

Rodolfo da Silva Espíndola

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO
DESEMPENHO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS
COM CONDENSADORES DO TIPO *HOT-WALL***

Florianópolis

2017

Rodolfo da Silva Espíndola

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS COM CONDENSADORES DO
TIPO *HOT-WALL***

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação da Universidade Federal
de Santa Catarina para obtenção do título
de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Florianópolis
2017

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

Espindola, Rodolfo da Silva
Análise teórico-experimental do desempenho de
refrigeradores domésticos com condensadores do tipo
hot-wall / Rodolfo da Silva Espindola ; orientador,
Cláudio Melo, 2017.
150 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeradores
domésticos. 3. Condensadores hot-wall. 4. Trabalho
experimental. 5. Modelagem matemática. I. Melo,
Cláudio. II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

Rodolfo da Silva Espíndola

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS COM CONDENSADORES DO
TIPO *HOT-WALL***

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, 31 de julho de 2017.

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Orientador

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Presidente

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D. (UFSC)

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr. (UFSC)

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

Aos meus pais, Evaldo e Elcia.

AGRADECIMENTOS

A Deus, acima de tudo, pelo dom da vida e por todas as minhas conquistas.

Ao Prof. Cláudio Melo, pela orientação, pelas valiosas contribuições em minha formação profissional, e pela confiança em meu trabalho.

Ao Fernando Testoni Knabben, pela orientação e comprometimento no acompanhamento das atividades deste trabalho, ao Joel Boeng, pelas relevantes discussões técnicas, e ao Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, pela ajuda na análise dos resultados experimentais.

Aos meus pais, Evaldo e Elcia, pelo apoio e amor incondicional, que foram determinantes para minha formação pessoal e profissional.

À minha noiva, Sabrina, por todo o amor compartilhado, pelo companheirismo, e pelo suporte em todos os momentos.

Ao Murilo e à Fernanda, pela amizade e principalmente pelos prazerosos momentos compartilhados com minha afilhada Cecília e minha sobrinha Alice.

À toda minha família, sem exceção. Cada momento que compartilhamos juntos ressalta o que mais importa na vida.

Aos amigos do POLO, Alexandre Silveira, Arthur Marcon, Carla Rametta, Daniel Faitão, Diego Marchi, Eduardo Ludgero, Ernane Silva, Everton Machado, Igor Galvão, Johann Barcelos, Marco Diniz, Marcos Carangui, Matheus Cé, Renata Rametta, Paulo Sedrez, Pedro Cardoso, Rafael Engel, Thiago Dutra e Vinícius Raulino, pelos momentos especiais compartilhados durante esse período, e em especial ao Marco Timmermann, pela longa amizade e pelas frequentes discussões durante nosso período de Mestrado, ao Guilherme Zanotelli, pela sua determinação e ajuda na edição deste documento, e ao Gianluca Rotava, pela execução de ensaios experimentais.

A toda equipe do Laboratório de Aplicação do POLO, Amarilho Kruger, Bruno Vitorino, Diego Rios, Gustavo Medeiros, Jean Backer, João Siqueira, Jorge Lubas e Seu Milton, pela competência e colaboração na realização dos trabalhos experimentais. A todos os demais professores e integrantes do POLO por todo o apoio prestado durante minha formação acadêmica.

Aos membros da banca examinadora, pela disponibilidade em avaliar este trabalho.

À Universidade Federal de Santa Catarina, em especial ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pela oportunidade de obtenção de uma formação gratuita e de qualidade.

À Whirlpool, à Capes e à EMBRAPPII, pelo suporte financeiro.

A todos colegas que, de alguma maneira, contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho, e que eu tenha cometido o equívoco de não citar.

**"IT'S LIKE THE MAFIA.
ONCE YOU'RE IN, YOU'RE IN.
THERE'S NO GETTING OUT."**

Kelly Slater

RESUMO

No presente trabalho apresentou-se um estudo teórico-experimental sobre o desempenho de refrigeradores domésticos com condensadores do tipo *hot-wall*. Apesar do apelo estético, custo reduzido e do crescente uso desse tipo de trocador de calor ao longo dos últimos anos, existem poucos trabalhos disponíveis na literatura acerca do tema. Nesse contexto, 8 refrigeradores com diferentes configurações de condensadores *hot-wall* foram fabricados especificamente para este trabalho, nos quais foram variados o tipo de fita adesiva, o diâmetro do tubo, e o comprimento e o posicionamento do condensador. Os refrigeradores foram submetidos a testes de desempenho em regime permanente e de consumo de energia em operação cíclica. Os resultados experimentais mostraram que a temperatura ambiente e o tipo de fita adesiva foram os fatores que tiveram maior impacto sobre a pressão de condensação, a potência consumida pelo compressor e o coeficiente de performance do sistema. Além disso, desenvolveu-se um modelo matemático que calcula a taxa de transferência de calor no condensador, destacando a parcela que é liberada para o ambiente externo e a que infiltra nos compartimentos refrigerados. O modelo considera a participação da fita adesiva, da região de contato, da chapa externa e do isolamento térmico na transferência de calor. Posteriormente, o modelo do condensador foi integrado a um modelo de simulação do sistema, o que tornou possível avaliar os efeitos das características geométricas do condensador sobre o desempenho do refrigerador como um todo. Ambos os modelos matemáticos foram validados contra dados experimentais e erros inferiores a $\pm 10\%$ foram observados para a maioria dos casos. Foi possível identificar que a presença do condensador *hot-wall* aumentou em 7,7% a carga térmica sobre os refrigeradores, em virtude do aquecimento das paredes. No que diz respeito à transferência de calor do tubo para a chapa externa, verificou-se que deve haver um balanço entre a condutividade térmica da fita adesiva e a área de contato entre o tubo e a chapa. Ambos os parâmetros têm papel extremamente importante na taxa de transferência de calor no condensador. Notou-se também que deve-se utilizar a maior área externa possível de chapa metálica para facilitar o processo de difusão de calor. Contudo, para que isso não prejudique o desempenho do refrigerador, é importante balancear a espessura do isolamento térmico dos compartimentos refrigerados para evitar o aumento da carga térmica imposta sobre o produto. Por fim, verificou-se que existe um número de passes de tubos do condensador que minimiza o consumo de energia do refrigerador.

Palavras-chave: refrigerador doméstico, condensador *hot-wall*, trabalho experimental, modelagem matemática.

ABSTRACT

A theoretical and experimental study on the performance of household refrigerators mounted with hot-wall condensers was presented herein. Despite the aesthetic appeal, low cost and growing use of this type of heat exchanger in the last years, only a few reports on this topic were found in the open literature. In this context, 8 refrigerators with different configurations of hot-wall condensers were specifically manufactured for this work. The following parameters were changed: adhesive tape, tube diameter, condenser length and its positioning. Steady-state and cyclic energy consumption tests were carried out with the refrigerators. It was observed that the ambient temperature and the type of adhesive tape were the parameters that impacted the most the condensing pressure, the compressor power and the system coefficient of performance. Furthermore, a mathematical model that considers the heat transfer to both the external environment and the refrigerated compartments was developed. The model considers the effect of the adhesive tape, the tube–outer sheet contact area, the outer metal sheet and the thermal insulation to calculate the total heat transfer rate. Also, the condenser model was coupled to a household refrigeration system model, which allowed the analysis of the effect of different condenser geometries on the system overall performance. Both mathematical models were validated against the experimental data and deviations within a $\pm 10\%$ were observed for most cases. It could be found that the hot-wall condenser increased on average 7,7% the system thermal load due to the increased wall temperature. Regarding the heat transfer from the condenser tube to the outer sheet, it was found that the tape thermal conductivity and the tube–outer sheet contact area must be balanced, since they play a very important role in the heat transfer process. It was also noted that the largest possible area in the outer metal sheet must be used to attach the condenser tubes in order to increase the heat diffusion. However, the insulation thickness of the refrigerated compartments must be properly sized in order to avoid an increase in the thermal load. Lastly, it was found that there is a tube pitch that minimizes the system energy consumption.

Keywords: household refrigerator, hot-wall condenser, experimental work, mathematical modelling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – <i>Ice boxes</i> : as primeiras geladeiras	1
Figura 1.2 – Aparato de refrigeração de Jacob Perkins (Gosney, 1982)	2
Figura 1.3 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor	4
Figura 1.4 – Distribuição do consumo de energia elétrica residencial no Brasil (EPE, 2014)	5
Figura 1.5 – Distribuição da energia elétrica consumida no Brasil por setor (EPE, 2013)	6
Figura 1.6 – Condensador arame-sobre-tubo	7
Figura 1.7 – Esquema de um condensador do tipo <i>hot-wall</i>	8
Figura 1.8 – Problema de manufatura em um condensador do tipo <i>hot-wall</i> (Colombo, 2014)	9
Figura 1.9 – Condensador arame-sobre-tubo compacto	10
Figura 1.10–Condensador arame-sobre-tubo de caracol (Ohgaki, 2002)	10
Figura 1.11–Condensador de microcanais (Adams <i>et al.</i> , 2003)	11
Figura 1.12–Condensador de microcanais com serpentina única	12
Figura 2.1 – <i>Freezer</i> horizontal avaliado por Rebora e Tagliafico (1997)	15
Figura 2.2 – Validação do modelo de Rebora e Tagliafico (1997)	16
Figura 2.3 – Unidade elementar do condensador (Bansal e Chin, 2002)	18
Figura 2.4 – Refrigerador testado por Bansal e Chin (2002)	18
Figura 2.5 – Validação do modelo de Bansal e Chin (2002)	20
Figura 2.6 – Unidade elementar do condensador (Gupta e Gopal, 2008)	21
Figura 2.7 – Seções da unidade elementar (Gupta e Gopal, 2008)	22
Figura 2.8 – Validação do modelo de Gupta e Gopal (2008)	23
Figura 2.9 – Influência do ângulo θ sobre o comprimento do condensador (Gupta e Gopal, 2008)	23
Figura 2.10–Influência da largura da fita adesiva sobre o comprimento do condensador (Gupta e Gopal, 2008)	24
Figura 2.11–Condensador <i>skin</i> com microcanais (Zhang <i>et al.</i> , 2010)	24
Figura 2.12–Seções das aletas (Colombo, 2014)	26
Figura 2.13–Refrigerador testado por Colombo (2014)	27
Figura 2.14–Validação do modelo do condensador de Colombo (2014)	27
Figura 2.15–Validação do modelo de sistema de Colombo (2014)	28
Figura 3.1 – Refrigerador original	32
Figura 3.2 – Ciclo de refrigeração do produto original	32
Figura 3.3 – Circuito do condensador nos produtos (a) 1 e 2 e (b) 3 e 4	36
Figura 3.4 – Circuito do condensador nos produtos (a) 5 e 6 e (b) 7 e 8	37

Figura 3.5 – Montagem do produto 3 (a) e do produto 7 (b)	38
Figura 3.6 – Pontos de medição do ciclo de refrigeração	39
Figura 3.7 – Aparato para medição pressão e temperatura no escoamento (Ronzone, 2014)	40
Figura 3.8 – Escoamento na saída do condensador com sub-resfriamento de 3 °C (Boeng, 2012)	40
Figura 3.9 – Esquema da câmara de testes	41
Figura 3.10 – Balanço de energia no teste de UA	42
Figura 3.11 – Teste cíclico padrão	46
Figura 3.12 – Interpolação do consumo de energia para o <i>fresh-food</i> (esquerda) e <i>freezer</i> (direita)	47
Figura 3.13 – Estratégia de testes	49
Figura 4.1 – Discretização do condensador	52
Figura 4.2 – Região termicamente afetada pelo condensador	52
Figura 4.3 – Possíveis caminhos para transf. de calor (Colombo, 2014)	53
Figura 4.4 – Aleta genérica	55
Figura 4.5 – Trechos da fita adesiva e da chapa externa	56
Figura 4.6 – Planificação da fita adesiva	58
Figura 4.7 – Planificação da chapa externa	58
Figura 4.8 – Balanço de energia na cavidade	62
Figura 4.9 – Fluxograma do condensador	70
Figura 5.1 – Esquema do ciclo de refrigeração modelado	72
Figura 5.2 – Curva de ajuste para vazão do compressor	73
Figura 5.3 – Curva de ajuste para vazão do compressor	74
Figura 5.4 – Fluxograma do algoritmo de solução do modelo do sistema	81
Figura 6.1 – Taxa de transferência de calor no condensador em função da vazão de refrigerante	84
Figura 6.2 – Análise de efeito na pressão de condensação	85
Figura 6.3 – Análise de efeito na potência do compressor	86
Figura 6.4 – Análise de efeito no <i>COP</i>	87
Figura 6.5 – Validação do modelo do condensador	89
Figura 6.6 – Validação da queda de pressão do condensador	90
Figura 6.7 – Validação da pressão de condensação nos testes em regime permanente	91
Figura 6.8 – Validação da pressão de evaporação nos testes em regime permanente	92
Figura 6.9 – Validação da vazão mássica de refrigerante nos testes em regime permanente	93

Figura 6.10–Validação da potência do compressor nos testes em regime permanente	93
Figura 6.11–Validação da fração de funcionamento nos testes em regime cíclico	95
Figura 6.12–Validação do consumo de energia nos testes em regime cíclico	96
Figura 6.13–Parcelas de calor liberadas pela fita e pelo contato	97
Figura 6.14–Taxas de infiltração de calor relativa em cada teste	97
Figura 6.15–Taxas de infiltração de calor absoluta em cada teste	98
Figura 6.16–Perfil de temperaturas ao longo do condensador	100
Figura 6.17–Variação de pressão do refrigerante no condensador	101
Figura 6.18–Evolução do coeficiente de transferência de calor no ambiente externo	101
Figura 6.19–Coeficiente de transferência de calor no fluido refrigerante	102
Figura 6.20–Taxa de transferência de calor no condensador em função da condutividade térmica da fita e da área de contato	103
Figura 6.21–Taxa de transferência de calor no condensador em função da condutividade térmica da fita para contato de 0,5 mm	104
Figura 6.22–Taxa de transferência de calor no condensador em função da condutividade térmica da fita para contato de 3 mm	104
Figura 6.23–Taxa de transferência de calor no condensador em função do coeficiente de transferência da calor na cavidade	105
Figura 6.24–Taxa de transferência de calor no condensador em função do parâmetro $\Delta T_{\text{sat,w}}$	105
Figura 6.25–Taxa de transferência de calor no condensador em função da resistência de contato para condutividade térmica da fita de (a) $170 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ e (b) $0,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	106
Figura 6.26–Taxa de transferência de calor no condensador em função do comprimento da unidade elementar	107
Figura 6.27–Consumo de energia vs condutividade térmica da chapa externa	109
Figura 6.28–Consumo de energia vs espessura da chapa externa	110
Figura 6.29–Consumo de energia vs emissividade da chapa externa	110
Figura 6.30–Consumo de energia vs condutividade térmica do isolamento	112
Figura 6.31–Consumo de energia vs condutividade térmica da fita	113
Figura 6.32–Serpentina do condensador <i>hot-wall</i> com desempenho equivalente ao do arame-sobre-tubo	114
Figura 6.33–Configuração A (a) e configuração B (b)	116

Figura 6.34–Consumo de energia da configuração A e B em função da espessura do isolamento térmico do <i>freezer</i>	117
Figura 6.35–Consumo de energia vs largura da aleta	118
Figura 6.36–Consumo de energia vs número de passes do condensador	118
Figura B.1 –Relação entre o volume interno de cada condensador e carga ótima de refrigerante	133
Figura D.1 –Mini-túnel de vento	139
Figura D.2 –Esquema para medição da vazão de ar total	140
Figura D.3 –Esquema para medição da vazão de ar no <i>freezer</i>	141
Figura E.1 –Esquema do túnel de vento	143
Figura E.2 –Curva característica de transferência de calor do evaporador	146

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades e dimensões dos tubos do condensador . . .	34
Tabela 3.2 – Propriedades e dimensões das fitas adesivas	34
Tabela 3.3 – Parâmetros construtivos dos condensadores	35
Tabela 3.4 – Plano de testes de UA	43
Tabela 3.5 – Valor máximo admitido para critério de regime permanente	44
Tabela 3.6 – Plano de testes de desempenho em regime permanente . .	45
Tabela 3.7 – Plano de testes de consumo de energia em operação cíclica	48
Tabela 4.1 – Temperaturas e resistências térmicas dos trechos da fita .	57
Tabela 4.2 – Temperaturas e resistências térmicas dos trechos da chapa	59
Tabela 4.3 – Equações apropriadas para os trechos da fita	60
Tabela 4.4 – Equações apropriadas para os trechos da chapa	60
Tabela 4.5 – Condições de contorno da fita	60
Tabela 4.6 – Condições de contorno da chapa	61
Tabela 5.1 – Coeficientes do ajuste para eficiência volumétrica e potên- cia do compressor	73
Tabela 5.2 – Grupos adimensionais para a correlação do condensador .	75
Tabela 5.3 – Grupos adimensionais para a correlação do tubo capilar .	76
Tabela 6.1 – Resultados dos testes em regime cíclico	88
Tabela 6.2 – Validação da fração de funcionamento e do consumo de energia do refrigerador <i>baseline</i>	94
Tabela 6.3 – Avaliação do aumento da carga térmica nos refrigeradores	108
Tabela B.1 – Resultados da determinação de carga para o produto 2 . .	132
Tabela B.2 – Carga ótima de fluido refrigerante por produto	132
Tabela D.1 – Resultados de vazão de ar no refrigerador	140
Tabela E.1 – Resultados do túnel de vento	144
Tabela F.1 – Resultados dos testes de fluxo de calor reverso	148
Tabela F.2 – Resultados dos testes em regime permanente com válvula aberta	149
Tabela F.3 – Resultados dos testes em regime permanente com válvula fechada	150

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos romanos

Símbolo	Descrição	Unidade
A	Área	m^2
C	Taxa de capacidade calorífica	W/K
CA_a	Coefficiente angular de uma amostra de dados	—
CE	Consumo de energia	$kWh/mês$
COP	Coefficiente de performance	—
c_p	Calor específico	$J/(kg \cdot K)$
D	Diâmetro	m
DP_a	Desvio padrão de uma amostra de dados	—
DP_{max}	Desvio padrão máximo admitido	—
f	Fator de atrito	—
Fr_{md}	Número de Froude modificado	—
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
G	Fluxo mássico	$kg/(m^2 \cdot s)$
Ga	Número de Galileo	—
h	Entalpia	J/kg
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor	$W/(m^2 \cdot K)$
k	Condutividade térmica, Coeficiente de expansão isentrópica	$W/(m \cdot K), -$
\dot{m}	Vazão mássica	kg/h
Nu	Número de Nusselt	—
NUT	Número de unidades de transferência	—
P	Pressão	bar
PD	Parede direita	
PE	Parede esquerda	
Pr	Número de Prandtl	—
PS	Parede superior	
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
r	Razão entre a vazão de ar insuflada no freezer e a total	—
R	Resistência térmica	K/W
R''	Resistência térmica por unidade de área	$K \cdot m^2/W$
Re	Número de Reynolds	—

Ra	Número de Rayleigh	—
T	Temperatura	$^{\circ}C$
t	Tempo, Espessura	s, m
\bar{T}	Temperatura média	$^{\circ}C$
UA	Condutância térmica	W/K
v	Volume específico	m^3/kg
\dot{V}	Vazão volumétrica	m^3/s
w	Largura	m
\dot{W}	Potência	W
x	Título mássico	—
X_{tt}	Parâmetro de Lockhart-Martinelli	—

Símbolos gregos

Símbolo	Descrição	Unidade
α	Difusividade térmica	m^2/s
β	Coefficiente de expansão térmica	$1/K$
Δz	Comprimento de uma unidade elementar	m
$\Delta T_{sat,w}$	Diferença de temperatura entre a parede do tubo e a saturação	$^{\circ}C$
ε	Emissividade, efetividade	—
η	Eficiência	—
μ	Viscosidade absoluta	Pa·s
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s
ρ	Massa específica	kg/m^3
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W/(m^2 \cdot K^4)$
τ	Fração de funcionamento do compressor	—
ω	Fração de vazio	—

Sub-índices

A	Ambiente genérico A
ac	Aceleração
an	Anular
ar	Ar
at	Atrito
B	Ambiente genérico B
c	Chapa
cap	Tubo capilar

cond	Condensador, Condensação
conv	Convecção
cr	Ponto crítico
ct	Contato
cv	Cavidade
D	Baseado no diâmetro
desc	Descarga
e	Entrada
ele	Unidade elementar
es	Estratificado
evap	Evaporador, Evaporação
ex	Externo
exp	Experimental
f	Fita
ff	<i>Fresh-food</i>
fz	<i>Freezer</i>
g	Cola
gr	Gravitacional
hip	Hipotético
HW	<i>Hot-wall</i>
hx	Trocador de calor
I, II, III, IV	Segmentos da fita e da chapa
in	Interno
is	Isolamento
j	Contador
k	Compressor
l	Líquido saturado
lo	Somente líquido
m	Mistura
max	Máximo
med	Médio
min	Mínimo
off	Desligado
on	Ligado
r	Refrigerante
rad	Radiação
s	Saída
sat	Saturado

sc	Área sem condensador <i>hot-wall</i>
sub	Grau de sub-resfriamento
suc	Sucção
sup	Grau de superaquecimento
t	Carga térmica
tb	Tubo
tr	Seção transversal
tr	Transição
v	Vapor saturado, Volumétrico
v	Ventilador
x	Eixo x
w	Arame
WOT	Arame-sobre-tubo

SUMÁRIO

1	Introdução	1
1.1	Refrigeração por compressão mecânica de vapor	3
1.2	Condensadores utilizados em refrigeração doméstica	6
1.2.1	Condensadores submetidos à convecção natural	6
1.2.2	Condensadores submetidos à convecção forçada	8
1.3	Motivação e objetivos	11
1.4	Estrutura da dissertação	13
2	Revisão Bibliográfica	15
3	Trabalho Experimental	31
3.1	Aparato experimental	31
3.1.1	Refrigerador original	31
3.1.2	Refrigeradores modificados	33
3.1.3	Condensadores <i>hot-wall</i>	33
3.1.4	Instrumentação	36
3.1.5	Câmara de testes	38
3.2	Metodologia de testes	39
3.2.1	Testes de fluxo de calor reverso	40
3.2.2	Testes de desempenho em regime permanente	42
3.2.3	Testes de consumo de energia em regime cíclico	45
3.3	Estratégia de testes	48
4	Modelo matemático do condensador	51
4.1	Objetivos do modelo	51
4.2	Estratégia de modelagem	51
4.3	Submodelo de transferência de calor	53
4.3.1	Fechamento do problema	62
4.3.2	Cômputo dos coeficientes de transferência de calor	63
4.4	Submodelo de queda de pressão	66
4.4.1	Variação por forças gravitacionais	67
4.4.2	Variação por forças de atrito	67
4.5	Implementação do modelo	68
5	Modelo matemático do sistema	71
5.1	Submodelo do compressor	71
5.2	Submodelo do condensador	73
5.3	Submodelo do trocador de calor tubo capilar–linha de sucção	75
5.4	Submodelo do evaporador	77
5.5	Fechamento do problema	78

5.6	Cálculo da carga térmica	78
5.7	Cálculo do consumo de energia	80
5.8	Implementação do modelo	80
6	Resultados	83
6.1	Análise experimental	83
6.2	Validação dos modelos matemáticos	89
6.2.1	Modelo do condensador	89
6.2.2	Modelo do sistema	90
6.3	Análise matemática	95
6.3.1	Avaliação das taxas de transferência de calor no condensador	95
6.3.2	Caracterização do processo de transferência de calor no condensador	99
6.3.3	Efeito de parâmetros operacionais do condensador	102
6.3.4	Avaliação do aumento da carga térmica sobre os refrigeradores	107
6.3.5	Análise de sensibilidade	108
6.3.6	Condensadores <i>hot-wall</i> equivalentes ao arame-sobre-tubo	112
6.3.7	Diretrizes de projeto	115
7	Conclusões	119
7.1	Sugestões para trabalhos futuros	121
	Referências Bibliográficas	123
	APÊNDICE A Características geométricas do refrigerador	127
	APÊNDICE B Seleção da carga de refrigerante	131
	APÊNDICE C Equação do perfil de temperatura quando existe interação entre aletas	135
	APÊNDICE D Teste de vazão de ar no refrigerador	139
	APÊNDICE E Medição da curva característica de transferência de calor no evaporador	143
	APÊNDICE F Resultados experimentais	148

1 INTRODUÇÃO

O objetivo da refrigeração é reduzir a temperatura de corpos ou fluidos a valores inferiores aos do ambiente no qual estão situados. Antigamente, tal objetivo era atingido através do uso de gelo natural. Esse era extraído de montanhas ou lagos congelados e transportado até as cidades para abastecer as geladeiras da época, conhecidas como *ice boxes* (ver Figura 1.1). Nelas, um grande bloco de gelo era colocado num compartimento superior e os alimentos eram resfriados por convecção natural. Ao perceber a potencialidade de mercado, o americano Frederic Tudor fundou a *Tudor Ice Company*, com objetivo de comercializar gelo em larga escala. Tudor, que ficou conhecido como o *Ice King*, dominou a venda de gelo dentro dos Estados Unidos, e chegou a inclusive exportar para diversas regiões do mundo. Para garantir que o gelo chegaria seguro, materiais como serragem foram utilizados para melhorar o isolamento térmico e evitar o derretimento durante o transporte.

