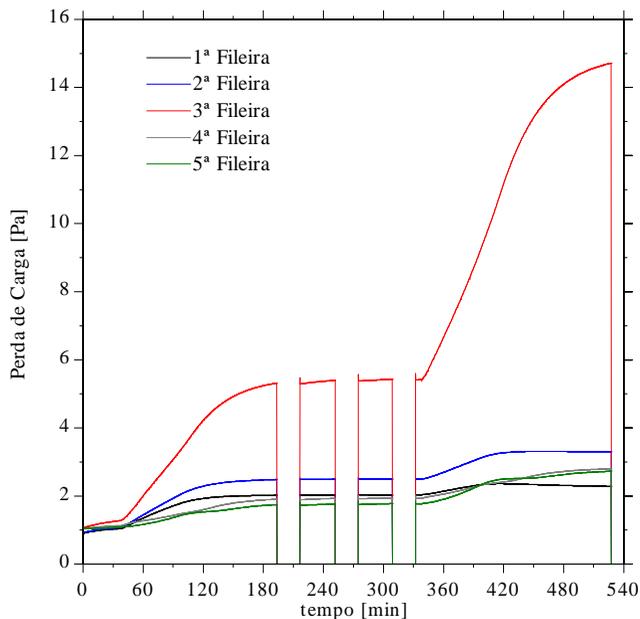


Figura 4.35 - Perda de carga por fileira de aletas.

5. CONCLUSÕES

Um modelo matemático, capaz de prever a evolução temporal das principais variáveis operacionais de um refrigerador *frost-free* sujeito à abertura de portas e à consequente formação de geada nas superfícies do evaporador, foi desenvolvido e validado contra dados experimentais obtidos em experimentos realizados especificamente para tal.

Os resultados experimentais obtidos nas nove diferentes condições de temperatura e umidade ambiente utilizadas nos experimentos permitiram a análise de diversos aspectos do funcionamento do refrigerador e serviram de insumo para determinação dos parâmetros empíricos do modelo.

Nos ensaios com portas fechadas, foram observados efeitos significativos da temperatura ambiente sobre as principais variáveis operacionais do refrigerador, como as pressões de condensação e evaporação, potência consumida, vazão mássica de refrigerante, sem serem observados, de um modo geral, efeitos da umidade ambiente sobre essas variáveis. O aumento da umidade ambiente levou a um aumento na umidade do compartimento refrigerador, sem serem observadas diferenças significativas na umidade absoluta do freezer e do ar de insuflamento. O aumento na umidade do compartimento refrigerador e na massa de água coletada no degelo sugerem a ocorrência de infiltração de umidade para o interior do gabinete refrigerado. A perda de carga através do evaporador, no entanto, se manteve praticamente constante ao longo de cada ensaio desse tipo, de modo que o impacto da formação de geada decorrente da infiltração de umidade no gabinete se mostrou reduzido.

Nos ensaios com aberturas de portas do refrigerador, foram observados comportamentos distintos para cada condição empregada, indicando que tanto a umidade quanto a temperatura ambiente têm efeitos significativos sobre o desempenho do refrigerador sujeito à aberturas de portas, ou seja, tanto a carga térmica sensível quanto a carga latente são significativas nessas condições. Foram observados aumentos nas pressões de condensação e evaporação, potência consumida, vazão mássica de refrigerante e no tempo de funcionamento do compressor, decorrentes das sucessivas aberturas de portas do refrigerador, além de uma elevação significativa do grau de superaquecimento na saída do evaporador. Durante as aberturas de portas, a umidade do compartimento refrigerador atingiu valores próximos aos da umidade ambiente. A umidade do freezer, por sua vez, não apresentou esse nível de elevação, devido ao elevado grau de umidade absoluta que se observa nesse compartimento mesmo em ensaios sem aberturas de portas. Alguns efeitos foram quan-

tificados, ao se comparar os resultados dos ensaios com abertura de portas em relação aos ensaios com portas fechadas, sendo que:

- i. Ocorreram elevações de até 18°C na temperatura dos compartimentos;
- ii. A perda de carga através do evaporador durante os ensaios apresentou um aumento de pelo menos 280% em decorrência da formação de geadas;
- iii. Observou-se um aumento de no mínimo 40% no consumo de energia do refrigerador, tanto pela degeneração da capacidade do evaporador quanto pela carga térmica adicional imposta pelas aberturas de portas.