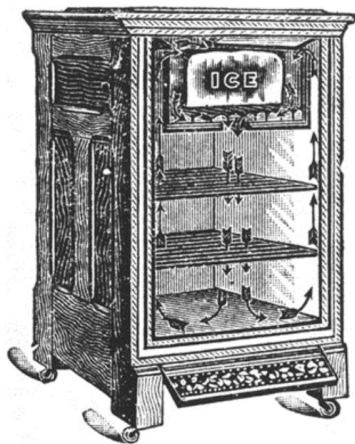


Figura 1.1 – *Ice boxes*: as primeiras geladeiras

Paralelamente ao uso de recursos naturais, esforços foram realizados para que o processo de refrigeração se tornasse mais cômodo e automático. Vários pesquisadores e inventores tiveram um papel muito importante nessa história. Em 1755, William Cullen, um professor Universidade de Edimburgo, utilizou do efeito de evaporação de um fluido volátil para a produção artificial de gelo. Ele colocou água em contato externo com um recipiente contendo éter e, com

o uso de uma espécie de bomba de vácuo, reduziu a pressão de vapor do éter, de maneira que a temperatura fosse suficientemente reduzida para viabilizar o congelamento da água. O processo, no entanto, era descontínuo, já que após um certo período todo o éter era succionado e o procedimento se encerrava.

A primeira descrição completa de uma máquina de refrigeração que operava em um ciclo fechado, ao que se tem documentado, foi concebida pelo americano Jacob Perkins, em 1834. A invenção foi descrita pelo autor como um aparato a partir do qual era possível utilizar fluidos voláteis para produção de frio, e em seguida re-condensar esse fluido para que pudesse ser reutilizado. Essa máquina foi o primeiro protótipo de todos os sistemas de refrigeração subsequentes. Conforme pode ser visto na Figura 1.2, o aparato já possuía os quatro principais componentes de um refrigerador: o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador.

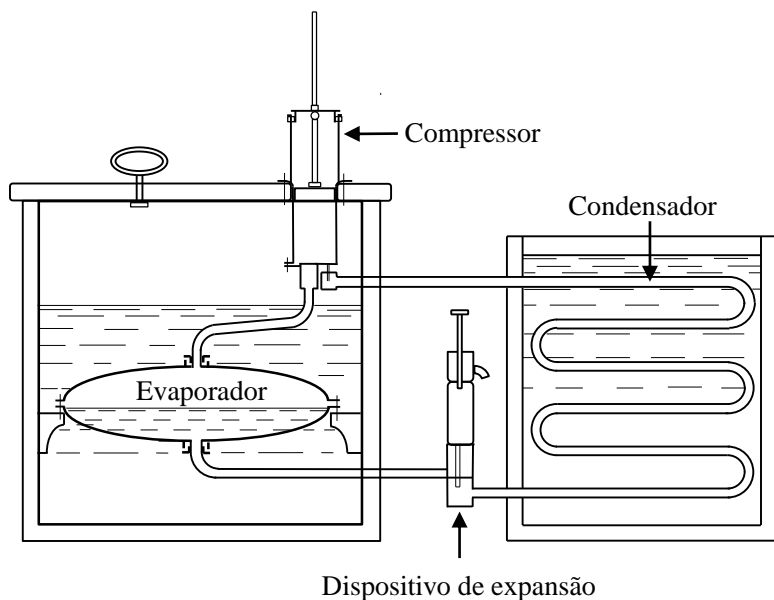


Figura 1.2 – Aparato de refrigeração criado por Jacob Perkins (Gosney, 1982)

Mesmo que o protótipo tenha sido funcional e um marco na história da refrigeração, o aparato de Perkins não chegou a ser comercialmente explorado, muito provavelmente pela forte influência da indústria do gelo na época. Contudo, o gelo extraído de fontes naturais tinha suas desvantagens, como a

logística de transporte e a possibilidade de contaminação pela água de rios ou lagos poluídos. Assim, o primeiro passo para a automatização da produção de frio começou a ser dado. Baseado nos conceitos de Perkins, o escocês James Harrison construiu, em 1857, um sistema de refrigeração comercial capaz de produzir blocos de gelo artificialmente e alimentar as geladeiras da época. Harrison criou uma maneira indireta de mecanizar o processo de refrigeração.

A primeira máquina de refrigeração portátil capaz de produzir frio artificialmente *in loco* foi construída na década de 1870 pelo alemão Carl Von Linde. A máquina, no entanto, requeria um elevado conhecimento técnico para ser colocada em operação. Para que fosse adequada ao setor residencial, precisava evoluir e ser mais independente. O desenvolvimento nessa direção começou por volta de 1900. O comportamento automático de refrigeradores foi obtido por meio de dois métodos de controle: a regulação manual da abertura do dispositivo de expansão para balancear a vazão deslocada pelo compressor e a introdução do termostato, um elemento responsável por desligar o sistema de refrigeração quando o espaço refrigerado atinge a temperatura desejada. Ainda que automático na operação do dia-a-dia, os compressores e sistemas exigiam atenção de tempos em tempos, já que os sistemas não eram herméticos e havia a necessidade de reposição do fluido refrigerante.

Foi somente na década de 1930 que surgiram os sistemas hermeticamente selados, nos quais o motor e o cilindro de compressão foram colocados dentro de uma mesma carcaça e montados dentro do circuito de refrigeração. Assim, eliminaram-se os problemas de vazamento através da vedação do eixo, e criou-se a configuração que é universalmente utilizada nos refrigeradores atuais. Desde então, toda a comunidade científica, bem como a indústria em geral, vêm desenvolvendo atividades com objetivo de melhorar a performance de cada um dos componentes do sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

1.1 Refrigeração por compressão mecânica de vapor

Atualmente, existem diversas maneiras de se produzir frio artificialmente, dentre as quais se destacam: refrigeração por compressão mecânica de vapor, refrigeração por absorção, refrigeração a ar, refrigeração termo-elétrica e refrigeração magnética. No segmento de refrigeração doméstica, a grande maioria dos produtos opera segundo um ciclo de compressão mecânica de vapor, que é formado pelos quatro componentes principais citados anteriormente.

A Figura 1.3 mostra um esquema do ciclo mais utilizado nos refrigera-

dores de hoje. O compressor e o dispositivo de expansão são responsáveis por estabelecer as duas pressões do ciclo: a de condensação e de evaporação. O compressor é o elemento responsável por transformar energia elétrica em trabalho de fluxo, promovendo a circulação do refrigerante. A remoção de calor do espaço refrigerado é feita no evaporador, por meio da evaporação do fluido refrigerante a baixa pressão. O condensador é o componente responsável por condensar o vapor a alta pressão proveniente do compressor mediante liberação de calor para o ambiente externo. O dispositivo de expansão mais utilizado em sistemas domésticos é o tubo capilar. Esse é comumente colocado em contato com a linha de sucção, dando origem a um trocador de calor responsável por diminuir o título do refrigerante na entrada do evaporador e aumentar a vazão mássica do sistema, elevando assim a capacidade de refrigeração. De maneira geral o aspecto dos refrigeradores atuais é bastante similar ao proposto por Perkins em 1834. Segundo o IIR (2015), existem cerca de 1,5 bilhão de refrigeradores e *freezers* em operação no mundo, dos quais apenas uma pequena parcela não utiliza compressão mecânica de vapor.

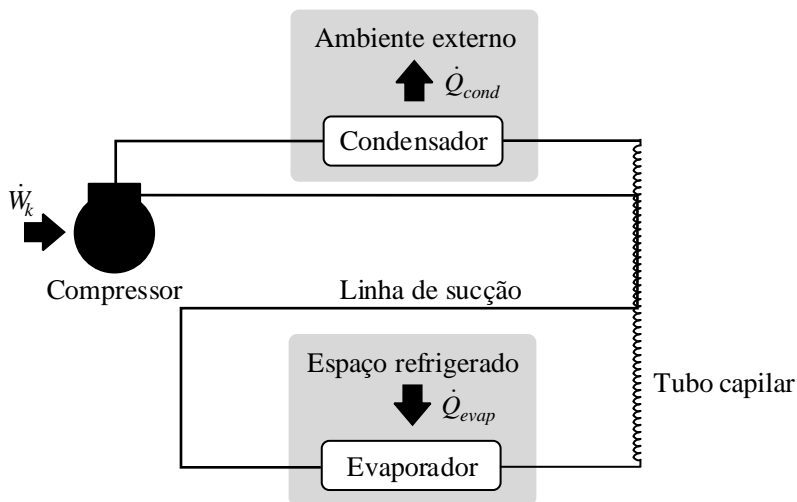


Figura 1.3 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor

O refrigerador se tornou um eletrodoméstico indispensável na vida da população. No Brasil, segundo a Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios (IBGE, 2013), existem cerca de 76 milhões em operação. Praticamente toda

residência com energia elétrica possui hoje um refrigerador. No ano de 2012, o setor de refrigeração doméstica teve uma participação de 23 % em todo o consumo residencial do Brasil (EPE, 2014), conforme ilustrado na Figura 1.4. No mesmo ano, o Balanço Energético Nacional divulgado pela Empresa de Pesquisa Energética do Brasil (EPE, 2013) mostrou que o setor residencial foi responsável por cerca de 26 % de toda a energia elétrica consumida no País, como pode ser visto na Figura 1.5. Portanto, o setor de refrigeração doméstica foi responsável por cerca de 6 % de toda energia elétrica consumida no Brasil no ano de 2012.

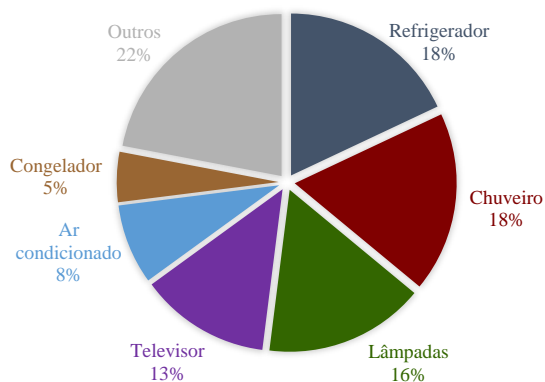


Figura 1.4 – Distribuição do consumo de energia elétrica residencial no Brasil (EPE, 2014)

Nesse contexto, ao longo dos últimos anos, políticas de etiquetagem, que classificam os produtos em categorias de eficiência, foram introduzidas no Brasil e em muitos outros países. Aliado a isso, os consumidores estão cada vez mais conscientes do impacto ambiental causado por produtos de baixa performance. Assim, um dos grandes esforços da indústria em geral está concentrado em projetos de pesquisa e desenvolvimento no setor, já que melhorias na eficiência dos sistemas de refrigeração podem contribuir significativamente na redução do consumo de energia elétrica de um país. Bansal *et al.* (2011) relataram que melhorias envolvendo refrigeradores domésticos devem estar relacionadas ao aperfeiçoamento do gabinete refrigerado (e.g., melhorias no isolamento térmico e nas gaxetas) ou dos componentes do sistema de refrigeração, como, por exemplo, o condensador.

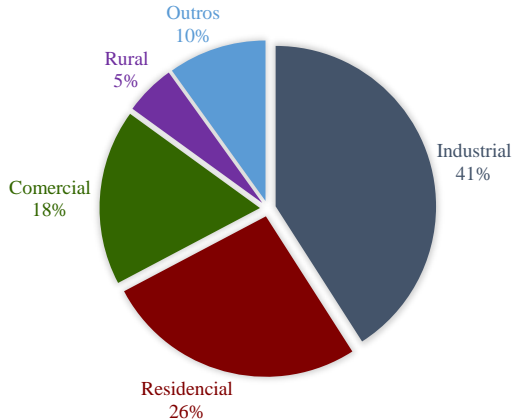


Figura 1.5 – Distribuição da energia elétrica consumida no Brasil por setor (EPE, 2013)

1.2 Condensadores utilizados em refrigeração doméstica

O condensador é o componente do sistema de refrigeração no qual o fluido refrigerante descarregado pelo compressor é dessuperaquecido, condensado e sub-resfriado, mediante rejeição de calor para o ambiente externo (Barbosa e Hermes, 2008). De uma maneira geral, os condensadores utilizados em refrigeração doméstica podem ser divididos em duas classes: a dos submetidos à convecção natural e a dos submetidos à convecção forçada.

1.2.1 Condensadores submetidos à convecção natural

Nos condensadores submetidos à convecção natural, a movimentação do ar externo é regida por forças de empuxo, causadas pela presença combinada de um gradiente de massa específica no ar e de uma força de corpo que é proporcional à massa específica (Incropera *et al.*, 2008). Tipicamente, os coeficientes de transferência de calor do lado do ar são baixos, o que faz com que tais trocadores de calor tenham uma elevada área externa. Por outro lado, a movimentação do ar ocorre naturalmente e não é necessária nenhuma força motriz externa. Os tipos mais comuns são o arame-sobre-tubo e o *hot-wall* que serão descritos a seguir.

O condensador mais utilizado em refrigeração doméstica é o do tipo arame-sobre-tubo com convecção natural. Tal trocador consiste em um tubo metálico dobrado em defasagens de 180°, formando uma serpentina de passagem

única, sobre a qual arames são soldados perpendicularmente em ambos os lados, conforme ilustrado na Figura 1.6. Destacam-se por sua simplicidade, baixo custo e por terem elevada área para transferência de calor. O condensador é geralmente posicionado na parede traseira do refrigerador, numa posição quase vertical (em alguns casos há uma leve inclinação) que proporciona um “efeito chaminé” (Bansal e Chin, 2003).



Figura 1.6 – Condensador arame-sobre-tubo

O outro tipo de condensador submetido à convecção natural mais comum é o *hot-wall*¹, escopo do presente trabalho. Tal trocador consiste numa serpentina de tubos que é colocada em contato com a superfície interna da chapa metálica que reveste o refrigerador, por meio do uso de uma fita adesiva, conforme ilustrado na Figura 1.7. O calor liberado pelo fluido refrigerante é conduzido pela fita e pelo contato direto entre o tubo e a chapa externa. A chapa atua como uma aleta que intensifica o processo de rejeição de calor para o ambiente externo. Todas as paredes metálicas do refrigerador podem ser usadas para fixar os tubos do condensador, o que amplia a área externa de transferência de calor. Como os tubos do condensador ficam escondidos na parede do refrigerador, o produto apresenta um melhor aspecto estético. Outra vantagem desse trocador de calor é a redução do volume total do refrigerador, que pode ser revertido em aumento do volume interno útil. Por outro lado, como o isolamento térmico não é ideal, parte do calor liberado pelo condensador acaba infiltrando nos compartimentos refrigerados, atuando como uma carga térmica adicional. Além disso, em casos como o mostrado na Figura 1.8, problemas na manufatura podem prejudicar o contato direto entre

¹ Também conhecido como *skin*.

o tubo e a chapa externa, aumentando a resistência térmica e prejudicando a transferência de calor.

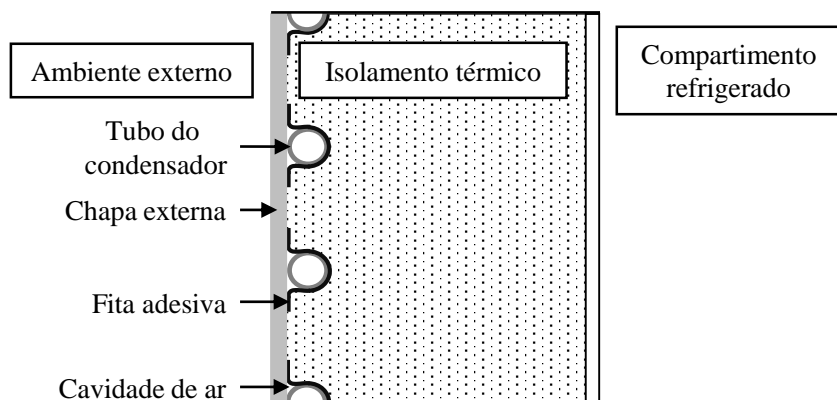


Figura 1.7 – Esquema de um condensador do tipo *hot-wall*

1.2.2 Condensadores submetidos à convecção forçada

Nos condensadores com convecção forçada, a movimentação do ar é realizada por um agente externo, normalmente um ventilador axial. Como o coeficiente de transferência de calor do lado do ar é maior, os trocadores de calor são mais compactos, e requerem menos matéria-prima para serem construídos. Por outro lado, a introdução de um ventilador aumenta o custo do produto e requer uma potência elétrica adicional que pode penalizar a performance global do refrigerador.

Os condensadores do tipo arame-sobre-tubo também são encontrados nesse tipo de aplicação. Apesar das geometrias variadas, como por exemplo o formato compacto (Figura 1.9) e caracol (Figura 1.10), o princípio construtivo é o mesmo: uma serpentina na qual são soldados arames que aumentam a área de troca de calor com o ar externo. Esses condensadores são normalmente utilizados em sistemas domésticos de maior porte, que requerem uma elevada taxa de transferência de calor.

Os condensadores de microcanais são outro tipo de trocador de calor com convecção forçada que vêm ganhando destaque nos últimos anos. Eles são formados por diversos tubos planos dispostos ao longo da altura do trocador, cada qual com uma série de microcanais paralelos. Os tubos são conectados entre si por aletas do tipo *louver* para maximizar a área de transferência de calor. Existem duas variações principais de condensadores de microcanais. Na

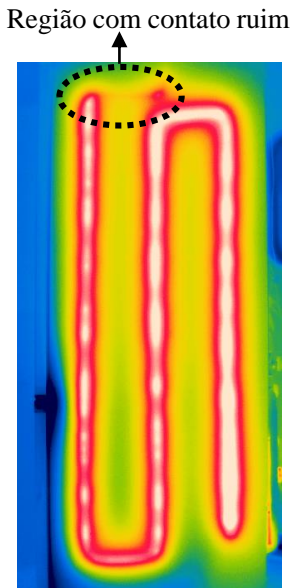


Figura 1.8 – Problema de manufatura em um condensador do tipo *hot-wall* (Colombo, 2014)

primeira, mostrada na Figura 1.11, as fileiras de tubos são ligadas paralelamente por coletores, comumente chamados de *headers*. Essa configuração é a mais utilizada, mas pode apresentar problemas de má-distribuição de fluido refrigerante, o que prejudica a performance do condensador. Na segunda configuração, mostrada na Figura 1.12, um único tubo é dobrado com defasagens de 180° , formando uma serpentina única. Assim, reduz-se o problema de má distribuição de fluido refrigerante, mas aumenta-se a queda de pressão interna e um eventual entupimento de um microcanal pode prejudicar fortemente a transferência de calor. Em ambos os casos, o volume do trocador é bastante reduzido, o que torna os condensadores com microcanais os mais compactos do setor. Durante a operação de um sistema de refrigeração, grande parte do fluido refrigerante está concentrada no condensador. Dessa forma, os microcanais possibilitam uma grande redução na carga de fluido, e por esse motivo têm sido alvo de grande interesse da indústria de refrigeração (Shao *et al.*, 2011).

Percebe-se que existe uma ampla variedade de condensadores aplicados a refrigeradores domésticos, cada qual com suas vantagens e desvantagens, e



Figura 1.9 – Condensador arame-sobre-tubo compacto

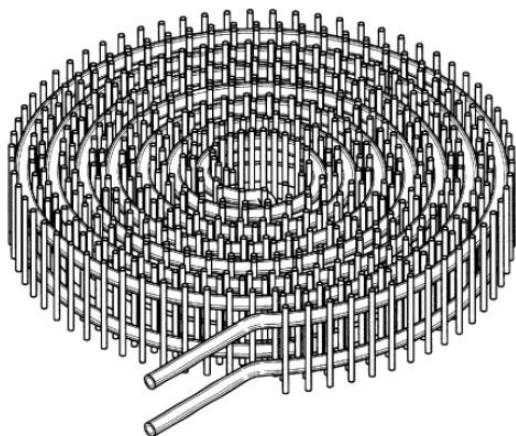


Figura 1.10 – Condensador arame-sobre-tubo em formato de caracol (Ohgaki, 2002)

a escolha por um modelo depende de fatores econômicos, sociais e termodinâmicos. Na Europa e na Ásia, por exemplo, os consumidores não são muito adeptos aos condensadores com convecção forçada devido ao ruído proporcionado pelo ventilador. Em países como a Índia, o refrigerador é muitas vezes posicionado em salas de estar e, assim, o condensador *hot-wall* se torna o preferido devido ao seu melhor aspecto visual. No Brasil, o condensador mais utilizado é o arame-sobre-tubo com convecção natural por se tratar do

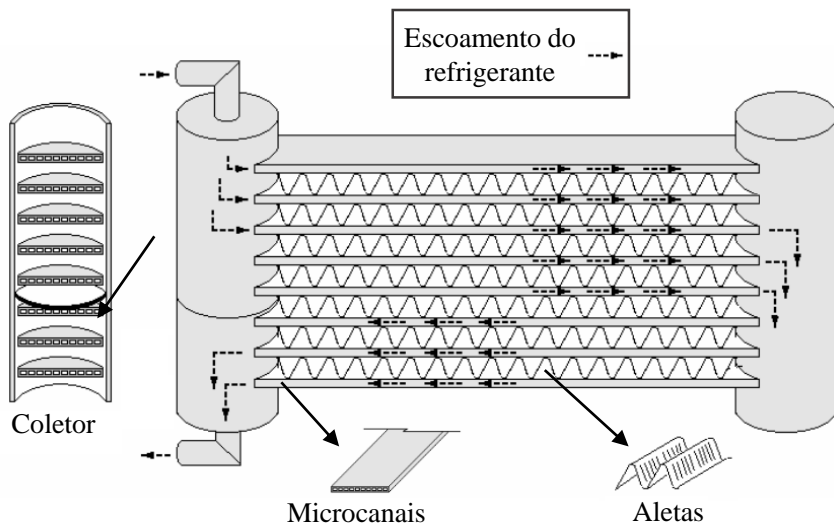


Figura 1.11 – Condensador de microcanais com coletores (Adams *et al.*, 2003)

trocador mais simples, barato, e compatível com o porte dos refrigeradores do país. Nos Estados Unidos, os refrigeradores domésticos são maiores e de grande volume interno. Assim, por questões de capacidade, os condensadores com convecção forçada são os mais utilizados.