O modelo desenvolvido, por sua vez, possui aspectos inovadores em diversos níveis. Considerando a modelagem em regime permanente, foi apresentado um modelo que, utilizando uma modelagem tradicional para o circuito de refrigeração, foi capaz de acoplar modelos para a transferência de calor do condensador e do evaporador e um modelo algébrico para o tubo capilar, todos disponíveis na literatura. Empregando como condição de fechamento o superaquecimento prescrito na saída do evaporador, foi possível prever os valores médios da potência consumida, vazão mássica e pressões de condensação e evaporação com erros inferiores à 5% de erro em relação aos valores experimentais. O modelo transiente com superaquecimento variável na saída do evaporador mostrou-se capaz de prever a evolução temporal dessas variáveis com erro máximo de 10% assim como das temperaturas dos compartimentos refrigerados com desvio de $\pm 1^\circ\text{C}$.

O modelo completo, considerando não somente a carga térmica decorrente das aberturas de portas, mas também o impacto da formação de geadas sobre o desempenho do evaporador, foi ajustado e validado frente aos resultados experimentais. Nesse caso, o desvio máximo observado na previsão da evolução temporal da vazão mássica de refrigerante, da potência consumida e das pressões de evaporação e condensação foi de $\pm 10\%$, da perda de carga no evaporador de $\pm 20\%$, da massa de geadas acumulada no evaporador de $\pm 30\%$ e das temperaturas dos compartimentos refrigerados de $\pm 2^\circ\text{C}$.

Foi possível, com o modelo desenvolvido, avaliar o comportamento de algumas variáveis não facilmente mensuráveis em experimentos. Notou-se um forte adensamento da geadas ao longo das simulações, além de um acúmulo acentuado de geadas na terceira fileira de aletas do

evaporador, de forma que tal fileira foi responsável por até 50% da perda de carga total do escoamento através do evaporador.

As análises realizadas e as conclusões obtidas levaram às seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- i. Para a modelagem transiente sem abertura de portas, incluir o efeito da inércia térmica do compressor e do condensador, de modo a permitir uma melhor previsão da evolução temporal da pressão de condensação nos minutos iniciais do ciclo a partir de um modelo ainda relativamente simples;
- ii. Estudar o comportamento da umidade dos compartimentos refrigerados de um refrigerador, considerando os efeitos de infiltração de umidade, formação de condensado e de geada sobre as superfícies internas do produto, considerando ainda a possível sublimação da geada depositada no evaporador, além de outros efeitos. A medição das umidades em diversos pontos do compartimentos é recomendada;
- iii. Realizar ensaios para determinação de correlações para a densidade da geada em condições típicas de refrigeradores domésticos;
- iv. Estudar as condições de formação de geada nas condições transientes que se desenvolvem após o degelo em refrigeradores *frost-free*, considerando os efeitos do avanço gradual da frente de líquido, as condições psicrométricas do ar na região do evaporador após o degelo, o fato de o evaporador estar molhado após o degelo;
- v. Estudar os efeitos da não uniformidade das condições de entrada no evaporador, comumente observadas em refrigeradores *frost-free*, sobre a distribuição da geada e da perda de carga através do evaporador, considerando também a existência de superaquecimento no evaporador;
- vi. Avaliar a possibilidade de aperfeiçoamento do projeto do evaporador, considerando a redistribuição ou remoção de aletas presentes na terceira fileira de aletas.

REFERÊNCIAS

ABRAMSON, D. S.; TUIEL, I.; HEYDARI, A., 1990. **Analysis of Refrigerator-freezer Design and Energy Efficiency by Computer Modeling: DOE Perspective**. ASHRAE Transactions, vol. 96(1), pp. 1354-1358.

ALISSI, M. S.; RAMADHYANI, S.; SCHOENHALS, R. J.; 1988. **Effects of Ambient Temperature, Ambient Humidity and Door Openings on Energy Consumption of a Household Refrigerator-Freezer**. ASHRAE Transactions, vol. 94(1), pp. 1713-1735.

ALJUWAYHEL, N. F.; 2006. **Numerical and Experimental Study of the Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Industrial Evaporator Coils**. PhD Thesys, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI, US.

BARBOSA, J. R.; MELO, C.; HERMES, C. J. L.; WALTRICH, P. J.; 2009. **A Study of the Air-side Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Tuby-fin “No-frost” Evaporators**. Applied Energy, vol. 86(9), pp. 1484–1491.