1.3 Motivação e objetivos

Conforme discutido anteriormente, os refrigeradores domésticos possuem uma forte influência na energia elétrica consumida por um país. O aperfeiçoamento de cada um dos componentes do sistema de refrigeração é muito importante para melhorar a eficiência do ciclo. Em se tratando de condensadores do tipo *hot-wall*, existem poucos trabalhos divulgados na literatura devido à sua aplicação relativamente recente. Nesse contexto, o presente trabalho se apresenta como uma relevante contribuição ao tema. O principal objetivo é realizar uma ampla análise experimental do desempenho de refrigeradores domésticos com diferentes configurações de condensadores do tipo *hot-wall*, e desenvolver uma ferramenta matemática robusta que seja capaz de prever o comportamento termodinâmico dos mesmos. A fim de atingir o objetivo principal, os seguintes objetivos específicos foram traçados:



Figura 1.12 – Condensador de microcanais com serpentina única

- Prototipar 8 condensadores do tipo *hot-wall* com diferentes parâmetros construtivos e instalá-los em 8 refrigeradores domésticos idênticos;
- Caracterizar o desempenho dos refrigeradores através de testes de consumo de energia em regime permanente (Hermes *et al.*, 2013), e fornecer dados experimentais para validação dos modelos matemáticos;
- Complementar a caracterização dos refrigeradores com testes de consumo de energia em operação cíclica, e utilizar os resultados para validar as previsões do modelo do sistema para fração de funcionamento e consumo de energia;
- Implementar o modelo matemático de condensadores do tipo *hot-wall* proposto por Colombo (2014) e realizar as adaptações necessárias;
- Implementar o modelo matemático para simulação de sistemas de refrigeração domésticos proposto por Hermes *et al.* (2009) e Gonçalves *et al.* (2009), incluir o sub-modelo de condensador *hot-wall* e adaptar os sub-modelos utilizados para simulação do compressor, do trocador de calor linha de sucção-tubo capilar e do evaporador;

- Utilizar o modelo de sistema para investigar o efeito de diferentes parâmetros construtivos do condensador sobre o desempenho do refrigerador.

1.4 Estrutura da dissertação

O presente trabalho foi dividido em seis capítulos. Neste capítulo introdutório, o problema foi contextualizado e os objetivos traçados. As informações de cunho histórico foram extraídas dos trabalhos de Gosney (1982) e Arora (2010). No Capítulo 2, alguns trabalhos disponíveis na literatura acerca do tema são revisados. O Capítulo 3 descreve o aparato experimental e os procedimentos de ensaio realizados. No quarto capítulo, descreve-se o desenvolvimento do modelo matemático para condensadores do tipo *hot-wall*. No Capítulo 5, apresenta-se o modelo matemático para simulação do sistema de refrigeração. No Capítulo 6, são apresentados os resultados do presente trabalho e por fim, no Capítulo 7, são apresentadas as conclusões e as sugestões para atividades futuras.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Devido à aplicação relativamente recente de condensadores do tipo *hot-wall* em refrigeração doméstica, existem poucos trabalhos disponíveis na literatura abordando o tema. Os mais relevantes foram estudados e serão descritos a seguir.

Rebora e Tagliafico (1997) realizaram um trabalho pioneiro sobre a transferência de calor em condensadores do tipo *hot-wall* e evaporadores do tipo *skin* em um *freezer* horizontal. Como pode ser visto na Figura 2.1, nesse tipo de aplicação os tubos dos trocadores de calor estão muito próximos uns dos outros, de maneira que uma parcela do calor liberado pelo condensador é diretamente direcionada para o evaporador, reduzindo a capacidade de refrigeração efetiva do sistema. Os autores desenvolveram um modelo bidimensional em um *software* de CFD para calcular a taxa de transferência de calor através das paredes do produto. Nas simulações foram mantidos constantes os coeficientes de transferência de calor e as temperaturas no ambiente externo e no compartimento refrigerado. O escoamento de refrigerante não foi modelado, e as temperaturas dos tubos do condensador e do evaporador foram tratadas como constantes e conhecidas. O modelo foi validado pelo perfil de temperatura na parede do refrigerador para apenas um caso e, conforme pode ser visto na Figura 2.2, uma boa concordância foi obtida. Tanto o resultado experimental quanto o numérico mostraram que a condução de calor na parede do *freezer* é predominantemente unidimensional.

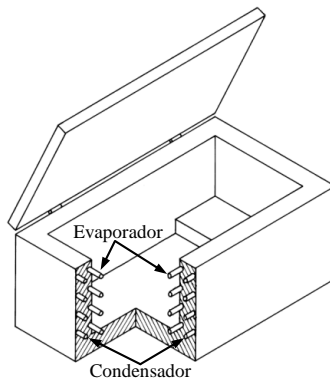


Figura 2.1 – *Freezer* horizontal avaliado por Rebora e Tagliafico (1997)

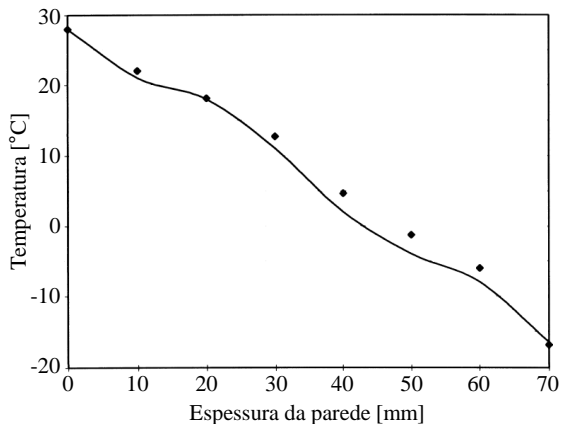


Figura 2.2 – Validação do modelo proposto por Rebora e Tagliafico (1997)

Além disso, os autores avaliaram o impacto de alguns parâmetros geométricos na taxa de transferência de calor e no coeficiente de performance (*COP*) do sistema. Foram analisadas as espessuras das chapas metálicas, a espessura do isolamento térmico, o diâmetro e espaçamento dos tubos dos trocadores de calor e o valor da resistência térmica de contato entre os tubos e as chapas metálicas. Ao todo, foram simulados 640 casos, e os fatores que apresentaram maior impacto sobre o desempenho do sistema foram a resistência de contato, a espessura do isolamento térmico e a espessura das chapas metálicas. Como as chapas atuam como aletas nesse tipo de trocador, um aumento na espessura das mesmas acarreta em um aumento da eficiência de aleta e intensifica a troca de calor. Como boa parte do calor é trocado através do contato entre o tubo e a chapa metálica, era de se esperar que a resistência de contato tivesse um papel importante no processo de transferência de calor. De fato, uma das recomendações construtivas para esse tipo de trocador de calor é que esse contato seja efetivo e que seja evitada qualquer possibilidade de infiltração de poliuretano entre o tubo e a chapa metálica. Por fim, os autores concluíram que o diâmetro dos tubos têm pouca influência na taxa total de transferência de calor em cada trocador, mas que, por aumentarem a área de contato com o isolamento térmico, aumentam a transferência de calor direta do condensador para o evaporador.

Anos depois, Rebora *et al.* (2006) propuseram um aprimoramento ao modelo desenvolvido por Rebora e Tagliafico (1997). Para aproximar a simulação do comportamento real do caso avaliado, os autores acoplaram ao modelo

de transferência de calor na parede do *freezer* horizontal um modelo termodinâmico para o sistema de refrigeração, incluindo condições reais de operação, como a consideração da queda de pressão nos trocadores de calor e da eficiência volumétrica do compressor. O acoplamento dos dois modelos foi feito através de um processo iterativo, no qual o *COP* do sistema pôde ser calculado pelos fluxos de calor na parede do produto e também pela variação de entalpia do fluido refrigerante no ciclo termodinâmico. Os autores realizaram uma análise paramétrica para avaliar o comportamento do *COP* do sistema em função de alguns parâmetros geométricos do produto. Os resultados foram bastante similares aos do trabalho anterior. A espessura do isolamento térmico mostrou ter a maior influência na performance do sistema uma vez que o aumento da mesma acarreta em diminuição da infiltração de calor e melhora na performance do sistema. Como o efeito da queda de pressão foi levado em consideração no modelo termodinâmico, verificou-se que o aumento no diâmetro dos tubos do evaporador e uma diminuição no diâmetro dos tubos do condensador provocou um aumento no *COP* do sistema. Por fim, a resistência de contato, a espessura das chapas metálicas e o espaçamento entre os tubos dos trocadores apresentaram forte influência na taxa de transferência de calor por influenciarem diretamente a eficiência de aleta das chapas metálicas.

Bansal e Chin (2002) também realizaram um trabalho numérico e experimental sobre condensadores do tipo *hot-wall* utilizados em refrigeradores domésticos. Os autores desenvolveram um modelo matemático que calcula a taxa de transferência de calor no condensador e a queda de pressão no mesmo utilizando como dados de entrada a vazão mássica de fluido refrigerante, a pressão e a temperatura do fluido na entrada do condensador, a temperatura do ambiente externo e a geometria do trocador de calor. Primeiramente, o condensador foi dividido em unidades elementares, constituídas por uma parte do tubo do condensador e da chapa externa, conforme mostrado na Figura 2.3. O condensador utilizado no trabalho possuía uma geometria bastante peculiar, com tubos alocados nas paredes laterais, superior, inferior e traseira do refrigerador, conforme pode ser visto na Figura 2.4. Assim, a título de simplificação, os autores adotaram uma largura média para as unidades elementares (w_{ele}), definida pela razão entre a área de uma parede e comprimento de tubos na mesma. Mesmo reconhecendo a participação da fita de alumínio na transferência de calor, bem como a infiltração de calor nos compartimentos refrigerados, os autores desconsideraram esses efeitos na modelagem. O modelo se baseou em uma abordagem de associação de resistências térmicas, na

qual o calor trocado por cada unidade elementar foi calculado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{ele}} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = UA_{\text{ele}} (T_r - T_{\text{ex}})_{\text{ele}} \quad (2.1)$$

onde:

$$\frac{1}{UA_{\text{ele}}} = R_{\text{in}} + R_{\text{tb}} + R_{\text{ct}} + R_{\text{ex}} \quad (2.2)$$

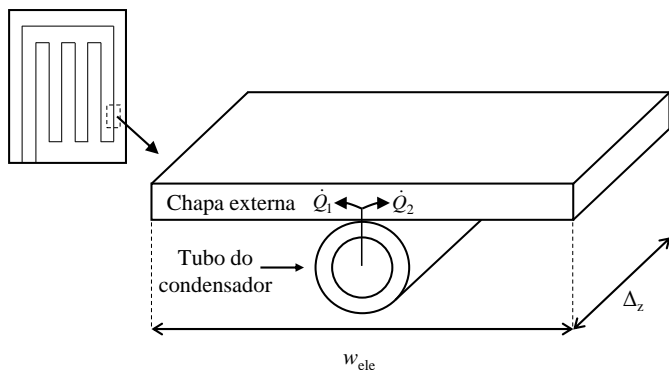


Figura 2.3 – Unidade elementar do condensador (Bansal e Chin, 2002)

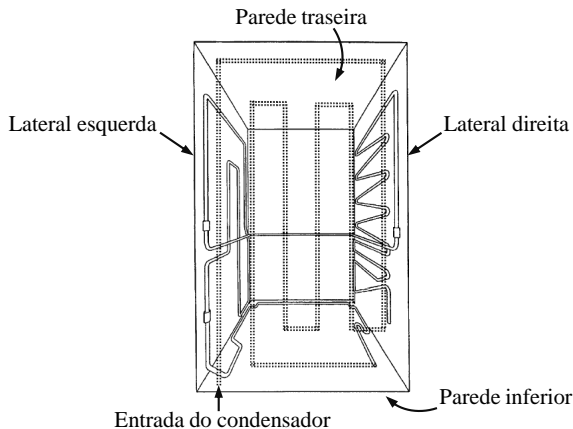


Figura 2.4 – Refrigerador testado por Bansal e Chin (2002)

A resistência térmica R_{in} está associada à convecção no interior do tubo devido ao escoamento de fluido refrigerante. O valor de R_{tb} foi calculado pela resistência de condução na parede do tubo, e R_{ct} foi uma estimativa da resistência de contato entre o tubo e a chapa externa. A resistência externa, R_{ex} , foi obtida a partir de uma abordagem de aleta na chapa externa, considerando a base da aleta, em contato com o tubo, com temperatura prescrita, e a outra extremidade como isolada.

Os resultados experimentais, obtidos em quatro temperaturas de condensação, foram comparados com as previsões do modelo e, em geral, o modelo superestimou a capacidade do condensador em cerca de 10%, conforme apresentado na Figura 2.5. Os autores atribuíram os desvios ao fato de terem desconsiderado a infiltração de calor nos compartimentos refrigerados. Uma análise detalhada mostrou que as resistências de contato e de condução no tubo podem ser negligenciadas, uma vez que representam menos de 1% do total. As resistências por convecção e radiação na parede externa representam mais de 80% do valor total e a resistência de convecção no interior do tubo é a segunda mais relevante. A explicação para os desvios, contudo, parece contraditória, uma vez que se fosse considerada uma parcela adicional de infiltração de calor, a taxa de transferência de calor no condensador seria ainda maior e o erro do modelo seria aumentado. Na verdade, os desvios podem estar associados ao cálculo da resistência interna, R_{in} , por meio de equações convencionais de transferência de calor, considerando toda a área interna do tubo. Como pode ser visto na Figura 2.3, apenas parte do tubo está em contato com a chapa externa, no caminho da transferência de calor, e por isso a taxa de transferência de calor calculada pelo modelo pode ter sido superestimada.

Bansal e Chin (2003) realizaram um estudo comparativo entre condensadores do tipo *hot-wall* e do tipo arame-sobre-tubo aplicados a refrigeradores domésticos. Os autores desenvolveram um aparato experimental no qual ambos condensadores foram conectados em paralelo a um mesmo sistema de refrigeração, e testes foram realizados com um de cada vez através do uso de válvulas de controle. Testes foram realizados de acordo com a norma australiana de consumo de energia, que especifica que os compartimentos *fresh-food* e *freezer* devem ser mantidos em 3 e -15°C , respectivamente. Apesar da norma recomendar uma temperatura ambiente de 32°C , os autores realizaram os testes em 20 e 25°C a fim de retratar de uma maneira mais realista o ambiente das cozinhas dos consumidores.

Os resultados mostraram que o condensador do tipo *hot-wall* apresentou uma taxa de transferência de calor de 10 a 18% superior à do arame-sobre-

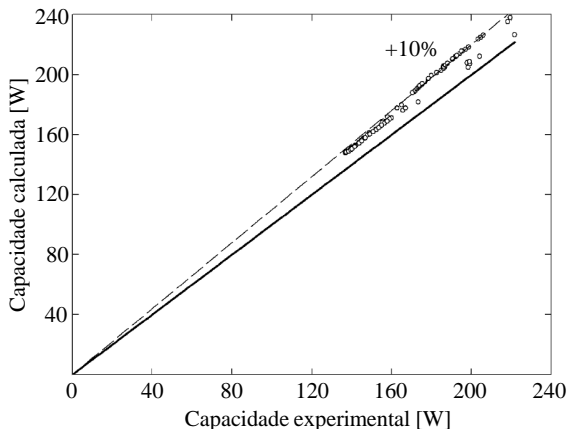


Figura 2.5 – Validação do modelo de Bansal e Chin (2002)

tubo. Isso ocorreu principalmente porque o diâmetro dos tubos do primeiro era um pouco maior que o segundo, acarretando em uma maior área para transferência de calor no interior dos tubos. Os autores ainda utilizaram modelos numéricos para validar os resultados experimentais e a maioria das previsões apresentou erros inferiores a $\pm 10\%$. Para ambos os condensadores, a resistência térmica devido a convecção natural e radiação externa corresponde a cerca de 90% do total, indicando que melhorias nesses trocadores de calor devem envolver ou um aumento da área externa ou da eficiência de aleta. Os autores ressaltaram ainda que, para o condensador arame-sobre-tubo, a maior parte do calor é trocado por convecção natural ($\approx 65\%$) enquanto que para o *hot-wall* a radiação é dominante ($\approx 70\%$).

Gupta e Gopal (2008) realizaram um estudo teórico sobre condensadores *hot-wall* utilizados em refrigeradores domésticos. Os autores desenvolveram um modelo matemático para calcular a taxa de transferência de calor no condensador a partir dos seguintes dados de entrada: pressão e temperatura do fluido na saída do evaporador, eficiência isentrópica do compressor, vazão mássica de refrigerante, pressão absoluta na entrada do condensador e grau de sub-resfriamento na saída do mesmo. A condição do fluido na entrada do condensador é calculada a partir de um modelo de compressão simples, assumindo uma eficiência isentrópica de 0,8. Esse valor é considerado alto para compressores domésticos, porém é uma maneira de compensar a desconsideração da transferência de calor nesse componente por meio de um modelo adiabático.

Os autores discretizaram o condensador em pequenas unidades elementares, conforme mostrado na Figura 2.6, constituídas por uma parte do tubo, da fita de alumínio e da chapa metálica externa. O modelo desenvolvido considerou o efeito da fita adesiva na transferência de calor, tratando a mesma como uma aleta. Mesmo reconhecendo que o isolamento térmico não é perfeito, os autores desconsideraram qualquer infiltração de calor nos compartimentos refrigerados em seu modelo numérico. A área total de transferência de calor foi dividida em quatro seções, como mostrado na Figura 2.7. A primeira seção é a região em que a fita está colada no tubo do condensador. A segunda é a parte em que a fita está em contato com a pequena cavidade de ar que é formada entre o tubo, a fita e a chapa. A terceira é a região da fita que está aderida à chapa externa enquanto que a quarta seção contém apenas a chapa externa. Os autores utilizaram uma abordagem de aleta para resolver o problema, e utilizaram correlações empíricas para estimar os coeficientes de transferência de calor envolvidos no processo. As resistências térmicas da camada de cola da fita adesiva, do contato entre a fita e o tubo e do contato entre a fita e a chapa foram negligenciadas, e a região de contato entre o tubo e a chapa externa não foi modelada.

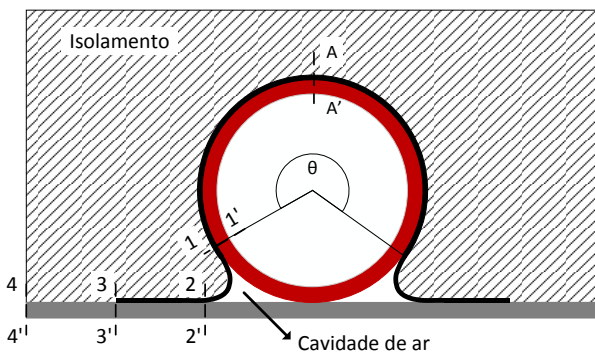


Figura 2.6 – Unidade elementar do condensador (Gupta e Gopal, 2008)

A validação do modelo de Gupta e Gopal (2008) foi feita com os resultados experimentais de Bansal e Chin (2002) e, conforme mostrado na Figura 2.8, os erros foram inferiores a $\pm 2\%$. Os autores verificaram que um aumento na vazão mássica do sistema acarretou em um aumento da taxa de transferência de calor no condensador, o que era esperado. Além disso, para uma dada vazão mássica, a taxa foi maior quando a diferença entre a tempera-

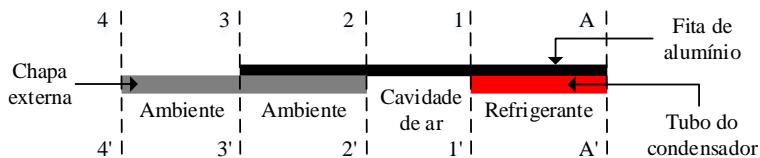


Figura 2.7 – Seções da unidade elementar (Gupta e Gopal, 2008)

tura de condensação e do ambiente externo foi maior. Com auxílio do modelo matemático, uma análise de sensibilidade foi realizada variando alguns parâmetros geométricos do condensador. Em sua investigação, os autores mantiveram a taxa de transferência de calor no condensador constante, de maneira que a variável avaliada foi o comprimento de condensador necessário para atingir tal taxa. Primeiramente, avaliou-se a influência do ângulo θ , que representa a área de fita colada no tubo do condensador (ver Figura 2.6), sobre o comprimento do condensador. Quanto maior for o ângulo θ , maior é a área de contato entre a fita e o tubo e menor precisa ser o comprimento do condensador, conforme mostrado na Figura 2.9. Avaliou-se também a influência da largura da fita adesiva sobre o comprimento do condensador, conforme mostrado na Figura 2.10. Os autores afirmaram que quanto maior a largura da fita maior deve ser também o comprimento do condensador, o que é bastante contraditório. Mesmo reconhecendo que a fita de alumínio desempenha um papel importante na transferência de calor em condensadores *hot-wall*, os autores concluíram que se a largura da fita for maior, a área da terceira seção da aleta será maior enquanto que da quarta será menor (ver Figura 2.7) e, como a resistência térmica adotada na terceira seção é maior que na quarta, a transferência de calor é prejudicada pelo aumento da largura da fita. Essa afirmação é incoerente, uma vez que a fita adesiva é responsável por transferir o calor do tubo para a chapa externa. Na verdade, o motivo pode estar ligado ao fato de que a quarta seção da aleta foi considerada como uma continuação da fita adesiva, quando na verdade tratam-se de duas aletas independentes, situadas inclusive em planos diferentes.

Zhang *et al.* (2010) realizaram um estudo numérico sobre condensadores *skin* com minicanais aplicados a refrigeradores domésticos. A Figura 2.11 mostra um esboço desse tipo de trocador. O fluido refrigerante descarregado pelo compressor escoava verticalmente através de um tubo com diâmetro interno de 3 mm. Na parte superior, cria-se uma espécie de coletor que distribui o fluido para uma série de minicanais (diâmetro interno de 0,5 a 1,5 mm),

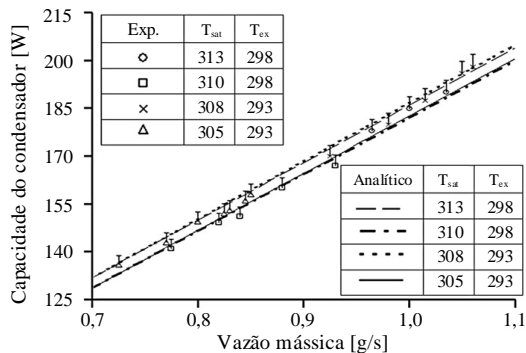


Figura 2.8 – Validação do modelo de Gupta e Gopal (2008)

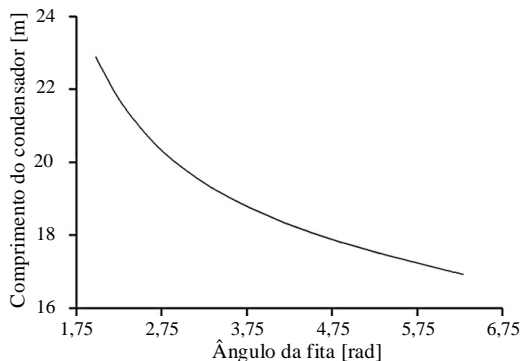


Figura 2.9 – Influência do ângulo θ sobre o comprimento do condensador (Gupta e Gopal, 2008)

que são aderidos à chapa externa com auxílio de uma fita adesiva. O uso de minicanais aumenta o coeficiente de transferência de calor interno, mas em contrapartida aumenta a queda de pressão no refrigerante.

Os autores desenvolveram um modelo matemático para prever a transferência de calor e queda de pressão nesse tipo de trocador de calor com objetivo de realizar uma otimização em termos de redução da massa total do condensador e aumento da performance do sistema. Zhang *et al.* (2010) verificaram que, quanto menor o diâmetro interno do tubo, menor precisa ser o comprimento total do condensador para uma mesma taxa de transferência de calor. Além disso, para uma mesma vazão mássica do sistema, quanto maior a quantidade de minicanais com mesmo diâmetro, menor é a velocidade média do

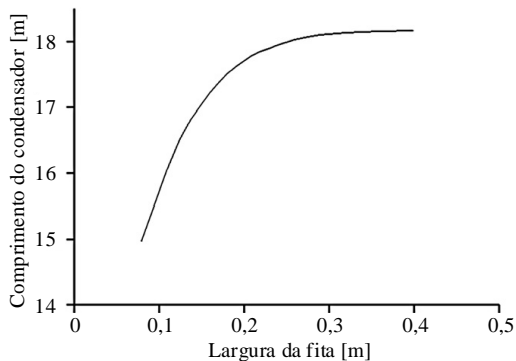


Figura 2.10 – Influência da largura da fita adesiva sobre o comprimento do condensador (Gupta e Gopal, 2008)

fluido refrigerante e consequentemente a queda de pressão no trocador de calor é menor. Para todos os casos analisados, a massa total do condensador foi inferior a de um condensador do tipo *skin* padrão e, para o caso que apresentou o melhor desempenho, foi possível obter uma redução de massa de até

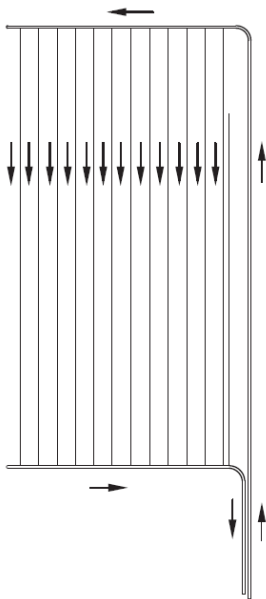


Figura 2.11 – Condensador *skin* com microcanais (Zhang *et al.*, 2010)

48,6 %.

Labigalini e Seixlack (2013) realizaram um estudo numérico sobre condensadores do tipo *hot-wall* utilizados em refrigeradores domésticos. Os autores desenvolveram um modelo para esse tipo de trocador baseado nas equações da conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento, por meio de duas estratégias. Na primeira, desenvolveu-se um modelo unidimensional no qual o fluido refrigerante foi considerado em contato direto com a chapa externa, negligenciando assim a presença do tubo na transferência de calor. Na segunda, considerou-se a presença dos tubos, e foi desenvolvido um modelo bidimensional, no qual a chapa externa atua como uma aleta responsável por transferir o calor para o ambiente externo. A fita adesiva foi negligenciada, de maneira que o tubo foi considerado como soldado à chapa externa. Os autores utilizaram os resultados experimentais de Bansal e Chin (2002) para validar os modelos propostos. De maneira geral, os resultados apresentados foram bons, e ambos os modelos foram capazes de prever a taxa de transferência de calor no condensador com desvios inferiores a $\pm 3,2\%$. A modelagem considerada mais simples, com fluido refrigerante em contato direto com a chapa externa apresentou resultados ligeiramente melhores aos do modelo bidimensional.

Colombo (2014) realizou uma investigação numérica e experimental de condensadores do tipo *skin* aplicados em refrigeradores domésticos. O autor desenvolveu o primeiro modelo matemático que leva em consideração o calor transferido para os compartimentos refrigerados. O modelo é capaz de calcular a taxa de transferência de calor tanto para o ambiente externo quanto para os compartimentos refrigerados, utilizando como dados de entrada as temperaturas internas e externa, a vazão mássica de fluido refrigerante, a pressão e temperatura do fluido na entrada do condensador e a geometria do trocador de calor. São considerados os efeitos da transferência de calor através dos tubos do condensador, da fita de alumínio, da chapa externa e do isolamento térmico. O modelo trata tanto a fita de alumínio quanto a chapa metálica externa como aletas independentes. Assim como Gupta e Gopal (2008), Colombo (2014) dividiu as aletas em seções, como pode ser visto na Figura 2.12.

A primeira seção da fita de alumínio encontra-se em contato com o tubo do condensador. A segunda está em contato com a cavidade de ar formada entre a fita, o tubo e a chapa. A terceira e última seção da fita está em contato com a chapa externa. Na chapa externa, a primeira seção representa a região em contato com a cavidade de ar. A segunda seção, por sua vez, está em contato com a fita de alumínio, enquanto que a terceira e última seção está em

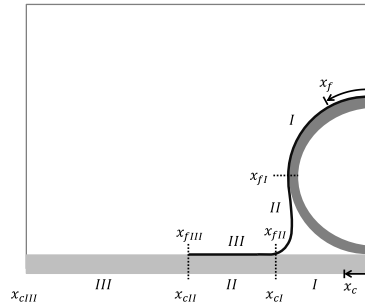


Figura 2.12 – Seções das aletas (Colombo, 2014)

contato direto com o isolamento de poliuretano. O autor calculou as resistências térmicas associadas à transferência de calor em cada uma das seções e aplicou as condições de contorno necessárias para fechamento do problema. Assim, o calor trocado em cada uma das seções das aletas pôde ser calculado através da integração do perfil de temperaturas nas mesmas.

A abordagem realizada na região de contato entre o tubo e a chapa foi um pouco controversa. O autor considerou uma transferência de calor unidimensional do fluido refrigerante para o ambiente externo, considerando a influência do tubo, da resistência de contato e da chapa externa. Assim, foi possível calcular uma temperatura de contato que foi utilizada como uma condição de contorno para solução do perfil de temperatura na chapa externa. Percebe-se, no entanto, que se a chapa foi tratada como uma aleta, a consideração unidimensional para a região de contato não é válida, já que parte do calor proveniente do fluido refrigerante para o contato é transferido pela chapa externa para as regiões adjacentes.

Colombo (2014) testou um refrigerador doméstico típico com um condensador do tipo *skin* com 10,7 m de comprimento, simetricamente distribuído nas paredes laterais do produto e conectado por um passe na parede superior, como mostrado na Figura 2.13. Dezesesseis ensaios experimentais foram realizados de acordo com a metodologia de regime permanente proposta por Hermes *et al.* (2013) para validar o modelo do condensador. Foram variadas a temperatura ambiente, a temperatura média do *fresh-food* e do *freezer*, e a rotação do compressor de velocidade variável. Os resultados foram utilizados para validar as previsões do modelo matemático e, como pode ser visto na Figura 2.14, o modelo foi capaz de prever a taxa de transferência de calor no condensador com desvios inferiores a $\pm 5\%$ para todos os casos. Verificou-se ainda que, em média, cerca de 40% do calor liberado pelo condensador

acaba infiltrando nos compartimentos refrigerados. Além disso, apenas cerca de 15% do calor é transferido pelo contato, enquanto que os 85% restantes são transferidos pela fita de alumínio, denotando o importante papel da mesma no processo de transferência de calor.

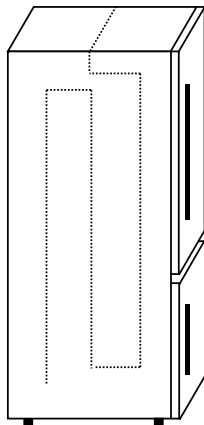


Figura 2.13 – Refrigerador testado por Colombo (2014)

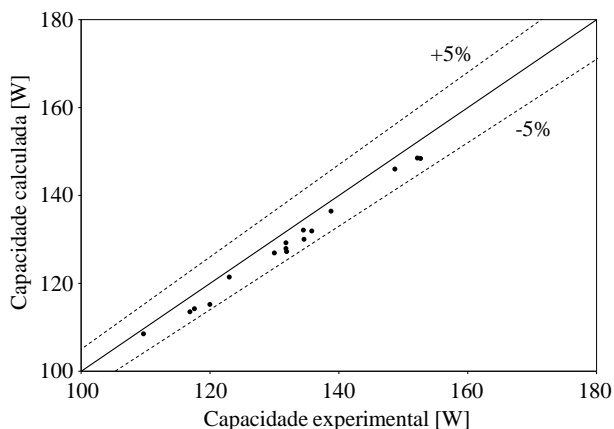


Figura 2.14 – Validação do modelo do condensador de Colombo (2014)

Colombo (2014) ainda integrou o seu modelo de condensador *skin* num modelo de simulação de sistemas de refrigeração, com base nos trabalhos realizados por Hermes *et al.* (2009) e Gonçalves *et al.* (2009). O autor imple-

mentou um modelo semi-empírico, com base nas equações de conservação da massa e energia e em parâmetros experimentais. Com exceção do condensador, cada componente do sistema de refrigeração foi modelado com uma abordagem simples utilizando modelos globais baseado em parâmetros obtidos empiricamente.

As previsões de consumo de energia do modelo de sistema foram confrontadas com resultados experimentais e, conforme mostrado na Figura 2.15, os desvios foram inferiores a $\pm 20\%$. O autor concluiu que os parâmetros experimentais que mais influenciam no consumo de energia do produto são a condutividade e espessura do isolamento térmico e da chapa metálica externa. Além disso, uma maior densidade de tubos aproveitaria melhor a área para transferência de calor e, por fim, para o caso estudado, a presença de tubos do condensador na região correspondente ao *freezer* deve ser evitada uma vez que o maior gradiente de temperatura favorece a infiltração de calor.

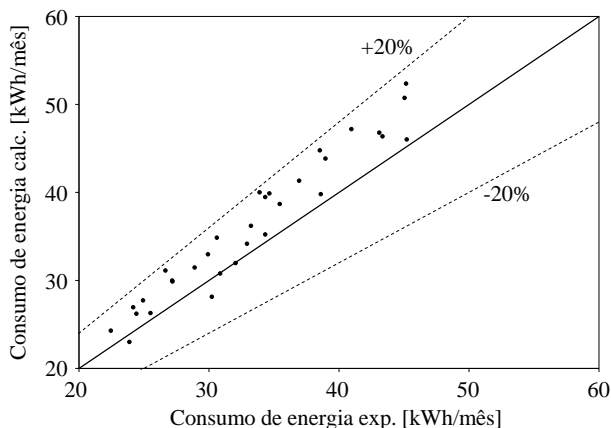


Figura 2.15 – Validação do modelo de sistema de Colombo (2014)

Conforme mostrado neste capítulo, são poucos trabalhos disponíveis na literatura acerca do tema. De todos os analisados, somente os de Bansal e Chin (2002) e Colombo (2014) criaram uma base de dados experimentais de refrigeradores com condensadores *hot-wall*. Ainda assim, os trabalhos tiveram apenas uma configuração construtiva do condensador, o que limitou a validação dos modelos matemáticos propostos. Em se tratando de modelos matemáticos, o modelo proposto por Colombo (2014) foi o mais completo, pois considerou a presença da fita de alumínio na transferência de calor e também

a infiltração de calor nos compartimentos refrigerados. Contudo, Colombo (2014) não abordou adequadamente a região de contato entre o tubo do condensador e a chapa externa. Além disso, apenas Colombo (2014) acoplou o modelo do condensador em um modelo de simulação do refrigerador como um todo e, mesmo assim, o fez de maneira simplificada. Com o objetivo de preencher essas lacunas, o presente trabalho se propôs a realizar uma ampla análise experimental do desempenho de refrigeradores domésticos com 8 diferentes configurações geométricas de condensadores do tipo *hot-wall*, e desenvolver uma ferramenta matemática robusta que seja capaz de prever o comportamento termodinâmico dos mesmos.

3 TRABALHO EXPERIMENTAL

Modelos matemáticos são ferramentas muito úteis para investigação de fenômenos físicos e do comportamento de sistemas. Contudo, para que sejam robustos e consistentes, suas previsões devem ser confiavelmente validadas por dados experimentais. Os trabalhos de Bansal e Chin (2002) e Colombo (2014) disponibilizaram resultados experimentais que poderiam ser utilizados para validação dos modelos aqui propostos. No entanto, ambos utilizaram apenas uma configuração construtiva do condensador, que foi testada sob diversas condições de operação.

A realização de testes com diversos protótipos, diferentes construtivamente, permite uma validação mais ampla e abrangente. Além disso, possibilita na prática um maior entendimento dos fenômenos físicos envolvidos, e a identificação dos parâmetros que têm maior impacto sobre a performance do sistema. Nesse contexto, 8 refrigeradores foram fabricados especificamente para atingir os objetivos do presente trabalho, em parceria com a empresa Whirlpool. Os condensadores foram produzidos com variações no comprimento e diâmetro dos tubos, no tipo de fita adesiva e no posicionamento dos tubos na parede do refrigerador. Os produtos foram totalmente instrumentados e submetidos a testes de determinação de carga, de fluxo de calor reverso, de desempenho em regime permanente e de consumo de energia em operação cíclica. Os detalhes do trabalho experimental são apresentados a seguir.

3.1 Aparato experimental

O aparato experimental envolveu basicamente uma câmara climatizada, utilizada como seção de testes, e nove refrigeradores domésticos: Oito com condensadores *hot-wall* construídos especificamente para este trabalho, além do produto original, com condensador arame-sobre-tubo, utilizado como referência (*baseline*). Maiores detalhes são apresentados a seguir.

3.1.1 Refrigerador original

Os refrigeradores utilizados no presente trabalho foram construídos com base no modelo Brastemp BRE50NBBNA (ver Figura 3.1). Trata-se de um produto do tipo *bottom-mount*, no qual um *freezer* de 120 litros está montado abaixo de um *fresh-food* de 302 litros. O sistema de refrigeração possui um compressor alternativo de velocidade fixa, modelo EM2P70CLP, fabricado

pela Embraco. O evaporador é *no-frost*, do tipo tubo-aletado, fabricado em alumínio. O dispositivo de expansão é um tubo capilar com 2,3 m de comprimento e 0,63 mm de diâmetro interno. O mesmo é colocado em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor lateral, do tipo contracorrente, de 1,8 m de comprimento. O produto original (*baseline*) é equipado com um condensador do tipo arame-sobre-tubo com convecção natural, com 25 fileiras de tubos horizontais e 80 pares de arames verticais. Um esquema do circuito de refrigeração do produto original é mostrado na Figura 3.2, e maiores detalhes sobre cada componente são apresentados no Apêndice A.



Figura 3.1 – Refrigerador original

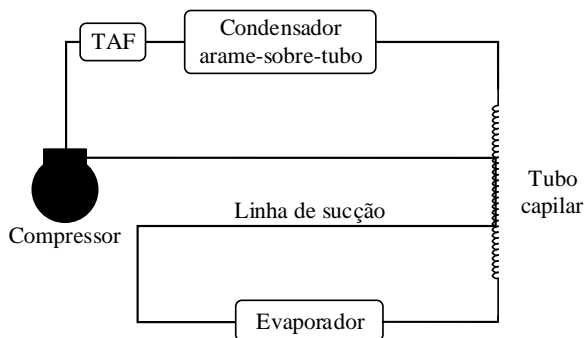


Figura 3.2 – Ciclo de refrigeração do produto original

3.1.2 Refrigeradores modificados

Os oito refrigeradores modificados são iguais ao produto original (mesmo gabinete, compressor, evaporador e dispositivo de expansão), com exceção do condensador, que foi substituído por diferentes configurações de trocadores do tipo *hot-wall*. Além disso, os novos refrigeradores não foram montados com o chamado tubo de aquecimento dos flanges (TAF), ilustrado na Figura 3.2. Tal tubulação é usualmente colocada em contato com a chapa metálica externa do gabinete, ao longo do perímetro das portas, com objetivo de evitar a sudação externa. O TAF pode ser visto como um pré-condensador, uma vez que o fluido refrigerante pode condensar ao longo do seu comprimento, antes mesmo de chegar ao condensador. Caso isso aconteça, uma mistura bifásica pode adentrar o condensador, inviabilizando o cômputo da entalpia de entrada do mesmo a partir das medições de pressão e temperatura. Como tal parâmetro é indispensável para a validação do modelo matemático, optou-se por fabricar os refrigeradores sem o TAF.

3.1.3 Condensadores *hot-wall*

Os oito refrigeradores construídos especificamente para este trabalho possuem condensadores *hot-wall* com diferentes variações construtivas. Os parâmetros modificados entre os trocadores foram selecionados com base nos trabalhos encontrados na literatura, assim como na possibilidade de manufatura, e são listados a seguir:

- Comprimento do condensador (10 ou 11,5 m);
- Tipo de tubo (diferentes diâmetros);
- Material da fita adesiva (alumínio ou polietileno);
- Posicionamento dos tubos (região do *fresh-food* somente, ou distribuído em ambos compartimentos).

O comprimento do condensador é um parâmetro de forte influência na transferência de calor, já que interfere diretamente na área de troca. Esse parâmetro foi variado em 10 ou 11,5 m. O diâmetro do tubo tem impacto semelhante, além de influenciar no padrão de escoamento no interior do tubo e na queda de pressão. Dois tipos de tubos foram avaliados, com diferentes diâmetros externos e internos, conforme mostrado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Propriedades e dimensões dos tubos do condensador

Tipo	Material	k_{tb} [W/(m·K)]	$D_{tb,ex}$ [mm]	$D_{tb,in}$ [mm]
1	Aço	50	4,00	2,74
2	Aço	50	4,76	3,34

De acordo com os trabalhos encontrados na literatura, a fita adesiva é o elemento com maior impacto no desempenho desse tipo de trocador de calor. Esse componente tem um papel importante na transferência de calor, já que, além de garantir a aderência dos tubos à chapa externa, funciona como uma aleta que transfere calor dos tubos para a chapa. Assim, dois tipos de fita adesiva foram avaliados. A primeira é uma fita de alumínio, tradicionalmente utilizada pela indústria devido a sua boa condutividade térmica. Esse tipo de fita representa a maior parcela do custo associado à fabricação de condensadores *hot-wall*. Um segundo tipo de fita foi utilizado, feita de polietileno (PE). Essa fita apresenta uma condutividade térmica bastante inferior à do alumínio, mas apresenta um custo consideravelmente menor. As propriedades e dimensões de cada uma das fitas são apresentadas na Tabela 3.2. Vale ressaltar que as fitas possuem uma camada de cola acrílica, cujos dados são apresentados na mesma tabela.

Tabela 3.2 – Propriedades e dimensões das fitas adesivas

Tipo	Material	w_f [mm]	t_f [μ m]	t_g [μ m]	k_f [W/(m·K)]	k_g [W/(m·K)]
1	Al	50	50	40	170	0,2
2	Pe	100	50	40	0,5	0,2

Nos capítulos introdutórios, comentou-se que uma parcela do calor liberado pelo condensador infiltra nos compartimentos refrigerados, uma vez que o isolamento térmico não é perfeito. A taxa de infiltração de calor, no entanto, é dependente do gradiente de temperatura imposto pelo condensador, e da espessura do isolamento térmico. Se o condensador estiver aderido à parede do refrigerador correspondente à região do *freezer*, por exemplo, estará sujeito a um maior gradiente de temperatura, contudo a espessura do isolamento térmico também é maior. A fim de identificar esse efeito na prática, o posicionamento do condensador foi modificado entre os produtos. Em alguns, ele foi alocado majoritariamente na região do *fresh-food*, enquanto que em outros

foi simetricamente distribuído no *fresh-food* e no *freezer*.

Os quatro parâmetros avaliados, variados entre dois limites, possibilitariam a fabricação de 16 refrigeradores diferentes para que cada fator pudesse ser analisado separadamente. Tal número de amostras, no entanto, é elevado e dispenderia muito tempo para instrumentação e realização de testes. Com o objetivo de diminuir o tempo de trabalho experimental, o número de amostras foi reduzido para 8. As variações construtivas de cada condensador são listadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Parâmetros construtivos dos condensadores

#	Fita adesiva	Tipo do tubo	L_{cond} [m]	Posição	H_{max} [mm]	H_{min} [mm]
1	Al	1	10,0	FF+FZ	1130	525
2	Pe	2	10,0	FF+FZ	1130	525
3	Pe	1	11,5	FF+FZ	1240	415
4	Al	2	11,5	FF+FZ	1240	415
5	Pe	1	10,0	FF	1580	975
6	Al	2	10,0	FF	1580	975
7	Al	1	11,5	FF	1660	850
8	Pe	2	11,5	FF	1660	850

Os desenhos dos circuitos de cada condensador são mostrados nas Figuras 3.3a, 3.3b, 3.4a e 3.4b. Os circuitos são todos idênticos na parede superior, e simétricos nas paredes laterais. As alturas máxima e mínima de cada condensador numa parede lateral (H_{max} e H_{min} , respectivamente) foram variadas de maneira a permitir diferentes posições e comprimentos dos condensadores (ver Tabela 3.3). Os compartimentos refrigerados são divididos pela altura do *freezer*, $H_{\text{fz}} = 760$ mm, representada nos desenhos. Como os refrigeradores são do tipo *bottom-mount*, se H_{min} for maior que H_{fz} , o condensador estará posicionado na região correspondente ao *fresh-food*. Esse caso ocorre nos produtos 5, 6, 7 e 8. Já nos produtos 1, 2, 3 e 4, H_{min} é menor que H_{fz} , de maneira que o condensador é então distribuído em ambos compartimentos.