BOENG, J.; 2012. **Uma Metodologia para Seleção do Par Tubo Capilar – Carga de Refrigerante que Maximiza o Desempenho de Refrigeradores Domésticos**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

BORGES, B. N.; HERMES, C. J. L.; GONÇALVES J. M.; MELO, C.; 2011. **Transient Simulation of Household Refrigerators: A Semi-Empirical Quasi-Steady Approach**. Applied Energy, vol. 88(3), pp. 748-754.

CHEN, H.; THOMAS, L.; BESANT, R. W.; 2003. **Fan Supplied Heat Exchanger fin Performance under Frosting Conditions**. International Journal of Refrigeration, vol. 26(1), pp. 140-149.

CHI, J.; DIDION, D.; 1982. **A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump**. International Journal of Refrigeration, vol. 5(3), pp.176-184.

CIONCOLINI, A.; THOME, J. R.; 2012. **Void Fraction Prediction in Annular Two-phase flow**. International Journal of Multiphase Flow, vol. 43, pp. 72-84.

COULTER, W. H.; BULLARD, C. W.; 1997. **An Experimental Analysis of Cicing Losses in Domestic Refrigerator-freezers**. ASHRAE Transactions, vol. 103(1), 587-596.

Arthur D. Little, Inc.; 1982. **Refrigerator and Freezer Computer Model User's Guide**. US Department of Energy, Washington, DC, US.

DAVIS, G. L.; SCOTT, T. C.; 1976. **Component Modeling Requirements for Refrigeration System Simulation**. Proc. of 1976 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue Univ., West Lafayette, IN, US, pp 401-408.

DHAR, M.; SOEDEL, W.; 1979. **Transient Analysis of a Vapor Compression Refrigeration System. Part I: The Mathematical Model. Part II: Computer Simulation and Results**. Proc. of the XVth International Congress of Refrigeration, Vol. 2, pp. 1035-1067.

PROCEL; 2007. **Relatório da Pesquisa de Posse de Eletrodomésticos e Hábitos de Uso - Classe Residencial**. ELETROBRAS, Rio de Janeiro, RJ, BR.

GONÇALVES, J. M.; 2004. **Desenvolvimento e Aplicação de uma Metodologia para a Análise Térmica de Refrigeradores Domésticos**. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

GONÇALVES, J. M.; MELO, C.; HERMES, C. J. L.; 2009. **A semi-empirical Model for Steady-state Simulation of Household Refrigerators**. Applied Thermal Engineering, vol. 29(8-9), pp. 1622-1630.

GOSNEY, W. B.; 1982. **Principles of Refrigeration**, Cambridge University Press, Cambridge, UK.

GOSNEY, W. B.; OLAMA, H. A. L.; 1975. **Heat and Enthalpy Gains Through Coldroom Doorways**. The Institute of Refrigeration at the Faculty of Environmental Science and Technology, The Polytechnic of the South Bank, Londres, UK.

GRIMES, J. W.; MULROY, W.; SHOMAKER, B. L.; 1977. **Effect of Usage Conditions on Household Refrigerator-freezer and Freezer Energy Consumption.** ASHRAE Transactions, vol. 83(1), pp. 818-828.

HAYASHI, Y.; AOKI, A.; ADASHI, S.; HORI, K.; 1977. **Study of Frost Properties Correlating with Frost Formation Types.** ASME Journal of Heat Transfer, vol. 99, pp. 239-245.

HERMES, C. J. L.; 2006. **Uma Metodologia para Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos.** Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

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(8), pp. 1341–1357.

HERMES C. J. L.; MELO, C.; 2009a. **Assessment of the Energy Performance of Household Refrigerators via Dynamic Simulation.** Applied Thermal Engineering, vol. 29(5–6), pp. 1153–1165.

HERMES, C. J. L.; MELO C.; KNABBEN F. T.; GONÇALVES, J. M.; 2009b. **Prediction of the Energy Consumption of Household Refrigerators and Freezers via Steady-state Simulation.** Applied Energy, vol. 86(7-8), pp. 1311-1319.

HERMES, C. J. L.; PIUCCO, R. O.; BARBOSA, J. R.; MELO, C.; 2009c. **A Study of Frost Growth and Densification on Flat Surfaces.** Experimental Thermal and Fluid Science, vol 33(2), pp. 371–379.