As modificações realizadas no refrigerador, bem como a manufatura dos circuitos de condensadores propostos, foram realizadas na própria linha de produção da empresa Whirlpool. Assim, foi possível evitar eventuais problemas que poderiam interferir drasticamente nos resultados experimentais, como, por exemplo, uma má aderência dos tubos na chapa. O processo de manufatura foi cuidadosamente realizado, e imagens da fabricação podem ser vistas nas Figuras 3.5a e 3.5b.

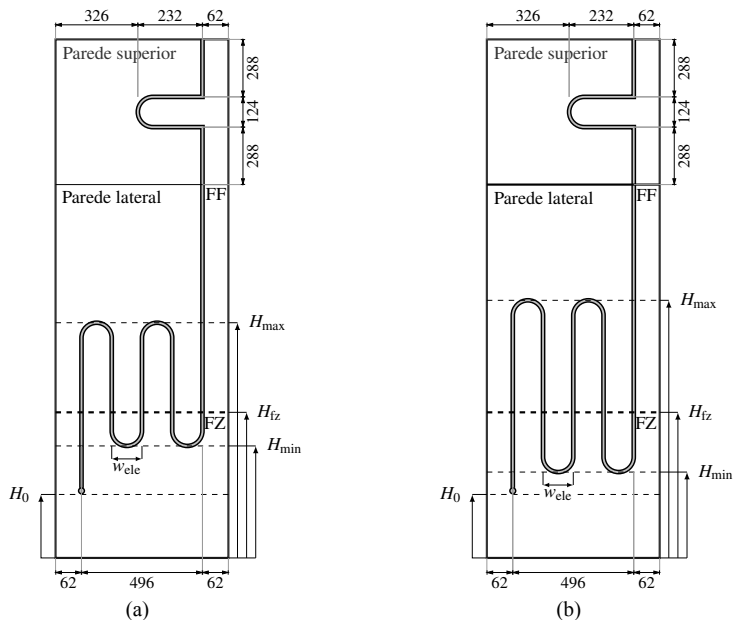


Figura 3.3 – Circuito do condensador nos produtos (a) 1 e 2 e (b) 3 e 4

3.1.4 Instrumentação

Os refrigeradores foram instrumentados com termopares, transdutores de pressão e medidores de vazão mássica. Os termopares utilizados são do tipo T, com incerteza de medição de $\pm 0,2$ °C. Para medir a temperatura de pontos do circuito de refrigeração, a junta soldada do termopar foi colocada diretamente em contato com a superfície do tubo. Para medição de temperatura do ar, o termopar foi inserido em um cilindro de cobre de 15 mm de diâmetro e 15 mm de altura. Os transdutores de pressão absoluta são do modelo P3MB, fabricados pela HBM, com incerteza de medição de $\pm 0,02$ bar. Os medidores de vazão mássica são do tipo *coriolis*, modelo Massflo 2100, fabricados pela Siemens e com incerteza de medição de $\pm 0,02$ kg/h. Os principais pontos de interesse do circuito de refrigeração foram devidamente instrumentados, como pode ser visto na Figura 3.6.

Uma atenção especial foi dada à instrumentação na entrada e na saída do condensador. Nesses locais, a temperatura do fluido refrigerante foi medida com um termopar de imersão, e no mesmo ponto foi instalado um transdutor de pressão absoluta. Um esquema desse tipo de instrumentação é mostrado na

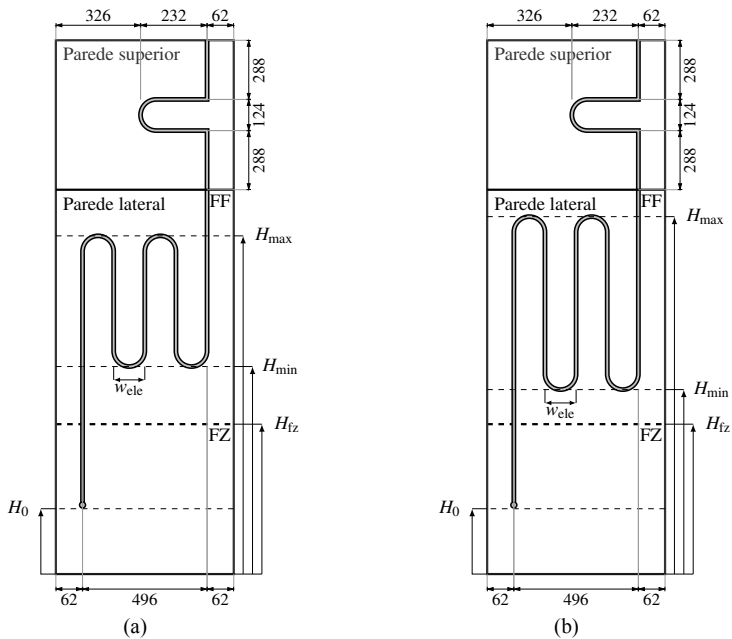


Figura 3.4 – Circuito do condensador nos produtos (a) 5 e 6 e (b) 7 e 8

Figura 3.7. Assim, a entalpia de vapor superaquecido (entrada) ou de líquido sub-resfriado (saída) puderam ser calculadas com maior precisão.

É importante observar nesse momento que é comum identificar um escoamento bifásico na saída do condensador. Boeng (2012) mostrou que, mesmo que a medição de pressão e temperatura indique a presença de líquido sub-resfriado, bolhas de vapor são comumente observadas na saída do condensador, pois são arrastadas pelo escoamento (ver Figura 3.8). Como a entalpia do refrigerante na saída do condensador é um parâmetro indispensável para validação do modelo do condensador, esse problema teve de ser contornado. Instalou-se uma válvula micrométrica antes do tubo capilar, e um visualizador de acrílico na região. Assim, nos testes realizados para validação do modelo do condensador, a restrição do escoamento pôde ser aumentada através do fechamento da válvula, o que aumentou o grau de sub-resfriamento ao ponto em que as bolhas de vapor desapareceram no visualizador.

Por fim, as temperaturas do ar no *fresh-food* e no *freezer* foram medidas por três termopares posicionados no interior de cada compartimento, conforme recomendações da norma ISO 15502 (2005). A temperatura do am-

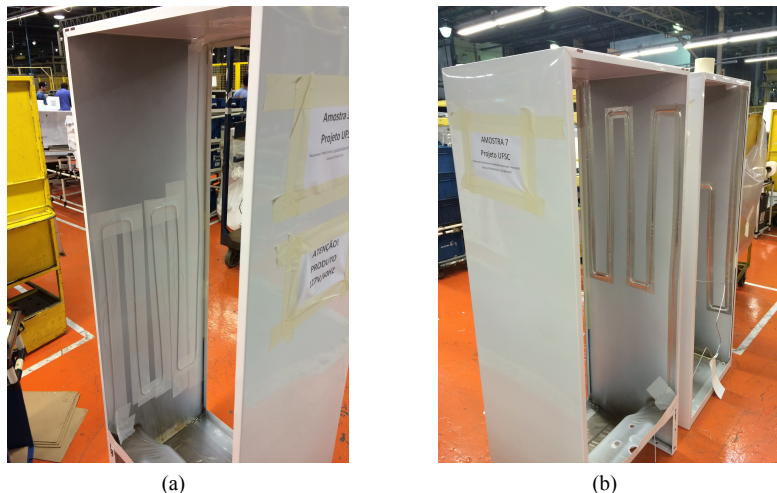


Figura 3.5 – Montagem do produto 3 (a) e do produto 7 (b)

biente externo, por sua vez, foi medida por três termopares posicionados na frente e nas laterais do refrigerador.

3.1.5 Câmara de testes

Os ensaios foram conduzidos no interior de uma câmara climatizada construída de acordo com as recomendações da norma ISO 15502 (2005). A câmara é capaz de controlar a temperatura ambiente entre -20 e $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$) e a umidade relativa entre 40 e 95 % ($\pm 1\%$), com velocidade do ar inferior a $0,25\text{ m/s}$. Para tanto, a câmara dispõe de um sistema de refrigeração convencional e de um banco de resistências elétricas para controle de temperatura, de ventiladores e de um *damp*er para movimentação do ar e de uma bandeja de umidificação para o controle da umidade relativa, conforme mostrado na Figura 3.9. Apesar de não estar ilustrado, a câmara possui dois postos de teste, o que permite ensaiar simultaneamente dois refrigeradores.

O funcionamento da câmara é relativamente simples. O sistema de refrigeração e os ventiladores operam ininterruptamente. O monitoramento da temperatura é feito por quatro termopares posicionados abaixo do forro falso e o controle é feito por um controlador do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo) que atua sobre o banco de resistências elétricas. O monitoramento da umidade relativa é feito por um sensor capacitivo posicionado no centro

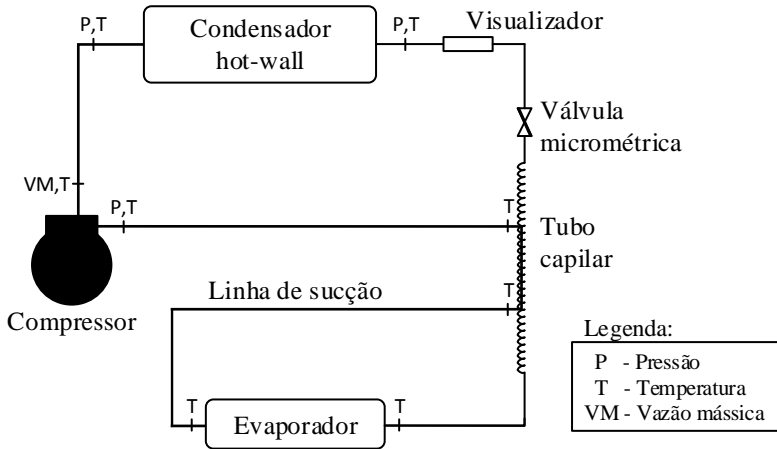


Figura 3.6 – Pontos de medição do ciclo de refrigeração

geométrico do forro falso e o controle é também feito por um PID que atua sobre uma resistência elétrica submersa na água da bandeja de umidificação.

A medição de grandezas elétricas é feita por um transdutor de potência *WT230*, fabricado pela *Yokogawa*. A aquisição dos dados dos instrumentos de medição é feita pelo sistema *HP34980*, fabricado pela *Agilent*. O monitoramento e a gravação dos dados experimentais são feitos por um programa desenvolvido na plataforma *LabView*.

3.2 Metodologia de testes

Os refrigeradores do presente trabalho foram submetidos a uma série de ensaios com objetivo de caracterizar a performance do sistema sob condições padronizadas, bem como determinar parâmetros empíricos necessários nos modelos matemáticos. O primeiro teste realizado é o de determinação de carga de fluido refrigerante, já que, como os circuitos possuem diferentes volumes internos, é evidente que a carga ótima de cada um seja diferente. O procedimento desses testes está relatado no Apêndice B. Na sequência, o produto é submetido a testes de fluxo de calor reverso, com objetivo de determinar a condutância térmica global de cada compartimento, um parâmetro indispensável para o cômputo do consumo de energia no modelo matemático do sistema. Posteriormente, iniciam-se os testes de desempenho em regime permanente. A bateria de testes se encerra com os testes de consumo de ener-

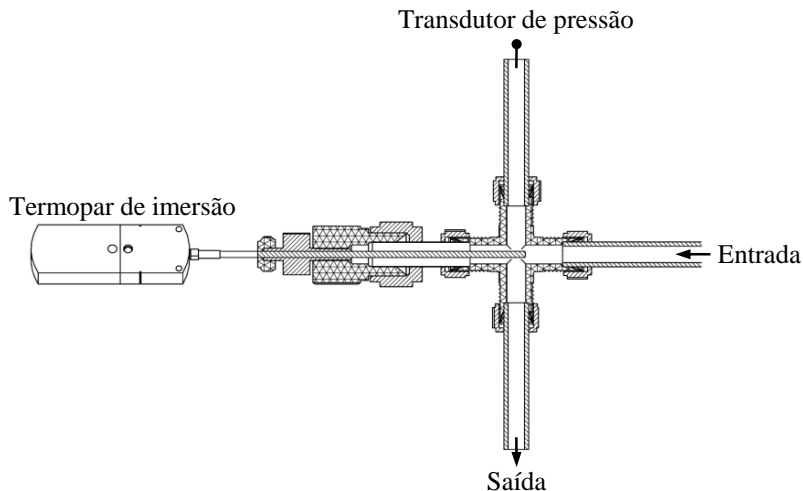


Figura 3.7 – Aparato para medição pressão e temperatura no escoamento (Ronconi, 2014)



Figura 3.8 – Escoamento na saída do condensador com sub-resfriamento de 3°C (Boeng, 2012)

gia em operação cíclica, conforme será descrito na sequência.

3.2.1 Testes de fluxo de calor reverso

O teste de fluxo de calor reverso se baseia na metodologia desenvolvida por Gonçalves *et al.* (2000), e tem por objetivo avaliar a qualidade do isolamento térmico do refrigerador por meio da medição indireta das condutâncias globais dos compartimentos. Nesses testes, o refrigerador é posicionado no

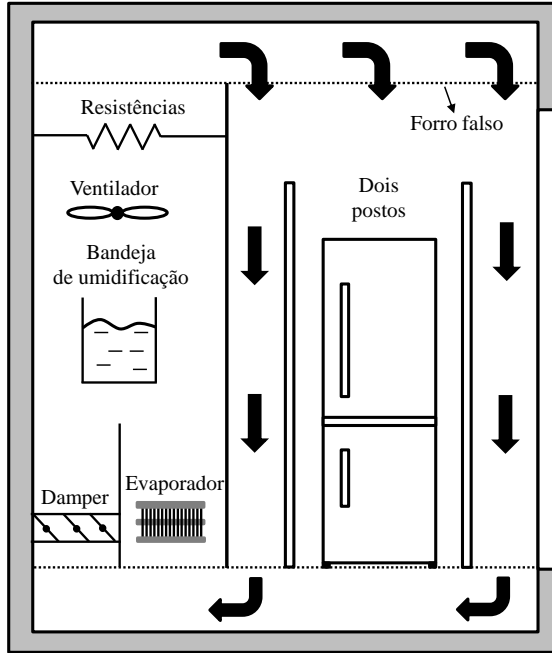


Figura 3.9 – Esquema da câmara de testes

interior da câmara climatizada, e resistências elétricas são instaladas dentro dos compartimentos refrigerados. Com o refrigerador desligado, as resistências são acionadas para liberar calor e aquecer os compartimentos a temperaturas superiores à do ambiente externo. Dessa maneira, o fluxo de calor se dá de dentro para fora, daí o nome do teste.

Durante o teste, o ventilador é acionado ininterruptamente, de maneira a garantir circulação de ar original entre os compartimentos e ajudar na homogeneização das temperaturas internas. As resistências elétricas são estrategicamente posicionadas com objetivo de minimizar a estratificação de temperaturas no interior dos compartimentos. Após atingidas condições de regime permanente, as potências dissipadas pelas resistências elétricas e pelo ventilador, e as temperaturas médias de cada compartimento e do ambiente externo são computadas. De posse desses parâmetros, pode-se realizar um balanço de energia num volume de controle que envolve todo o refrigerador (ver Figura 3.10), que resulta na seguinte equação:

$$UA_{fz}(T_{fz} - T_{ex}) + UA_{ff}(T_{ff} - T_{ex}) = \dot{Q}_{fz} + \dot{Q}_{ff} + \dot{Q}_{v, \text{evap}} \quad (3.1)$$

onde UA_{fz} e UA_{ff} são respectivamente as condutâncias globais do *freezer* e do *fresh-food*, \dot{Q}_{fz} e \dot{Q}_{ff} são respectivamente o calor liberado pelas resistências no *freezer* e no *fresh-food*, e $\dot{Q}_{v, \text{evap}}$ é a potência dissipada pelo ventilador do evaporador.

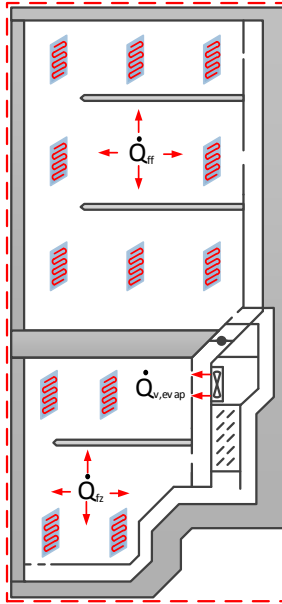


Figura 3.10 – Balanço de energia no teste de UA

Percebe-se que, com exceção das condutâncias térmicas globais de cada compartimento, todos os demais parâmetros são medidos diretamente. Como há apenas uma equação e duas incógnitas, é necessário realizar no mínimo dois testes, linearmente independentes, para calcular as condutâncias térmicas globais de cada compartimento através do método dos mínimos quadrados. Assim, foram planejados 4 testes de UA em cada refrigerador, conforme pode ser visto no plano de testes apresentado na Tabela 3.4.

3.2.2 Testes de desempenho em regime permanente

Os testes de performance em regime permanente foram realizados com objetivo de fornecer dados experimentais para validação dos modelos matemáticos. Os ensaios seguiram as diretrizes propostas por Hermes *et al.* (2013).

Tabela 3.4 – Plano de testes de UA

Testes	Produto	T_{ex}	T_{ff}	T_{fz}
UA1	1	20	50	45
UA2	1	20	40	50
UA3	1	20	45	55
UA4	1	20	50	60
UA5	2	20	50	45
UA6	2	20	40	50
UA7	2	20	45	55
UA8	2	20	50	60
UA9	3	20	50	45
UA10	3	20	40	50
UA11	3	20	45	55
UA12	3	20	50	60
UA13	4	20	50	45
UA14	4	20	40	50
UA15	4	20	45	55
UA16	4	20	50	60
UA17	5	20	50	45
UA18	5	20	40	50
UA19	5	20	45	55
UA20	5	20	50	60
UA21	6	20	50	45
UA22	6	20	40	50
UA23	6	20	45	55
UA24	6	20	50	60
UA25	7	20	50	45
UA26	7	20	40	50
UA27	7	20	45	55
UA28	7	20	50	60
UA29	8	20	50	45
UA30	8	20	40	50
UA31	8	20	45	55
UA32	8	20	50	60

A metodologia prevê a instalação de resistências elétricas no interior dos compartimentos refrigerados para que a liberação de calor compense o excesso de capacidade de refrigeração do sistema e possibilite uma operação ininterrupta. Assim, o compressor e o ventilador são acionados continuamente e o *damp*er é mantido em uma posição pré-definida (totalmente aberto). O controle da temperatura no *freezer* e no *fresh-food* é feito por controladores do tipo PID que atuam sobre as resistências elétricas instaladas nos respectivos compartimentos.

Optou-se pela utilização da metodologia em regime permanente porque ela facilita a aquisição e o processamento dos dados experimentais necessários no modelo do condensador. A vazão mássica, a pressão absoluta e temperatura do refrigerante na entrada do condensador, a temperatura média dos compartimentos refrigerados e a temperatura ambiente, que são dados de entrada do modelo do condensador, são facilmente obtidas pois ficam estáveis ao longo do tempo. Dessa forma, o valor de cada variável foi tomado como a média aritmética dos dados obtidos por 1 h após atingidas as condições de regime permanente. Tais condições foram determinadas com base nos seguintes critérios:

$$DP_a < DP_{\max} \quad (3.2)$$

$$CA_a < 2DP_a \quad (3.3)$$

onde DP_a é o desvio padrão da amostra de dados coletada, CA_a é o coeficiente angular da mesma amostra e DP_{\max} representa um desvio padrão máximo admitido.

Os valores máximos admitidos para cada variável foram estabelecidos de acordo com a natureza da grandeza sendo medida, da incerteza dos instrumentos de medição e das características do aparato experimental, e estão listados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Valor máximo admitido para critério de regime permanente

Variável	DP_{\max}
Temperatura	0,2 °C
Pressão	0,02 bar
Potência	5 W
Vazão mássica	0,02 kg/h

A taxa de transferência de calor no condensador em um determinado teste pôde então ser calculada pelo produto da vazão mássica pela variação de entalpia do refrigerante ao longo do trocador:

$$\dot{Q}_{\text{exp}} = \dot{m}(h_{\text{cond,e}} - h_{\text{cond,s}}) \quad (3.4)$$

Cada refrigerador foi testado em duas temperaturas ambientes: de 16 e 32 °C. Em todos os testes, a temperatura do *fresh-food* foi mantida em 5 °C e a do *freezer* em -18 °C. Além disso, foram realizados testes com a válvula micrométrica totalmente aberta (sem influência na expansão), e com a válvula

parcialmente fechada (desaparecimento das bolhas de vapor). Isso resultou num total de 32 testes, conforme pode ser visto na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Plano de testes de desempenho em regime permanente

Teste	Produto	Válvula	T_{ex}
RP1	1	Aberta	16
RP2	1	Fechada	16
RP3	1	Aberta	32
RP4	1	Fechada	32
RP5	2	Aberta	16
RP6	2	Fechada	16
RP7	2	Aberta	32
RP8	2	Fechada	32
RP9	3	Aberta	16
RP10	3	Fechada	16
RP11	3	Aberta	32
RP12	3	Fechada	32
RP13	4	Aberta	16
RP14	4	Fechada	16
RP15	4	Aberta	32
RP16	4	Fechada	32
RP17	5	Aberta	16
RP18	5	Fechada	16
RP19	5	Aberta	32
RP20	5	Fechada	32
RP21	6	Aberta	16
RP22	6	Fechada	16
RP23	6	Aberta	32
RP24	6	Fechada	32
RP25	7	Aberta	16
RP26	7	Fechada	16
RP27	7	Aberta	32
RP28	7	Fechada	32
RP29	8	Aberta	16
RP30	8	Fechada	16
RP31	8	Aberta	32
RP32	8	Fechada	32

3.2.3 Testes de consumo de energia em regime cíclico

Testes de consumo de energia são realizados com objetivo de avaliar o desempenho termodinâmico de um sistema de refrigeração. Existem atualmente diversas normas de consumo de energia disponíveis no mundo, cada qual com

suas particularidades. No Brasil, adota-se a norma internacional ISO 15502 (2005). De maneira geral, o procedimento envolve testar o refrigerador em temperatura ambiente controlada em 25 °C para climas temperados e em 32 °C para climas tropicais. O refrigerador deve ser testado por pelo menos 24 h e no mínimo dois degelos devem ser realizados nesse intervalo. Além disso, a norma exige o carregamento do *freezer* com pacotes de *tylose*, uma substância artificial com calor específico equivalente ao da carne congelada.