HERMES, C. J. L.; MELO C.; KNABBEN F. T.; 2010. **Algebraic Solution of Capillary Tube Flows, Part I: Adiabatic Capillary tubes.** Applied Thermal Engineering, vol. 30(5), pp. 449-457.

HERMES, C. J. L.; MELO C.; KNABBEN F. T.; 2010. **Algebraic Solution of Capillary Tube Flows, Part II: Capillary Tube Suction Line Heat Exchangers.** Applied Thermal Engineering, vol. 30(6-7), pp. 770-775.

HERMES, C. J. L.; 2012. **An Analytical Solution to the Problem of Frost Growth and Densification on Flat Surfaces**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 55(23-24), pp. 7346–7351.

HUANG, J. M.; HSIEH, W. C.; KE, X. J.; WANG, C. C.; 2008. **The Effects of Frost Thickness on the Heat Transfer of Finned Tube Heat Exchanger Subject to the Combined Influence of Fan Types**. Applied Thermal Engineering, vol. 28(7), pp. 728-737.

INAM, C.; EGRICAN, N.; BULLARD, C.; NEWELL, T. A.; 2002. **Moisture Transport in Domestic Refrigerators**. ASHRAE Transactions, vol. 108(1), pp. 801-806.

INAM, C.; NEWELL, T. A.; EGRICAN, A. N.; 2000. **Heat and Mass Transfer Through a Domestic Refrigerator and Evaluation of Evaporator Performance under Frosted Conditions**. University of Illinois, Urbana-Champaign, IN, US.

ISO 8561; 1995. **Household frost-free refrigerating appliances – Characteristics and test methods**. International Organization for Standardization, Geneva, CH.

JANSEN, M. J. P.; KUIJPERS, L. J. M.; DE WITT, J.A.; 1988. **Theoretical and Experimental Investigation of a Dynamic Model for Small Refrigerating Systems**. IIR/IIF Meeting at Purdue, West Lafayette, IL, US, pp.245-255.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L.; 1984. **Compact Heat Exchangers**. Third Edition, McGraw-Hill, Nova Iorque, NY, US.

KLEIN, F. H., MELO, C.; MARQUES, M. E.; 1999. **Steady-state Simulation of an all Refrigerator**. 20th International congress of refrigeration, Sydney, AU, Paper 073.

KLEIN, S. A.; 2011. **Engineering Equation Solver v. 8.954-3D**. F-Chart Software, Madison, WI, US.

KNABBEN, F. T.; 2010. **Um Estudo In-situ da Formação de Geadas em Evaporadores no-frost**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

KNACKSTEDT, L. N.; NEWELL, T. A. ; CLAUSING, A. M.; 1995. **A Study of Convective and Mass Heat Transfer in a Residential Refrigerator During Open Door Conditions**. University of Illinois, Urbana-Champaign, IN, US.

KRAUSE, P. E.; BULLARD, C. W.; 1996. **Cycling and Quasi-steady behavior of a Refrigerator**. University of Illinois, Urbana-Champaign, IN, US.

LALEMAN, M. R.; NEWEL, T. A.; CLAUSING, A. M.; 1992. **Sensible and Latent Energy Loading on a Refrigerator During Open Door Conditions**. University of Illinois, Urbana-Champaign, IN, US.

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(18), pp. 4359–4365.

LEE, Y. B.; 2003. **Studies on the Growth of the Frost Layer Based on Heat and Mass Transfer Through Porous Media**. Tese de Doutorado, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul, KR.

MARSHALL, S. A.; JAMES, R. W.; 1973. **An Investigation into the Modelling and Control of an Industrial Refrigeration System**, UK Automation Council, 5th Control Convention, Bath, UK, pp 171-185.

MELO, C.; FERREIRA, R. T. S.; NEGRÃO, C. O. R.; PEREIRA, R. H.; 1988. **Dynamic Behaviour of a Vapour Compression Refrigerator: a Theoretical and Experimental Analysis**, IIR/IIF Meeting at Purdue, Purdue University, West Lafayette, IN, US.

MELO, C.; HERMES, C. J. L.; 2009. **A Heat Transfer Correlation for Natural Draft Wire-and-tube Condensers**. International Journal of Refrigeration. Vol. 32(3), pp. 546–555.

O'NEAL, D.L.; 1982. **The Effects of Frost Formation on the Performance of a Parallel Plate Heat Exchanger**. Tese de Doutorado, Department of Mechanical Engineering, Purdue Univ., West Lafayette, IN, US.

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.

PIUCCO, R. O.; 2008. **Análise Teórico-experimental da Formação de geada em refrigeradores domésticos**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

PIUCCO, R. O.; HERMES, C. J. L.; MELO, C.; BARBOSA, J. R.; 2008. **A Study of Frost Nucleation on Flat Surfaces**. Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 32(8), pp. 1710–1715

REEVES, R. N.; BULLARD, C. W.; CRAWFORD, R. R.; 1992. **Modeling and Experimental Parameter Estimation of a Refrigeration/freezer system**. University of Illinois, Urbana-Champaign, IN, US.

SCHMID, A. C.; 2000. **Comportamento Térmico de um Refrigerador Doméstico quando Submetido a Abertura e Fechamento de Porta**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

SEIXLACK, A.L.; 1996. **Modelagem do Escoamento Bifásico em Tubos Capilares**. Tese de doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

SILVA, D. L.; 2012. **Análise da Formação de Gelo e Geada e seu Efeito no Desempenho Termo-hidráulico de Evaporadores do Tipo Tubo Aletado**. Tese de doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

STOECKER, W. F.; 1957. **How Frost Formation on Coils Affects refrigeration Systems**. Refrigerating Engineering, Fevereiro, pp. 42–46.

STOECKER, W. F.; 1971. **A Generalized Program for Steady-state System Simulation**. ASHRAE Transactions 1971, Vol.77(1), pp. 140-148.

- STOECKER, W. F.; JONES, J. W.; 1985. **Refrigeração e ar condicionado**. McGraw-Hill, Nova Iorque, NY, US.
- TERREL, W. Jr.; NEWELL, T. A.; 2002. **Heat and Moisture Loading of a Refrigerator Cabinet During Open Door Conditions**. University of Illinois, Urbana-Champaign, IN, US.
- WANG, H.; 1990. **Modelling of Refrigerating System Coupled with a Refrigerated Room**. Tese de Doutorado, Faculty of Mechanical Engineering and Marine Technology, Delft University of Technology, Delft, NL.
- WEDEKIND, G. L.; 1965. **Transient Response of the Mixture-Vapor Transition Point in Horizontal Evaporating Flow**. PhD Thesys, University of Illinois, Urbana-Champaign, IN, US.
- WEDEKIND, G. L.; STOECKER, W. F.; 1968. **Theoretical Model for Predicting the Transient Response of the Mixture-vapor Transition Point in Horizontal Evaporating Flow**. Journal of Heat Transfer, 90(1), 165-174.
- WEDEKIND, G.L.; BHAT, B. L.; BECK, B. T.; 1978. **A System Mean Void Fraction Model For Predicting Various Transient Phenomena Associated With Two-Phase Evaporating and Condensing Flows**. International Journal of Multiphase Flow, vol. 4, pp. 97-114.
- YILMAZ, T.; UNAL, S.; 1996. **General Equations for the Design of Capillary Tubes**. Journal of Fluids Engineering, vol. 118(1), pp. 150-154.
- ZAHN, W.R.; 1964. **A Visual Study of Two-Phase Flow While vaporating in Horizontal Tubes**. Journal of Heat Transfer, vol. 86(3), pp. 417-429.
- ZANGARI, J. M.; 1998. **Avaliação Experimental do Desempenho de Trocadores de Calor Tubo Capilar-linha de Sucção do Tipo Concêntrico**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR.

APÊNDICE I. Características Geométricas do Refrigerador

Modelo: Brastemp BRJ49

Tipo: *frost-free top mount*

Carga nominal de refrigerante: 100g de HFC-134a (1,1,1,2 Tetrafluoretano)