No presente trabalho, tais testes foram realizados com intuito de permitir uma comparação mais realista entre os refrigeradores, e fornecer dados para validação do modelo de sistema. Com objetivo de contornar algumas desvantagens do teste normatizado, uma metodologia alternativa foi adotada (Thiessen, 2015): o degelo foi desconsiderado da análise e o *freezer* não foi carregado com pacotes de *tylose*. Além disso, para reduzir o tempo de teste, o consumo de energia foi calculado através da integração da potência total do sistema num intervalo de tempo de aproximadamente 5 h, considerando sempre ciclos completos de liga–desliga após obtenção de um transiente periódico de ciclagem. As temperaturas dos compartimentos *fresh-food* (T_{ff}) e *freezer* (T_{fz}) são calculadas como a média aritmética das aquisições dos termopares localizados nos centros geométricos das respectivas prateleiras ao longo de todo o teste. Um exemplo de um teste padrão de consumo de energia em operação cíclica é mostrado na Figura 3.11.

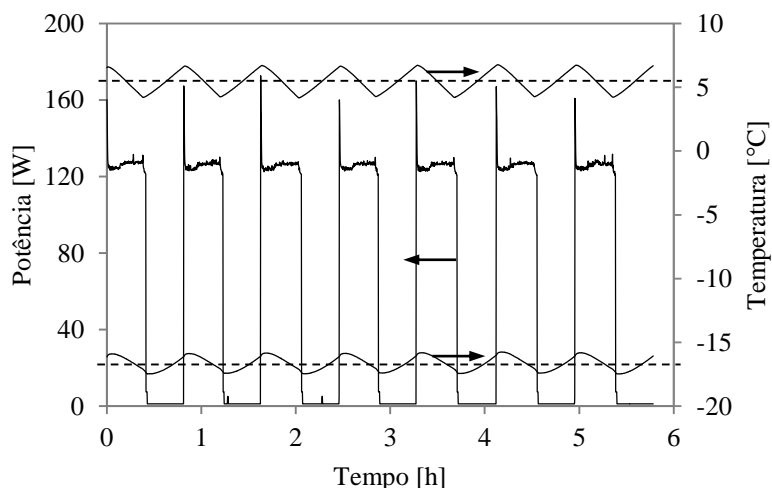


Figura 3.11 – Teste cíclico padrão

Para manter uma base de comparação, a temperatura média no *fresh-food* deve ser mantida em $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e no *freezer* em $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ (considerando um produto classificado como 3 estrelas). Devido à dificuldade de manter a temperatura exatamente nos valores determinados, torna-se necessário a realização de 2 testes: um com as temperaturas acima e outro abaixo dos valores de referência. Na sequência, o consumo de energia pode ser interpolado linearmente tanto para $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ quanto para $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ver Figura 3.12). Por fim, o consumo de energia do refrigerador foi assumido como a média aritmética entre os dois valores interpolados ($CE = (CE_{ff} + CE_{fz})/2$).

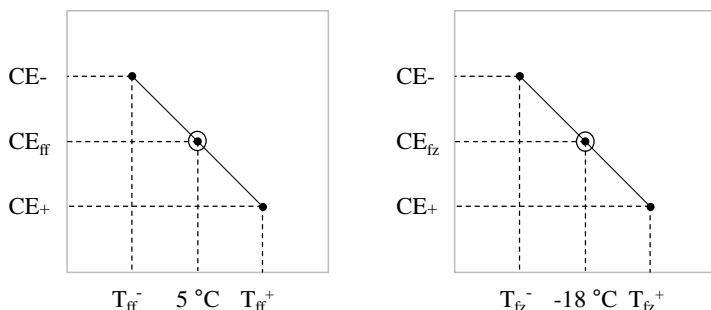


Figura 3.12 – Interpolação do consumo de energia para o *fresh-food* (esquerda) e *freezer* (direita)

Cada refrigerador foi submetido a dois testes: um acima e outro abaixo das temperaturas de referência para os compartimentos. Os testes foram realizados com temperatura ambiente de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ressalta-se que nos testes em operação cíclica a válvula micrométrica foi mantida totalmente aberta, de maneira que o comportamento do sistema não foi influenciado pela sua presença. Além dos 8 produtos com condensadores *hot-wall*, o produto *baseline* foi também submetido a um teste de consumo de energia em operação cíclica. No total, 18 testes foram planejados, como pode ser visto na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 – Plano de testes de consumo de energia em operação cíclica

Teste	Produto	Referência
RC1	<i>Baseline</i>	Abaixo
RC2	<i>Baseline</i>	Acima
RC3	1	Abaixo
RC4	1	Acima
RC5	2	Abaixo
RC6	2	Acima
RC7	3	Abaixo
RC8	3	Acima
RC9	4	Abaixo
RC10	4	Acima
RC11	5	Abaixo
RC12	5	Acima
RC13	6	Abaixo
RC14	6	Acima
RC15	7	Abaixo
RC16	7	Acima
RC17	8	Abaixo
RC18	8	Acima

3.3 Estratégia de testes

Ao todo, foram planejados 90 testes, sendo 8 testes de determinação de carga, 32 testes de fluxo de calor reverso, 32 testes de desempenho em regime permanente e 18 testes de consumo de energia em operação cíclica. Como a câmara climatizada dispõe de dois postos de ensaio, os produtos puderam ser testados aos pares. A estratégia de testes é mostrada na Figura 3.13. O processo inicia com a instrumentação de dois produtos. Em seguida, são realizados os testes de determinação de carga, e depois os de fluxo de calor reverso. Na sequência, são feitos os testes de desempenho em regime permanente, primeiro com temperatura ambiente em 16 °C, e depois em 32 °C. Após isso, as resistências elétricas utilizadas nos testes iniciais são removidas, e o ciclo de testes é finalizado com os testes de consumo de energia em operação cíclica. O processo é então repetido em dois novos produtos até que todos refrigeradores sejam ensaiados.

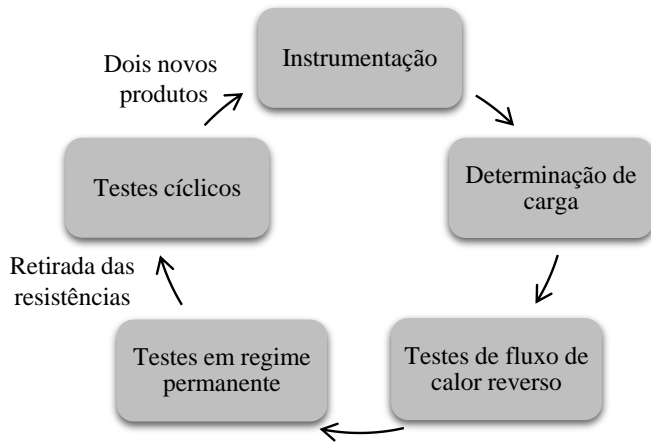


Figura 3.13 – Estratégia de testes

4 MODELO MATEMÁTICO DO CONDENSADOR

A confecção de protótipos e a realização de inúmeros testes, muitas vezes a partir do chamado “método da tentativa-e-erro”, é prática comum na engenharia para desenvolvimento de novos produtos. Tal prática, no entanto, é extremamente custosa, tanto em termos de gastos com manufatura como em termos de tempo dispendido com instrumentação e realização de ensaios normatizados. Uma alternativa menos onerosa consiste na utilização de modelos matemáticos robustos que, quando devidamente validados, são capazes de prever o desempenho dos produtos nas mais variadas condições de operação. Tendo isso em mente, desenvolveu-se um modelo matemático para condensadores do tipo *hot-wall* baseado no modelo proposto por Colombo (2014), conforme será descrito a seguir.

4.1 Objetivos do modelo

O objetivo principal do modelo do condensador é calcular a taxa total de transferência de calor, destacando a parcela que é liberada para o ambiente externo e a que infiltra nos compartimentos refrigerados. Além disso, o modelo deve prever a queda de pressão e o perfil de temperatura do fluido refrigerante ao escoar pelos tubos do condensador. Para tanto, os seguintes dados de entrada são necessários: a geometria do condensador, a vazão mássica de fluido refrigerante, a pressão e temperatura do refrigerante na entrada do condensador, e as temperaturas médias do ar nos compartimentos refrigerados e no ambiente externo.

4.2 Estratégia de modelagem

O primeiro passo da modelagem consiste na discretização do condensador em pequenas unidades elementares de mesmo comprimento Δz . Cada unidade é composta por uma parte do tubo, da fita adesiva, da chapa metálica externa e do isolamento térmico, como pode ser visto na Figura 4.1. Ao contrário de Bansal e Chin (2002) e Colombo (2014), que consideraram a largura do volume de controle, w_{ele} , igual a razão entre a área de superfície metálica e o comprimento de tubos sobre a mesma, optou-se aqui por assumir tal parâmetro igual ao espaçamento entre tubos. Como mostrado no termograma da Figura 4.2, apenas as regiões da parede que são próximas aos tubos são termicamente afetadas. Assim, dependendo da geometria da serpentina,

a abordagem dos referidos autores pode superestimar a largura do volume de controle.

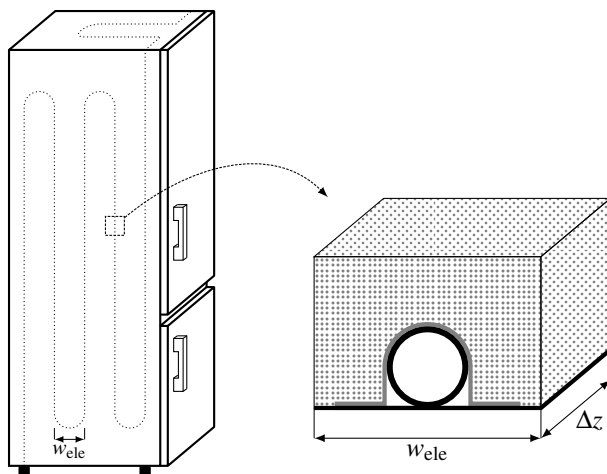


Figura 4.1 – Discretização do condensador

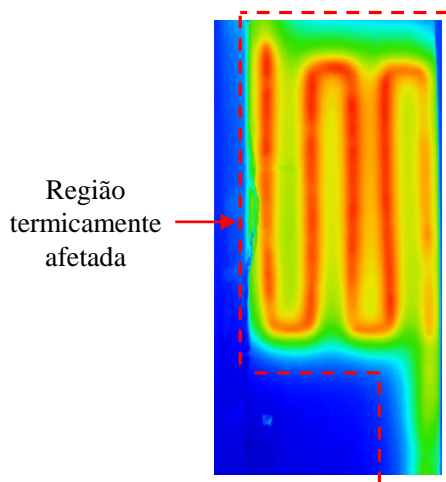


Figura 4.2 – Região termicamente afetada pelo condensador

A variação de entalpia do refrigerante em cada unidade elementar é dada

a partir do seguinte balanço de energia em regime permanente:

$$dh_j = h_{j,s} - h_{j,e} = -\frac{d\dot{Q}_j}{\dot{m}} \quad (4.1)$$

onde a vazão mássica é um dado de entrada e o calor trocado, $d\dot{Q}_j$, é obtido pelo procedimento que será descrito no submodelo de transferência de calor.

A variação de pressão sofrida pelo refrigerante ao escoar no condensador é causada por efeitos de atrito com o tubo, de aceleração e de gravidade, conforme mostrado na Equação 4.2, e cada uma dessas parcelas será abordada no submodelo de queda de pressão.

$$dP_j = P_{j,s} - P_{j,e} = dP_{j,at} + dP_{j,ac} + dP_{j,gr} \quad (4.2)$$

4.3 Submodelo de transferência de calor

Os condensadores do tipo *hot-wall* apresentam uma geometria bastante peculiar, o que pode tornar complicado o processo de modelagem. Conforme mostrado na Figura 4.3, existe uma série de possíveis caminhos para transferência de calor, que devem ser criteriosamente avaliados no início da abordagem. Primeiro, o fluido refrigerante libera calor para as paredes do tubo do condensador. Em seguida, o calor pode ser conduzido pela fita adesiva, pelo contato direto do tubo com a chapa externa ou pela pequena cavidade de ar formada entre o tubo, a chapa e a fita. Na sequência, o calor pode ser rejeitado para o ambiente externo ou ainda infiltrar nos compartimentos refrigerados através do isolamento térmico.

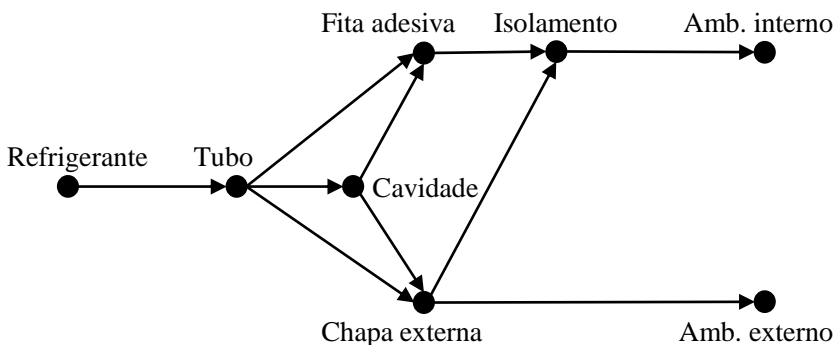


Figura 4.3 – Possíveis caminhos para transferência de calor (Colombo, 2014)

A taxa de transferência de calor foi calculada com base no perfil de temperatura na fita adesiva e na chapa externa, que foram tratadas como aletas independentes e unidimensionais. A fim de simplificar o problema, as seguintes hipóteses simplificativas foram adotadas:

- Tubo com geometria uniforme, sem variações na seção transversal;
- escoamento em regime permanente;
- Temperatura do ambiente externo uniforme;
- Temperaturas dos compartimentos refrigerados uniformes;
- Temperatura da cavidade uniforme;
- Propriedades termofísicas não variam numa unidade elementar;
- Resistência térmica por convecção nos compartimentos refrigerados negligenciada;
- Resistência térmica por condução no revestimento plástico dos compartimentos refrigerados desprezada;
- Condução de calor axial (direção Δz) desprezível.

Tanto a fita adesiva quanto a chapa externa foram modeladas como aletas independentes que estão sujeitas à transferência de calor com dois ambientes diferentes. Uma aleta genérica desse tipo é mostrada na Figura 4.4. Os ambientes genéricos, A e B, possuem diferentes temperaturas, T_A e T_B , e diferentes resistências térmicas, R_A e R_B .

A equação que descreve o perfil de temperatura para condução unidimensional na aleta genérica apresentada pode ser determinada por meio de um balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 4.4:

$$\dot{Q}_x = \dot{Q}_A + \dot{Q}_B + \dot{Q}_{x+dx} \quad (4.3)$$

Da lei de Fourier sabe-se que:

$$\dot{Q}_x = -kA_{tr} \frac{dT(x)}{dx} \quad (4.4)$$

onde k é a condutividade térmica da aleta e A_{tr} é a área de seção transversal da mesma, que foram consideradas constantes ao longo de x .

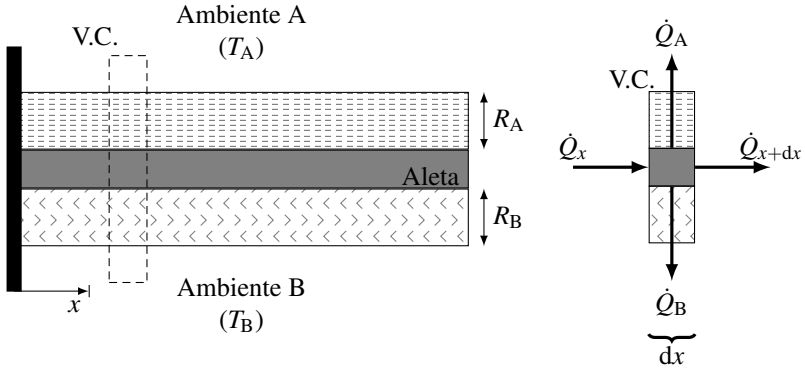


Figura 4.4 – Aleta genérica

A taxa de condução de calor em $x + dx$ pode ser representada por¹:

$$\dot{Q}_{x+dx} = -kA_{tr} \frac{dT(x)}{dx} - kA_{tr} \frac{d^2T(x)}{dx^2} dx \quad (4.5)$$

As transferências de calor com os ambientes genéricos A e B são dadas por:

$$\dot{Q}_A = \left(\frac{T(x) - T_A}{R'_A} \right) \Delta z dx \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_B = \left(\frac{T(x) - T_B}{R'_B} \right) \Delta z dx \quad (4.7)$$

onde R'_A e R'_B são as resistências térmicas por unidade de área entre a aleta e o respectivo ambiente.

Substituindo as Equações 4.4, 4.5, 4.6 e 4.7 na Equação 4.3 e rearranjando os termos, tem-se:

$$\frac{d^2T(x)}{dx^2} - T(x) \frac{\Delta z}{kA_{tr}} \left(\frac{1}{R'_A} + \frac{1}{R'_B} \right) + \frac{\Delta z}{kA_{tr}} \left(\frac{T_A}{R'_A} + \frac{T_B}{R'_B} \right) = 0 \quad (4.8)$$

Fazendo:

$$p^2 = \frac{\Delta z}{kA_{tr}} \left(\frac{1}{R'_A} + \frac{1}{R'_B} \right) \quad (4.9)$$

¹ Expressão obtida por expansão em série de Taylor truncada no primeiro termo

$$r = \frac{\Delta z}{k A_{tr}} \left(\frac{T_A}{R_A''} + \frac{T_B}{R_B''} \right) \quad (4.10)$$

A Equação 4.8 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{d^2 T(x)}{dx^2} - T(x)p^2 + r = 0 \quad (4.11)$$

A Equação 4.11 é uma equação diferencial ordinária, linear, de 2ª ordem, não-homogênea, e pode ser analiticamente resolvida quando os termos p^2 e r são constantes no intervalo de integração. Nesse caso, a solução para o perfil de temperatura de uma aleta genérica que troca calor com dois ambientes diferentes é dada por:

$$T(x) = C_1 e^{px} + C_2 e^{-px} + \frac{r}{p^2} \quad (4.12)$$

A Equação 4.12 pode ser utilizada para determinar o perfil de temperatura tanto da fita adesiva quanto da chapa externa, contanto que sejam utilizados os parâmetros p^2 e r adequados para cada caso, e que sejam fornecidas condições de contorno apropriadas para determinar as constantes C_1 e C_2 . Como a fita adesiva e a chapa externa estão sujeitas à troca de calor com diferentes meios ao longo de suas extensões, as mesmas foram divididas em segmentos, conforme mostrado na Figura 4.5.

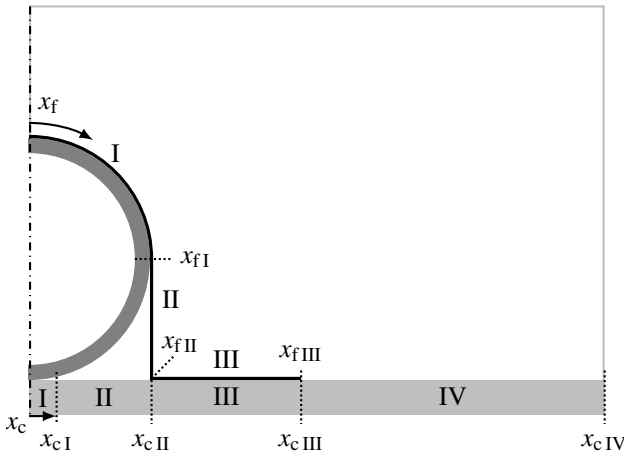


Figura 4.5 – Trechos da fita adesiva e da chapa externa

A fita adesiva foi dividida em três segmentos. O primeiro representa a região onde a mesma está colada no tubo do condensador. Devido a inerente variabilidade do processo de fabricação, considerou-se que a fita está colada no tubo até metade do seu perímetro ($x_{fI} = \pi D_{tb,ex}/4$). O segundo segmento é a região na qual a fita vai ao encontro da chapa externa e está em contato com a cavidade de ar. Considerou-se que a fita segue perpendicularmente à chapa, formando um ângulo de 90° ($x_{fII} = x_{fI} + D_{tb,ex}/2$). O terceiro e último trecho representa a região em que a fita está colada na chapa externa. Por questões de simetria, $x_{fIII} = w_f/2$.

A chapa externa, por sua vez, foi dividida em quatro segmentos. O primeiro representa a região em contato direto com o tubo do condensador. Considerou-se um pequeno contato de 1 mm ($x_{cI} = 0,5$ mm devido à simetria). No segundo segmento a chapa está em contato com a cavidade de ar ($x_{cII} = D_{tb,ex}/2$). Já no terceiro a chapa está colada na fita adesiva ($x_{cIII} = x_{cII} + x_{fIII} - x_{fII}$). O quarto e último trecho da chapa representa a região em que a mesma está em contato direto com o isolamento térmico ($x_{cIV} = w_{ele}/2$).

É importante notar que a abordagem utilizada considerou a transferência de calor unidimensional através das aletas o que, em outras palavras, significa que as mesmas foram planificadas. A Figura 4.6 mostra a planificação da fita adesiva. Observa-se que na parte superior o calor é trocado com o compartimento refrigerado, enquanto que a parte inferior troca calor com o fluido refrigerante, a cavidade e a chapa externa. Os parâmetros genéricos T_A , T_B , R''_A e R''_B de cada um dos segmentos mostrados são listados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Temperaturas e resistências térmicas dos trechos da fita

Trecho	T_A	T_B	R''_A	R''_B
I	T_{in}	T_r	$\frac{l_{is}}{k_{is}}$	$\frac{l_g}{k_g} + \frac{1}{\tilde{h}_r}$
II	T_{in}	T_{cv}	$\frac{l_{is}}{k_{is}}$	$\frac{1}{\tilde{h}_{cv}}$
III	T_{in}	$T_{c,III}(x_c)$	$\frac{l_{is}}{k_{is}}$	$\frac{l_g}{k_g}$

A Figura 4.7 mostra a vista planificada da chapa externa. A parte inferior da mesma troca calor com o ambiente externo em todos os trechos. Já a parte

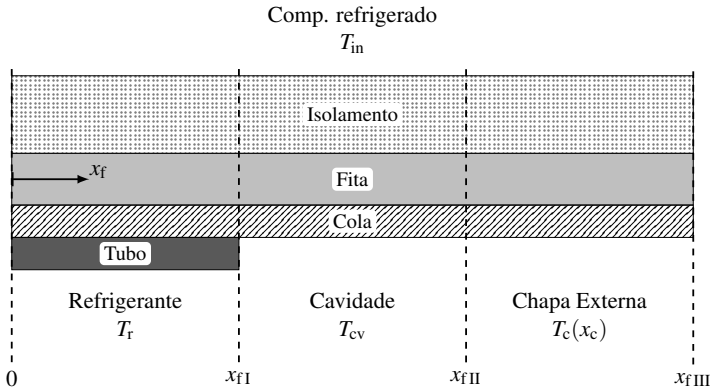


Figura 4.6 – Planejamento da fita adesiva

superior troca calor com o fluido refrigerante, a cavidade, a fita adesiva e o compartimento refrigerado. Os parâmetros genéricos T_A , T_B , R''_A e R''_B de cada um dos trechos mostrados são listados na Tabela 4.2.

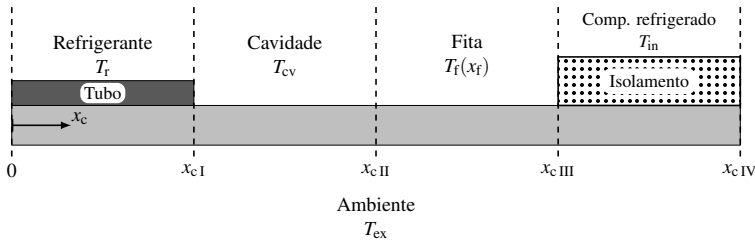


Figura 4.7 – Planejamento da chapa externa

Deve-se ressaltar que a temperatura do compartimento refrigerado (T_{in}) depende do posicionamento do tubo do condensador na parede externa. Para isso, utiliza-se a altura do *freezer* como referência, como pode ser visto nas Figuras 3.3a, 3.3b, 3.4a e 3.4b. Quando o tubo estiver abaixo da altura do *freezer*, o modelo utiliza a temperatura do *freezer* (T_{fz}) como temperatura do compartimento refrigerado (T_{in}), já quando o tubo estiver posicionado acima da referência, o modelo utiliza a temperatura do *fresh-food* (T_{ff}).

Como mencionado anteriormente, para que a Equação 4.12 seja usada como solução para o perfil de temperatura num trecho da aleta, os parâmetros genéricos T_A , T_B , R''_A e R''_B devem ser constantes no intervalo de integração.

Tabela 4.2 – Temperaturas e resistências térmicas dos trechos da chapa

Trecho	T_A	T_B	R''_A	R''_B
I	T_r	T_{ex}	$R''_{ct} + \frac{1}{\bar{h}_r}$	$\frac{1}{\bar{h}_{ex}}$
II	T_{cv}	T_{ex}	$\frac{1}{\bar{h}_{cv}}$	$\frac{1}{\bar{h}_{ex}}$
III	$T_{f,III}(x_f)$	T_{ex}	$\frac{l_g}{k_g}$	$\frac{1}{\bar{h}_{ex}}$
IV	T_{in}	T_{ex}	$\frac{l_{is}}{k_{is}}$	$\frac{1}{\bar{h}_{ex}}$

Isso é válido para a maioria dos trechos, nos quais as temperaturas do compartimento refrigerado, do fluido refrigerante, da cavidade e do ambiente externo podem ser consideradas constantes. No entanto, isso não ocorre nos terceiros trechos, onde a fita adesiva e a chapa externa interagem. Dessa forma, T_A e T_B variam ao longo de x , e a solução tem que ser feita a partir do sistema de equações diferenciais mostrado na Equação 4.13. Tal solução não é trivial e, portanto, foi resolvida com auxílio de um software de manipulação matemática (Maplesoft, 2008). Devido à grande extensão das equações que descrevem o perfil de temperatura para os trechos citados, as mesmas foram apresentadas no Apêndice C. Para um melhor entendimento, as equações utilizadas em cada trecho são listadas nas Tabelas 4.3 e 4.4.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 T_{c,III}(x_c)}{dx_c^2} - T_{c,III}(x_c) \frac{\Delta z}{k_c A_{tr,c}} \left(\frac{1}{R''_{c,III,A}} + \frac{1}{R''_{c,III,B}} \right) \\ + \frac{\Delta z}{k_c A_{tr,c}} \left(\frac{T_{f,III}(x_f)}{R''_{c,III,A}} + \frac{T_{c,III,B}}{R''_{c,III,B}} \right) = 0 \\ \\ \frac{d^2 T_{f,III}(x_f)}{dx_f^2} - T_{f,III}(x_f) \frac{\Delta z}{k_f A_{tr,f}} \left(\frac{1}{R''_{f,III,A}} + \frac{1}{R''_{f,III,B}} \right) \\ + \frac{\Delta z}{k_f A_{tr,f}} \left(\frac{T_{f,III,A}}{R''_{f,III,A}} + \frac{T_{c,III}(x_c)}{R''_{f,III,B}} \right) = 0 \end{array} \right. \quad (4.13)$$

É ainda necessária a aplicação das condições de contorno para determinar as 14 constantes envolvidas no problema. São 2 para cada trecho e, portanto,

Tabela 4.3 – Equações apropriadas para os trechos da fita

Trecho	Nomenclatura	Equação	Intervalo
I	$T_{f,I}$	Equação 4.12	$0 \leq x_f < x_{fI}$
II	$T_{f,II}$	Equação 4.12	$x_{fI} \leq x_f < x_{fII}$
III	$T_{f,III}$	Equação C.2	$x_{fII} \leq x_f \leq x_{fIII}$

Tabela 4.4 – Equações apropriadas para os trechos da chapa

Trecho	Nomenclatura	Equação	Intervalo
I	$T_{c,I}$	Equação 4.12	$0 \leq x_c < x_{cI}$
II	$T_{c,II}$	Equação 4.12	$x_{cI} \leq x_c < x_{cII}$
III	$T_{c,III}$	Equação C.3	$x_{cII} \leq x_c < x_{cIII}$
IV	$T_{c,IV}$	Equação 4.12	$x_{cIII} \leq x_c \leq x_{cIV}$

6 para fita adesiva e 8 para a chapa externa. As condições de contorno foram estabelecidas admitindo simetria nas extremidades (fluxo de calor nulo), e de igualdade temperatura e fluxo de calor na interface entre dois segmentos, conforme apresentado nas Tabelas 4.5 e 4.6.

Tabela 4.5 – Condições de contorno da fita

$x_f = 0$	$\frac{dT_{f,I}}{dx_f} = 0$
$x_f = x_{fI}$	$\frac{dT_{f,I}}{dx_f} = \frac{dT_{f,II}}{dx_f}$
$x_f = x_{fI}$	$T_{f,I} = T_{f,II}$
$x_f = x_{fII}$	$\frac{dT_{f,II}}{dx_f} = \frac{dT_{f,III}}{dx_f}$
$x_f = x_{fII}$	$T_{f,II} = T_{f,III}$
$x_f = x_{fIII}$	$\frac{dT_{f,III}}{dx_f} = 0$

Após a aplicação das condições de contorno, e de posse da solução definitiva para os perfis de temperatura em cada um dos segmentos, é possível calcular o calor trocado em uma seção qualquer da aleta através da seguinte

Tabela 4.6 – Condições de contorno da chapa

$x_c = 0$	$\frac{dT_{c,I}}{dx_c} = 0$
$x_c = x_{cI}$	$\frac{dT_{c,I}}{dx_c} = \frac{dT_{c,II}}{dx_c}$
$x_c = x_{cI}$	$T_{c,I} = T_{c,II}$
$x_c = x_{cII}$	$\frac{dT_{c,II}}{dx_c} = \frac{dT_{c,III}}{dx_c}$
$x_c = x_{cII}$	$T_{c,II} = T_{c,III}$
$x_c = x_{cIII}$	$\frac{dT_{c,III}}{dx_c} = \frac{dT_{c,IV}}{dx_c}$
$x_c = x_{cIII}$	$T_{c,III} = T_{c,IV}$
$x_c = x_{cIV}$	$\frac{dT_{c,IV}}{dx_c} = 0$

equação:

$$d\dot{Q}_{k,m,n} = \int_{x_i}^{x_f} (T(x) - T_n) \frac{\Delta z}{R'_{k,m,n}} dx \quad (4.14)$$

onde o subíndice k representa a fita ou a chapa (f ou c), o subíndice m representa qualquer trecho da aleta (I, II, III ou IV), o subíndice n representa o ambiente genérico (A ou B), x_i a coordenada inicial do trecho e x_f a coordenada final.

Por fim, o calor que infiltra nos compartimentos refrigerados é dado pela soma das parcelas de troca na face superior da fita adesiva com a parcela na face superior do segmento IV da chapa externa (Equação 4.15). O calor liberado para o ambiente externo, por sua vez, é dado pela soma das parcelas de troca na face inferior da chapa externa (Equação 4.16). Pela condição de simetria, esses valores foram multiplicados por 2. O calor trocado por uma unidade elementar, $d\dot{Q}_j$, é então obtido por meio da soma do calor trocado com o ambiente externo e com os compartimentos refrigerados (Equação 4.17).

$$d\dot{Q}_{in} = 2(d\dot{Q}_{f,I,A} + d\dot{Q}_{f,II,A} + d\dot{Q}_{f,III,A} + d\dot{Q}_{c,IV,A}) \quad (4.15)$$

$$d\dot{Q}_{ex} = 2(d\dot{Q}_{c,I,B} + d\dot{Q}_{c,II,B} + d\dot{Q}_{c,III,B} + d\dot{Q}_{c,IV,B}) \quad (4.16)$$

$$d\dot{Q}_j = d\dot{Q}_{in} + d\dot{Q}_{ex} \quad (4.17)$$

4.3.1 Fechamento do problema

Para fechamento do problema resta determinar a temperatura da cavidade que, até esse momento, é uma incógnita. Tal parâmetro é obtido através de um balanço de energia na cavidade (ver Figura 4.8):

$$d\dot{Q}_{f,II,B} + d\dot{Q}_{c,II,A} + d\dot{Q}_{cv} = 0 \quad (4.18)$$

onde $d\dot{Q}_{f,II,B}$ é o calor transferido no segundo trecho da fita para cavidade (Equação 4.19), $d\dot{Q}_{c,II,A}$ é o calor transferido no segundo trecho da chapa para a cavidade (Equação 4.20), e $d\dot{Q}_{cv}$ é o calor transferido do fluido refrigerante diretamente para a cavidade (Equação 4.21).

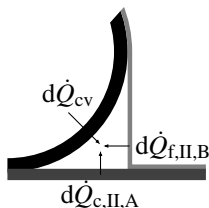


Figura 4.8 – Balanço de energia na cavidade

$$d\dot{Q}_{f,II,B} = \int_{x_{\Pi}}^{x_{\text{III}}} (T_{f,II}(x) - T_{cv}) \frac{\Delta z}{1/h_{cv}} dx \quad (4.19)$$

$$d\dot{Q}_{c,II,A} = \int_{x_{\text{cl}}}^{x_{\text{clI}}} (T_{c,II}(x) - T_{cv}) \frac{\Delta z}{1/h_{cv}} dx \quad (4.20)$$

$$d\dot{Q}_{cv} = \Delta z \frac{\pi D_{\text{tb,ex}}}{4} \left(\frac{T_r - T_{cv}}{1/h_r + 1/h_{cv}} \right) \quad (4.21)$$

O objetivo do submodelo de transferência de calor é calcular a taxa total de transferência de calor no condensador (\dot{Q}_{cond}), destacando a parcela que é liberada para o ambiente externo (\dot{Q}_{ex}) e a que infiltra nos compartimentos refrigerados (\dot{Q}_{in}). Essas taxas são finalmente calculadas pelo somatório de todas as parcelas das unidades elementares, como mostrado nas seguintes equações:

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \sum d\dot{Q}_{\text{in}} \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_{\text{ex}} = \sum d\dot{Q}_{\text{ex}} \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \sum d\dot{Q}_j \quad (4.24)$$

4.3.2 Cômputo dos coeficientes de transferência de calor

O cálculo do calor trocado por uma unidade elementar só pode ser feito com o conhecimento adequado das resistências térmicas envolvidas no processo. Para isso, é necessário utilizar correlações empíricas que possibilitem o cálculo dos devidos coeficientes de transferência de calor.

As paredes do refrigerador trocam calor com o ambiente externo por meio de um processo combinado de radiação e convecção. É pertinente agrupá-los em um coeficiente de transferência de calor combinado (Incropera *et al.*, 2008):

$$\bar{h}_{\text{ex}} = \bar{h}_{\text{rad}} + \bar{h}_{\text{conv}} \quad (4.25)$$

O coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser determinado através da seguinte equação:

$$\bar{h}_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (\bar{T}_c + T_{\text{ex}}) (\bar{T}_c^2 + T_{\text{ex}}^2) \quad (4.26)$$

onde ε é a emissividade da parede do refrigerador, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, \bar{T}_c é a temperatura média superfície externa da chapa e T_{ex} a temperatura do ambiente externo.

A temperatura média da chapa externa foi calculada a partir da seguinte equação:

$$\bar{T}_c = \frac{1}{x_{\text{cIV}}} \int_0^{x_{\text{cIV}}} T_c(x) dx \quad (4.27)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural, por sua vez, pode ser calculado por correlações expressas em função dos números de Rayleigh e Nusselt, que têm a seguinte forma:

$$\text{Ra}_L = \frac{g\beta L^3 (\bar{T}_c - T_{\text{ex}})}{\nu\alpha} \quad (4.28)$$

$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\bar{h}L}{k} \quad (4.29)$$

onde o comprimento característico (L) foi definido como a altura do refrigerador para as paredes laterais e como a razão entre a área de superfície pelo perímetro para a parede superior, β é o coeficiente de expansão térmica, ν a viscosidade cinemática do ar, α a difusividade térmica do ar e k a condutividade térmica do ar.

Para as paredes laterais do refrigerador, admitiu-se um caso de placa vertical aquecida, e a correlação de Churchill e Chu (1975) foi utilizada:

$$\overline{\text{Nu}}_L = \left(0,825 + \frac{0,387\text{Ra}_L^{1/6}}{(1 + (0,492/\text{Pr})^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad (4.30)$$

Já para a parede superior do refrigerador, o processo de convecção natural se dá por uma placa horizontal com face aquecida voltada para cima, e o coeficiente de transferência de calor foi calculado pela correlação de McAdams (1954):

$$\overline{\text{Nu}}_L = \begin{cases} 0,54\text{Ra}_L^{1/4} & (10^4 \leq \text{Ra}_L \leq 10^7) \\ 0,15\text{Ra}_L^{1/3} & (10^7 \leq \text{Ra}_L \leq 10^{11}) \end{cases} \quad (4.31)$$

O fluido refrigerante pode escoar no interior do tubo do condensador na forma de vapor superaquecido, saturado ou de líquido sub-resfriado. Para cada caso, existe uma correlação apropriada para o cômputo do coeficiente de transferência de calor. Para os escoamentos monofásicos, adotou-se a correlação de Gnielinski (1976):

$$\text{Nu}_D = \frac{(f/8)(\text{Re}_D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (4.32)$$

onde f é o fator de atrito de Darcy, calculado pela correlação de Petukhov (1970) (Equação 4.33).

$$f = (0,790 \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2} \quad (4.33)$$

Conforme o fluido refrigerante rejeita calor no condensador, sua temperatura é progressivamente reduzida até o ponto em que atinge condições de saturação, e a condensação é iniciada. Diferentes padrões de escoamento podem ser observados ao longo do processo de condensação, afetando diretamente o coeficiente de transferência de calor. De acordo com Shah e Sekulic (2003), os padrões de escoamento mais comuns em condensação convectiva são o anular e estratificado. Uma grande variedade de correlações é encontrada na literatura para estimar o coeficiente de transferência de calor em cada um dos

casos mencionados. As correlações apresentadas em Shah e Sekulic (2003) são conhecidas por boa concordância nos resultados, e foram utilizadas no presente modelo matemático. Para o caso de escoamento anular, os autores recomendam a correlação apresentada na Equação 4.34, e para escoamento estratificado, recomendam a correlação apresentada na Equação 4.35.

$$\bar{h}_{an} = 0,023 \frac{k_l}{D_{tb,in}} \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \left((1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{(p_{sat}/p_{cr})^{0,38}} \right) \quad (4.34)$$

$$\bar{h}_{es} = 0,728 \left(1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{\frac{2}{3}} \right)^{-\frac{3}{4}} \left(\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g h'_{lv}}{\mu_l \Delta T_{sat,w} D_{tb,in}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.35)$$

onde h'_{lv} é a entalpia de vaporização modificada dada pela seguinte equação:

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68c_{p,l} \Delta T_{sat,w} \quad (4.36)$$

onde $\Delta T_{sat,w}$ é a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante a as paredes do tubo do condensador, que foi assumida constante e igual a $0,5^\circ\text{C}$ para evitar problemas de convergência.

Depois de selecionar as correlações apropriadas para cada tipo de escoamento, é necessário definir os critérios de identificação do regime vigente. A definição do padrão de escoamento se dá primeiramente quanto a orientação dos tubos. Shah e Sekulic (2003) indicam que, para tubos verticais, o escoamento é predominantemente anular, e portanto o coeficiente de transferência de calor (\bar{h}_r) pode ser calculado pela Equação 4.34. Já para tubos com orientação horizontal, o padrão de escoamento pode ser tanto anular como estratificado, e definição é feita através de critérios de seleção. Os critérios adotados no presente trabalho foram apresentados por Nellis e Klein (2008), e são definidos com base no fluxo mássico (G) e no número de Froude modificado (Fr_{md}).

Se o fluxo mássico for maior que $500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, o escoamento é classificado como anular, independentemente do número de Froude modificado. Se o fluxo mássico for menor que $500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, o escoamento pode ser anular ou estratificado, dependendo do número de Froude modificado, que é calculado da seguinte maneira:

$$\begin{cases} \text{Fr}_{md} = \frac{0,025 \text{Re}_{D,lo}^{1,59}}{\text{Ga}^{0,5}} \left(\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} & \text{Re}_{D,lo} \leq 1250 \\ \text{Fr}_{md} = \frac{1,260 \text{Re}_{D,lo}^{1,04}}{\text{Ga}^{0,5}} \left(\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} & \text{Re}_{D,lo} > 1250 \end{cases} \quad (4.37)$$

onde $Re_{D,lo}$ é o número de Reynolds como se somente o líquido estivesse escoando (Equação 4.38), X_{tt} é o parâmetro de Lockhart Martinelli (Equação 4.39) e Ga é o número de Galileo (Equação 4.40).

$$Re_{D,lo} = \frac{GD_{tb,in}(1-x)}{\mu_l} \quad (4.38)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \quad (4.39)$$

$$Ga = \frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)D_{tb,in}^3}{\mu_l^2} \quad (4.40)$$

Para Fr_{md} maior que 20, o escoamento é classificado como anular e o coeficiente de transferência de calor é calculado pela Equação 4.34. Se o número de Froude modificado for menor que 20, o escoamento é classificado como estratificado e o coeficiente é calculado pela Equação 4.35.

A cavidade de ar formada entre o tubo, a chapa e a fita adesiva tem dimensões bastante pequenas. Por esse motivo, há pouca movimentação do ar e o coeficiente de transferência de calor tende a ser bastante baixo. Admitiu-se um coeficiente de transferência de calor constante, $h_{cv} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, para simplificar o problema e melhorar a convergência. Posteriormente, verificou-se que o impacto desse parâmetro na taxa total de transferência de calor é mínimo.

A região de contato entre o tubo do condensador e a chapa externa tem uma relevante importância na transferência de calor, principalmente nos casos em que a condutividade da fita adesiva é baixa. Sabe-se que, se o contato for efetivo, a resistência térmica do mesmo é bastante baixa. O valor adotado foi de $10^{-4} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, conforme recomendações de Nellis e Klein (2008) para superfícies de aço.

4.4 Submodelo de queda de pressão

Existem três componentes principais relacionadas a variação de pressão que um fluido sofre ao escoar no interior de um tubo. A parcela de aceleração tem pouca influência para o caso estudado, e por isso foi negligenciada na modelagem. Sendo assim, foram consideradas apenas as parcelas por atrito e gravitacional, e o procedimento para o cálculo de cada uma será descrito a seguir.

4.4.1 Variação por forças gravitacionais

A parcela gravitacional está relacionada às variações de altura durante o escoamento do fluido, nos trechos em que os tubos do condensador estão dispostos na vertical. Para o caso de escoamento monofásico, a parcela gravitacional é calculada através da seguinte equação:

$$dP_{j,gr} = -\rho g \Delta z \text{sen}(\theta_{tb}) \quad (4.41)$$

onde o ângulo do tubo, θ_{tb} , é de 90° para sentido ascendente e 270° para sentido descendente.

Para o caso de escoamento bifásico, a parcela gravitacional é expressa pela seguinte equação:

$$dP_{j,gr} = -(\omega \rho_v + (1 - \omega) \rho_l) g \Delta z \text{sen}(\theta_t) \quad (4.42)$$

onde ω é a fração de vazio, que pode ser expressa em termos do título mássico, através da correlação de Zivi (1964):

$$\omega = \left(1 + \left(\frac{1 - x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right)^{-1} \quad (4.43)$$

4.4.2 Variação por forças de atrito

A variação de pressão por forças de atrito se dá pela fricção entre o fluido e as paredes do tubo, e é responsável pela maior parcela da queda de pressão nesse tipo de aplicação. Para o caso de escoamento monofásico, a parcela friccional é calculada através da seguinte equação:

$$dP_{j,at} = \left(\frac{-8f \dot{m}^2}{\pi^2 \rho D_{tb,in}^5} \right) \Delta z \quad (4.44)$$

onde f é o coeficiente de atrito, calculado pela Equação 4.33.

Para o caso de escoamento bifásico, essa parcela é calculada com base na queda de pressão correspondente a um escoamento monofásico, utilizando um multiplicador bifásico, como mostrado na seguinte equação:

$$dP_{j,at} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_1 \phi_1^2 \Delta z \quad (4.45)$$

onde ϕ_1^2 é o multiplicador bifásico, expresso por:

$$\phi_1^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (4.46)$$

O coeficiente C pode assumir diferentes valores de acordo com o tipo de escoamento vigente em cada uma das fases. Se o escoamento for líquido laminar e vapor laminar, $C = 5$. Se o escoamento for líquido turbulento e vapor laminar, $C = 10$. Se o escoamento for líquido laminar e vapor turbulento, $C = 12$. Se o escoamento for líquido turbulento e vapor turbulento, $C = 20$. O escoamento é definido como laminar quando o número de Reynolds da própria fase for menor que 2300, e turbulento quando maior. O parâmetro X^2 é dado pela seguinte equação:

$$X^2 = \frac{(dP/dz)_l}{(dP/dz)_v} \quad (4.47)$$

As parcelas de queda de pressão de cada fase presentes são definidas em função da vazão mássica correspondente, conforme mostrado abaixo:

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_l = - \frac{2f_l \nu_l G^2 (1-x)^2}{D_{tb,in}} \quad (4.48)$$

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_v = - \frac{2f_v \nu_v G^2 x^2}{D_{tb,in}} \quad (4.49)$$

Nas Equações 4.48 e 4.49, o coeficiente de atrito também é calculado em função da vazão mássica da fase correspondente, conforme mostrado a seguir:

$$\begin{cases} f_x = 16\text{Re}_x^{-1} & \text{Re}_x < 2000 \\ f_x = 0,079\text{Re}_x^{-0,25} & 2000 \leq \text{Re}_x \leq 20000 \end{cases} \quad (4.50)$$

onde o subscrito x pode ser l para fase líquida ou v para vapor.