Volume interno do gabinete (nominal): 439 litros

Tensão e frequência (nominais): 220-240V / 50-60Hz

Potência do ventilador: 7W

Compressor

Modelo: Embraco EG75HLR

Tipo: hermético alternativo

Volume do cilindro: 6,76 cm³

Rotação nominal: 60 Hz

Condensador

Tipo: arame-sobre-tubo

Material: aço

Comprimento da linha de descarga: 1,60 m

Altura do condensador / comprimento dos arames: 1210 mm

Largura do condensador: 540 mm

Diâmetro externo: 5,1 mm

Raio de curvatura da serpentina: 28,8 mm

Número de passes da serpentina: 21

Diâmetro das aletas: 1,4 mm

Número de aletas: 90

Emissividade da tinta: 0,81

Tubo capilar e trocador de calor interno

Tipo: concêntrico

Material: cobre

Diâmetro externo do tubo capilar: 1,90 mm

Diâmetro interno do tubo capilar: 0,80 mm

Comprimento total do tubo capilar: 2,55 mm

Comprimento do trocador de calor: 1,34 m

Diâmetro interno da linha de sucção: 7 mm

Evaporador

Tipo: tubo-aletado

Material: alumínio

Comprimento da serpentina: 7,585 m

Diâmetro interno: 6,7 mm

Diâmetro externo: 7,9 mm

Número de passes de tubo: 10 (vertical) x 2 (horizontal)

Altura do evaporador: 189mm

Largura do evaporador: 340mm

Profundidade do evaporador: 59mm

Número de aletas da primeira fileira (inferior): 27

Número de aletas da primeira fileira: 34

Número de aletas da primeira fileira: 67

Número de aletas da primeira fileira: 66

Número de aletas da primeira fileira (superior): 67

Dimensões das aletas: 35 mm (altura) x 59 mm (largura) x 0,125 mm (espessura)

APÊNDICE II. Ensaios no Túnel de Vento

Os procedimentos experimentais utilizados para obtenção dos dados relacionados ao circuito hidrodinâmico do refrigerador, apresentados no capítulo 2, foram realizados em um túnel de vento. Tanto o refrigerador quanto o ventilador foram testados no túnel de vento construído de acordo com a norma ASHRAE 51, de 1999 (Torquato *et al.*, 2008). O túnel de vento, com seus principais componentes, e o refrigerador acoplado ao mesmo, estão representados esquematicamente na figura II.1.

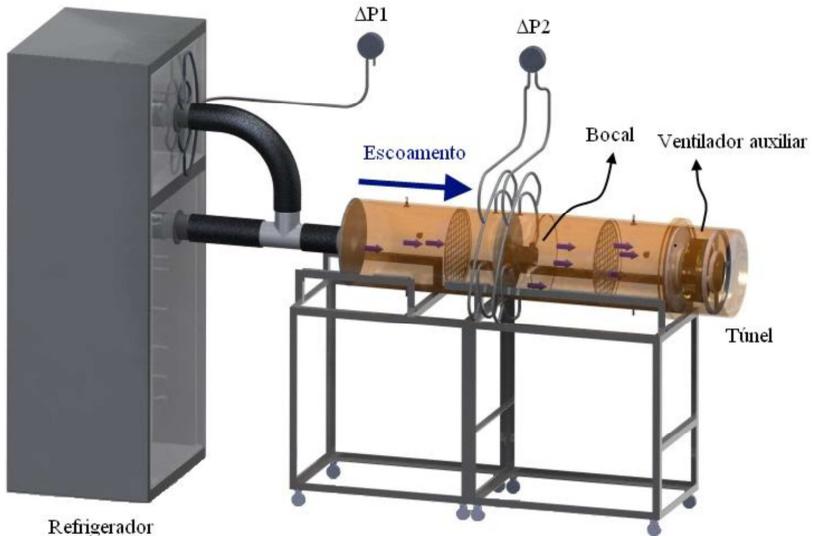


Figura II.1 - O túnel de vento acoplado ao refrigerador para um ensaio de medição da vazão total do gabinete

Na figura II.2, estão representados os esquemas de conexão do refrigerador para cada ensaio realizado com o gabinete. A figura II.2 (a) representa o acoplamento do refrigerador ao túnel para realização de um ensaio para medição da vazão total do gabinete, enquanto a figura II.2 (b) representa o acoplamento do gabinete para os ensaios onde a vazão do freezer foi medida. É importante observar que no primeiro caso a entrada do duto de retorno de ambos os compartimentos está aberta para o ambiente, enquanto que no ensaio para medição da vazão do freezer apenas do duto de retorno desse compartimento é deixado aberto para o ambiente.

O procedimento de teste segue, em linhas gerais, o descrito por Waltrich (2008). Para a medição da vazão em cada um dos arranjos representados na figura II.2, primeiramente liga-se o ventilador do refrigerador. Em seguida, aciona-se o ventilador auxiliar do túnel de vento e controla-se a sua rotação até que a diferença de pressão ΔP_I (figura II.1) seja nula.

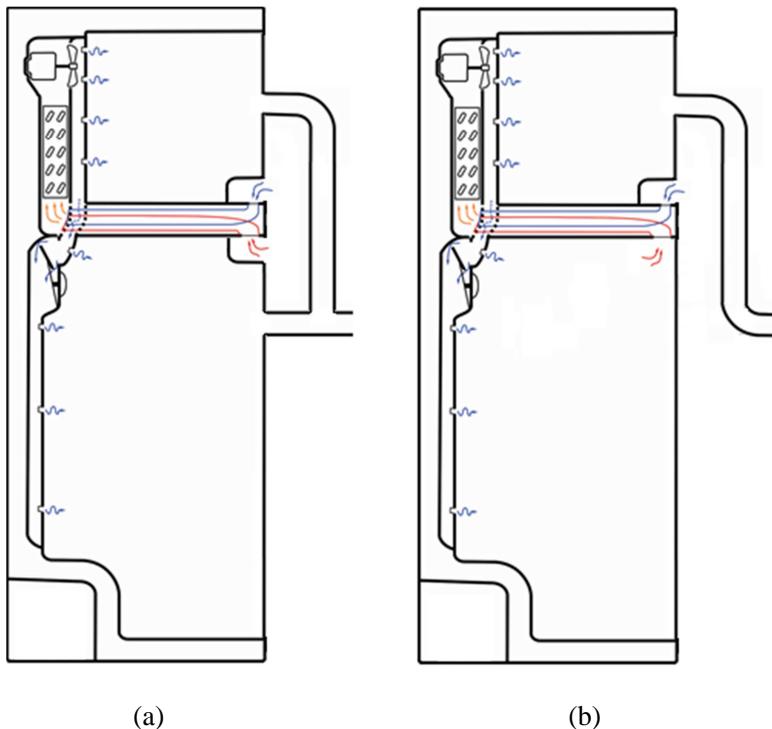


Figura II.2 - Configurações para conexão do refrigerador ao túnel de vento para medição da vazão total (a) e do freezer (b)

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

APÊNDICE III. Câmara Termodinâmica de Testes

Os ensaios experimentais foram realizados em uma câmara de testes construída de acordo com as recomendações da norma ISO8561 (1995). A câmara é capaz de controlar a temperatura interna, entre 18°C e 43°C, com uma incerteza de $\pm 0,2^\circ\text{C}$. A umidade relativa também é controlada, entre 40% e 95%, com uma incerteza inferior a $\pm 5\%$. A velocidade do ar dentro da câmara não excede 0,25 m/s, conforme recomendação da norma de projeto.

A câmara é composta por um sistema de refrigeração, um sistema de circulação de ar (ventiladores e *dampers*), um sistema de aquecimento (resistências elétricas) e um *boiler* (resistência elétrica submersa em um reservatório d'água). A temperatura interna da câmara, medida através de quatro termopares localizados na parte superior desta, é controlada por um controlador do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo), que atua sobre as resistências elétricas posicionadas em um fundo falso da câmara, e através de um sistema de resfriamento que opera continuamente. A umidade relativa, medida através de um sensor posicionado no centro geométrico do forro, também é controlada por um controlador do tipo PID que recebe o sinal enviado por uma sonda capacitiva e atua sobre as resistências do sistema de umidificação. Um esquema da câmara de teste pode ser observado na figura III.1.

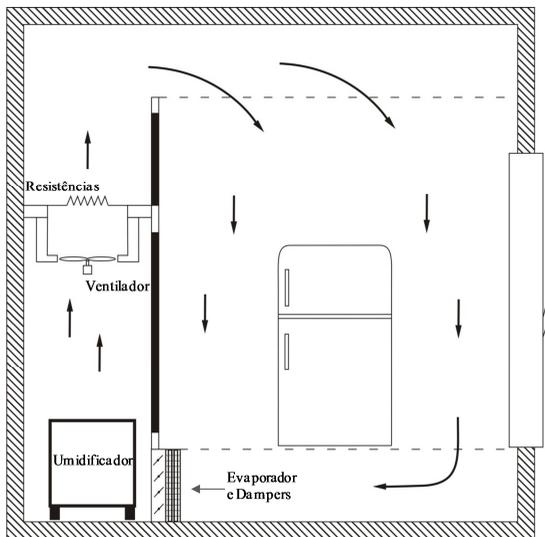


Figura III.1 – Esquema da câmara de testes