4.5 Implementação do modelo

O modelo matemático foi implementado na plataforma EES (*Engineering Equation Solver*), e o algoritmo de solução é apresentado na Figura 4.9. O modelo começa com a leitura dos dados de entrada do problema: parâmetros geométricos, vazão mássica de refrigerante, pressão e temperatura do refrigerante na entrada do condensador, e temperatura dos compartimentos refrigerados e do ambiente externo. Na sequência, inicia-se o submodelo de transferência de calor, a partir de uma estimativa da temperatura da cavidade,

para então calcular os coeficientes de transferência de calor e as resistências térmicas R_A'' e R_B'' envolvidas em cada trecho da fita e da chapa. Aplicam-se então as condições de contorno para obter perfis de temperatura em cada trecho das aletas e, conseqüentemente, todas as parcelas de calor trocadas. De posse das parcelas de calor, corrige-se a estimativa da temperatura da cavidade com a Equação 4.18, e avalia-se o erro associado. Se o erro for menor que a tolerância, o programa avança para o submodelo de queda de pressão. caso contrário, entra-se num laço iterativo no qual um novo valor de T_{cv} é avaliado através do método de Newton-Raphson. No submodelo de queda de pressão, calcula-se a variação de pressão na unidade elementar e na sequência, marcha-se ao longo do condensador até atingir o comprimento total do condensador ($L_j \geq L_{cond}$).

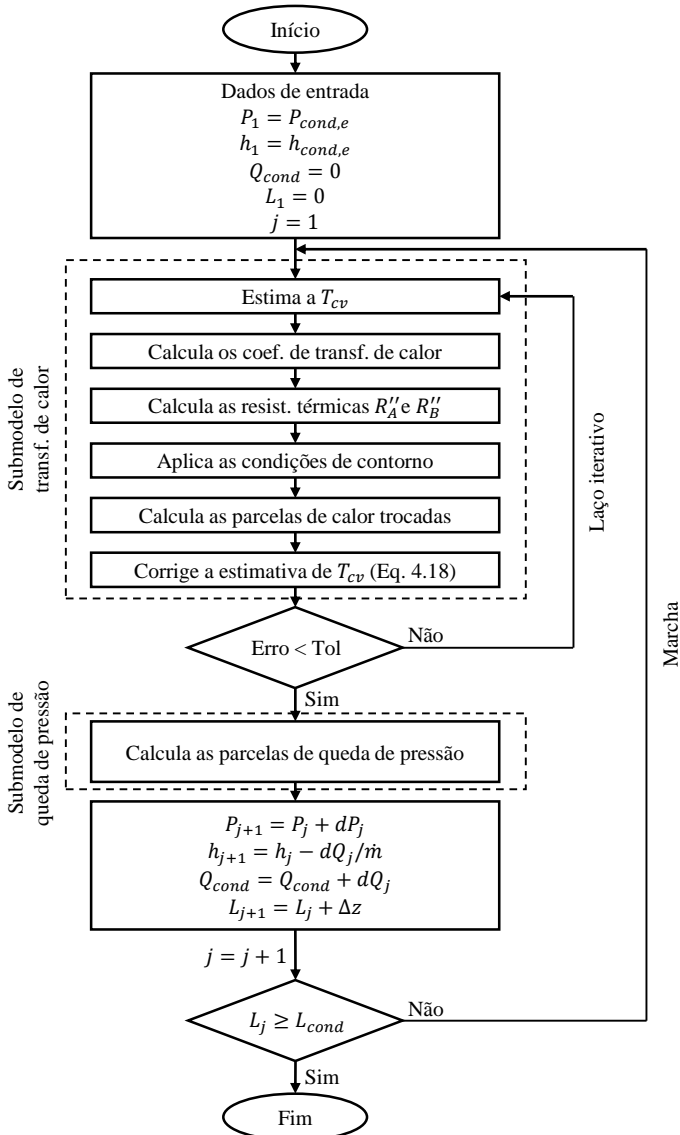


Figura 4.9 – Fluxograma do algoritmo de solução do modelo do condensador

5 MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA

O modelo matemático do condensador permite avaliar isoladamente a performance de diferentes geometrias desse tipo de trocador de calor. No entanto, para se ter uma ideia mais global da influência do condensador no desempenho do sistema de refrigeração, é necessário acoplar o modelo do condensador a um modelo matemático para simulação do sistema de refrigeração como um todo. Assim, tendo como base os modelos de Gonçalves *et al.* (2009) e Hermes *et al.* (2009), cada componente do sistema foi modelado em regime permanente, numa abordagem global, com alguns parâmetros obtidos empiricamente. Um esquema do ciclo de refrigeração modelado é mostrado na Figura 5.1

O modelo matemático é composto basicamente por quatro submodelos: (i) compressor (1–2), (ii) condensador (2–3), (iii) tubo capilar não-adiabático (3–4 e 5–1) e (iv) evaporador (4–5). O modelo para condensadores *hot-wall* foi utilizado para prever a performance dos refrigeradores com esse tipo de trocador (produtos 1 a 8), enquanto que um modelo simplificado para condensadores do tipo arame-sobre-tubo foi implementado para prever a performance do produto *baseline*. Além disso, desenvolveu-se um submodelo simplificado para calcular a carga térmica sobre os produtos e possibilitar o cálculo do consumo de energia. O modelo utiliza como dados de entrada a temperatura ambiente, a temperatura dos compartimentos refrigerados e parâmetros empíricos para calcular as pressões de operação do sistema, a vazão mássica de refrigerante, a potência do compressor e o consumo de energia do refrigerador. Maiores detalhes sobre a modelagem são apresentados a seguir.

5.1 Submodelo do compressor

A função principal do submodelo do compressor é determinar a vazão mássica de refrigerante, a potência do compressor e a entalpia do refrigerante na saída desse componente. A entalpia do refrigerante na saída do compressor pode ser obtida através de um balanço de energia na carcaça do compressor:

$$h_2 = h_1 + \frac{(\dot{W}_k - \dot{Q}_k)}{\dot{m}} \quad (5.1)$$

onde \dot{W}_k é a potência consumida, \dot{Q}_k é o calor liberado para o ambiente ex-

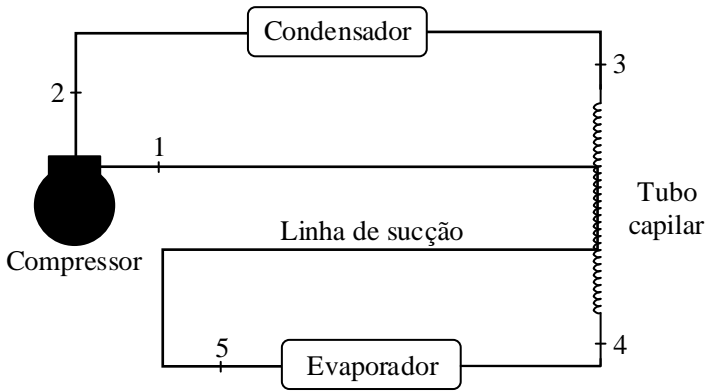


Figura 5.1 – Esquema do ciclo de refrigeração modelado

terno e \dot{m} a vazão mássica, calculada pela seguinte equação:

$$\dot{m} = \frac{\eta_v V_k N_k}{\nu_1} \quad (5.2)$$

onde η_v é a eficiência volumétrica, V_k o volume deslocado, N_k a frequência, e ν_1 o volume específico do refrigerante na sucção.

O calor liberado pelo compressor para o ambiente externo foi calculado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_k = UA_k(T_2 - T_{ex}) \quad (5.3)$$

onde T_2 foi assumida como sendo igual a temperatura na descarga, e UA_k é condutância térmica global das paredes da carcaça.

A condutância térmica global do compressor, UA_k , foi determinada através de um ajuste dos dados obtidos nos testes realizados em regime permanente ($UA_k = 1,36 \text{ W/K}$). Já a eficiência volumétrica e a potência consumida foram calculadas com base na abordagem proposta por Li (2012). A eficiência volumétrica foi calculada através da seguinte equação:

$$\eta_v = a_0 + a_1 \left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (5.4)$$

A potência do compressor é dada por:

$$\dot{W} = b_0 + P_1 v_1 \dot{m} \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \left(b_1 + \frac{b_2}{P_1} + \frac{b_3}{P_2} \right) \quad (5.5)$$

onde os coeficientes a_0 , a_1 , b_0 , b_1 , b_2 e b_3 foram regredidos pelo método dos mínimos quadrados com os dados dos testes realizados em regime permanente. Os valores são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Coeficientes do ajuste para eficiência volumétrica e potência do compressor

a_0	a_1	b_0	b_1	b_2	b_3
0,8762	0,010249	99,18	114870	35347,7	-48247,8

Os resultados do ajuste realizado para potência do compressor e vazão mássica são mostrados nas Figuras 5.2 e 5.3. Percebe-se que, em ambos os casos, o ajuste foi satisfatório, com erros inferiores a $\pm 5\%$ para potência consumida e $\pm 10\%$ para vazão mássica para a maioria dos casos.

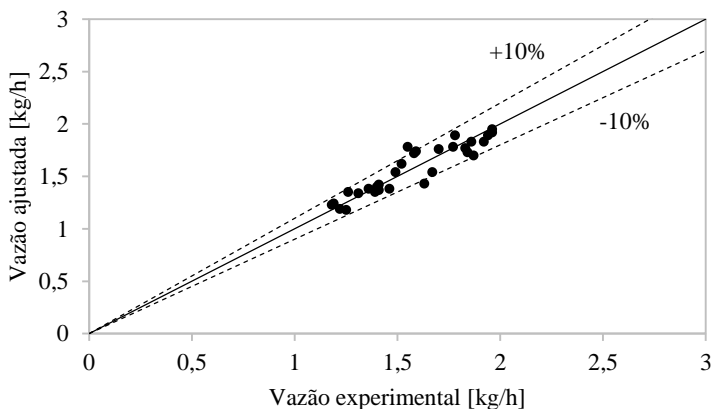


Figura 5.2 – Curva de ajuste para vazão do compressor

5.2 Submodelo do condensador

O submodelo do condensador *hot-wall*, apresentado no Capítulo 4, foi utilizado no modelo do sistema para calcular a taxa de transferência de calor no condensador, a entalpia do refrigerante na saída e a parcela do calor liberado pelo condensador que infiltra nos compartimentos refrigerados (\dot{Q}_{in}). Verificou-se durante os testes que a queda de pressão no condensador é pouco significativa, e por esse motivo foi desconsiderada nessa etapa.

Os produtos 1-8 são equipados com condensadores do tipo *hot-wall*. No entanto, o produto original, como já mencionado, é montado com um con-

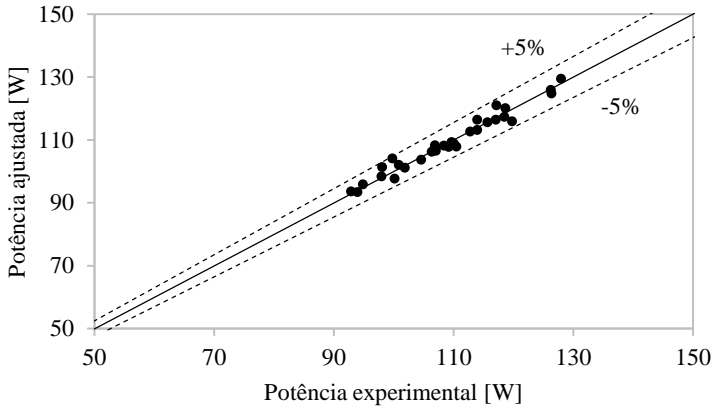


Figura 5.3 – Curva de ajuste para vazão do compressor

densador do tipo arame-sobre-tubo. A taxa de transferência de calor no condensador arame-sobre-tubo foi calculada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = UA_{\text{cond}}(T_{\text{cond}} - T_{\text{ex}}) \quad (5.6)$$

O coeficiente global de transferência de calor no condensador, UA_{cond} , foi calculado com base na correlação proposta por Melo e Hermes (2009). A correlação calcula o coeficiente de transferência de calor combinado (radiação + convecção) multiplicando o coeficiente de transferência de calor por radiação (\bar{h}_{rad}) por um fator π_0 que leva em consideração o fenômeno de transferência de calor por convecção natural, a distribuição de temperaturas nos arames (eficiência de aleta) e os aspectos direcionais da transferência de calor por radiação. O coeficiente de transferência de calor combinado é dado pela seguinte equação:

$$\bar{h}_{\text{cond}} = \pi_0 \bar{h}_{\text{rad}} \quad (5.7)$$

onde \bar{h}_{rad} é o coeficiente de transferência de calor por radiação, calculado pela Equação 4.26 (considerando $\varepsilon = 0,81$), e o parâmetro π_0 é calculado pela seguinte equação:

$$\pi_0 = 5,68\pi_1^{0,6}\pi_2^{-0,28}\pi_3^{0,49}\pi_4^{0,08} \quad (5.8)$$

Os números π_1 , π_2 , π_3 e π_4 são parâmetros adimensionais que levam em consideração as características do trocador de calor, e estão listados na Ta-

bela 5.2. Assim, a condutância térmica global no condensador pode ser determinada pelo produto do coeficiente de transferência de calor combinado pela área externa do trocador de calor, como segue:

$$UA_{\text{cond}} = \bar{h}_{\text{cond}} A_{\text{cond}} \quad (5.9)$$

onde a $A_{\text{cond}} = (A_w + A_{\text{tb}})$ é a área externa total do trocador de calor, levando em conta tanto a área dos arames quanto dos tubos, e pode ser obtida com os dados apresentados no Apêndice A.

Tabela 5.2 – Grupos adimensionais para a correlação do condensador

Parâmetro π	Definição	Descrição
π_0	$(\bar{h}_{\text{conv}} + \bar{h}_{\text{rad}})/\bar{h}_{\text{rad}}$	Coef. de transf. de calor combinado
π_1	$A_w/(A_{\text{tb}} + A_w)$	Área de transferência de calor
π_2	$(p_{\text{tb}} - D_{\text{tb}})/D_{\text{tb}}$	Espaçamento entre tubos
π_3	$(p_w - D_w)/D_w$	Espaçamento entre arames
π_4	$(T_{\text{med,cond}} - T_{\text{ex}})/T_{\text{filme}}$	Empuxo

A entalpia do refrigerante na saída do condensador é dada então por um balanço de energia no lado do refrigerante:

$$h_3 = h_2 - \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{m}} \quad (5.10)$$

5.3 Submodelo do trocador de calor tubo capilar–linha de sucção

Em refrigeradores domésticos, o tubo capilar é normalmente colocado em contato lateralmente com a linha de sucção oriunda do evaporador, formando um trocador de calor do tipo contra-corrente. Dessa forma, o processo de expansão deixa de ser isentálpico, uma vez que o capilar libera calor para a linha de sucção e, com isso, o sistema ganha em capacidade de refrigeração. A função do submodelo do tubo capilar não-adiabático é fornecer a vazão mássica de fluido refrigerante que balanceará a fornecida pelo compressor (em regime permanente ambas são iguais), além de determinar a entalpia do fluido na saída, que servirá como dado de entrada para o submodelo do evaporador. Adicionalmente, será obtida a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção, parâmetro indispensável para o submodelo do compressor e para o fechamento do modelo do sistema de refrigeração como um todo.

O modelo aqui adotado se baseou nas correlações empíricas propostas por Sarker e Jeong (2012), específicas para tubos capilares não-adiabáticos sujei-

tos ao escoamento de R134a e R600a. Tratam-se de duas equações do tipo Pi de Buckingham, uma para condição de líquido sub-resfriado e outra para fluido bifásico na entrada do capilar, onde a vazão mássica, \dot{m} , é representada pelo parâmetro π_1 . Para o primeiro caso, a correlação tem a seguinte forma:

$$\pi_1 = 4,7136\pi_2^{0,490041}\pi_4^{0,08562}\pi_{12}^{0,03136}\pi_5^{0,012101} \quad (5.11)$$

Já para o caso de escoamento bifásico na entrada do capilar, a correlação é dada por:

$$\pi_1 = 3,9976\pi_2^{0,4955}\pi_{10}^{-0,6819}\pi_{12}^{-0,2895}\pi_{13}^{0,3118}\pi_6^{-0,3332} \quad (5.12)$$

onde os grupamentos adimensionais apresentados são listados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Grupos adimensionais para a correlação do tubo capilar

Parâmetro π	Definição	Descrição
π_1	$\frac{\dot{m}}{D_{\text{cap}}^2 \sqrt{P_e} \rho_e}$	Vazão mássica
π_2	$D_{\text{cap}}/L_{\text{cap}}$	Geometria
π_4	$L_{\text{hx}}/L_{\text{cap}}$	Geometria
π_5	$(P_e - P_{\text{sat}})/P_{\text{cr}}$	Pressão na entrada
π_6	$\rho_{f,c}/\rho_{g,c}$	Efeito da densidade
π_{10}	$1 - x_e$	Título (para entrada bifásica)
π_{12}	$c_{p,f,s}/c_{p,f,l}$	Efeito do calor específico
π_{13}	$k_{f,s}/k_{g,s}$	Efeito da condutividade térmica

A temperatura na saída da linha de sucção, T_1 , é calculada com base na efetividade do trocador de calor tubo capilar–linha de sucção (Gonçalves *et al.*, 2009):

$$T_1 = T_5 + \varepsilon_{\text{hx}}(T_3 - T_5) \quad (5.13)$$

onde ε_{hx} , representa a efetividade do trocador de calor, que foi obtida através dos resultados experimentais ($\varepsilon_{\text{hx}} = 0,85$).

Por fim, a entalpia do refrigerante na saída do tubo capilar é obtida através de um simples balanço de energia no trocador de calor:

$$h_4 = h_3 + h_5 - h_1 \quad (5.14)$$

5.4 Submodelo do evaporador

A função principal do submodelo do evaporador é determinar a capacidade de refrigeração do sistema, a entalpia do refrigerante na sua saída, bem como determinar indiretamente a pressão de evaporação do sistema. O modelo foi desenvolvido com base no método da efetividade-NUT (Incropera *et al.*, 2008), onde a taxa de transferência de calor é calculada a partir da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \varepsilon C_{\text{min}}(T_{\text{m}} - T_{\text{evap}}) \quad (5.15)$$

onde T_{m} é a temperatura de mistura do ar na entrada do evaporador, T_{evap} é a temperatura de evaporação, e C_{min} é a capacitância térmica do ar:

$$C_{\text{min}} = \dot{V}_{\text{ar}} \rho_{\text{ar}} c_{\text{p,ar}} \quad (5.16)$$

A vazão de ar no evaporador foi obtida experimentalmente através de um teste com o refrigerador num mini-túnel de vento (Apêndice D). A densidade e o calor específico do ar foram calculados na temperatura de mistura. Como o ar na entrada do evaporador é uma mistura das correntes provenientes do *fresh-food* e do *freezer*, a temperatura de mistura, T_{m} , foi calculada através da seguinte equação:

$$T_{\text{m}} = rT_{\text{fz}} + (1 - r)T_{\text{ff}} \quad (5.17)$$

onde o parâmetro r é a razão entre a vazão mássica de ar que circula pelo *freezer* (\dot{m}_{fz}) e a vazão total de ar insuflada pelo ventilador ($\dot{m}_{\text{t}} = \dot{m}_{\text{ff}} + \dot{m}_{\text{fz}}$), e foi obtida também experimentalmente nos testes no mini-túnel ($r = 0,87$).

Por fim, a efetividade do trocador foi calculada com base no número de unidades de transferência, NUT, conforme apresentado a seguir:

$$\text{NUT} = \frac{UA_{\text{evap}}}{C_{\text{min}}} \quad (5.18)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\text{NUT}) \quad (5.19)$$

A condutância térmica global do evaporador, UA_{evap} , foi obtida experimentalmente através da obtenção da curva característica do trocador em um túnel vento (Apêndice E). De posse de tal curva e da vazão de ar no evaporador medida no mini-túnel, foi possível identificar a condutância térmica global do evaporador ($UA_{\text{evap}} = 15,2 \text{ W/K}$). Ressalta-se que o modelo do evaporador é global, e desconsidera, por exemplo, os efeitos de convecção do

lado do refrigerante. Deve-se mencionar também que a quantidade de vapor superaquecido presente no evaporador é muito pequena (situação típica na prática), o que permitiu o uso da Equação 5.19.

De posse da capacidade de refrigeração do sistema, \dot{Q}_{evap} , a entalpia do refrigerante na saída do evaporador é calculada através da seguinte equação:

$$h_5 = h_4 + \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{m}} \quad (5.20)$$

5.5 Fechamento do problema

O fechamento do modelo do sistema se dá com o cômputo da pressão de evaporação, e isso é realizado implicita e iterativamente através de um balanço de massa no circuito como um todo:

$$M - \sum_n M_n = 0 \quad (5.21)$$

onde M é a massa de fluido refrigerante total no sistema (conhecida), e M_n a massa de refrigerante calculada pelo modelo em cada um dos n componentes do ciclo.

Tal equação, apesar de simples, é uma função altamente não linear da pressão de evaporação, e acarreta inúmeros problemas de convergência. Assim, para contornar tal problema, a Equação 5.21 foi substituída pela Equação 5.22, que utiliza um grau de superaquecimento prescrito na saída do evaporador (ΔT_{sup}), obtido diretamente dos testes experimentais, para corrigir a estimativa da pressão de evaporação.

$$P_1 = p_{\text{sat}}(T_5 - \Delta T_{\text{sup}}) \quad (5.22)$$

5.6 Cálculo da carga térmica

Os modelos dos componentes do sistema, apresentados anteriormente, são suficientes para determinar os principais parâmetros de operação, como as pressões, a vazão mássica, a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo compressor. Por outro lado, para se determinar o consumo de energia do refrigerador, é necessário calcular a carga térmica imposta sobre os compartimentos refrigerados, uma vez que ela influencia diretamente na fração de funcionamento do compressor.

O cômputo da carga térmica sobre um produto montado com condensador *hot-wall*, no entanto, não é uma tarefa muito simples. Quando o compressor

está ligado, as paredes do refrigerador são aquecidas não só pelo ambiente externo, mas também pela presença do condensador. No momento em que o compressor é desligado, cessa-se a vazão mássica de refrigerante, e o condensador para de ser alimentado. Entretanto, isso não significa que a carga térmica proveniente do condensador é totalmente interrompida, uma vez que as paredes do refrigerador continuam com temperatura superior à do ambiente externo, devido à inércia térmica. Somente um modelo transiente, com maior nível de detalhes e complexidade, seria capaz de capturar esses efeitos sobre o desempenho do refrigerador, mas isso foge do escopo deste trabalho. Portanto, a título de simplificação, assumiu-se que a carga térmica sobre o produto é praticamente constante ao longo de um ciclo de operação, e é calculada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{t,HW} = UA_{ff,sc}(T_{ex} - T_{ff}) + UA_{fz,sc}(T_{ex} - T_{fz}) + \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{v,evap} \quad (5.23)$$

onde \dot{Q}_{in} é a infiltração de calor proveniente do condensador, $\dot{Q}_{v,evap}$ é a carga térmica imposta pelo ventilador, e os parâmetros $UA_{ff,sc}$ e $UA_{fz,sc}$ representam a condutância térmica global do *fresh-food* e do *freezer* descontando a área externa ocupada pelo condensador *hot-wall*, e considerando apenas condução de calor:

$$UA_{ff,sc} = UA_{ff} - \frac{k_{is} l_{cond,ff} w_{ele}}{t_{is,ff}} \quad (5.24)$$

$$UA_{fz,sc} = UA_{fz} - \frac{k_{is} l_{cond,fz} w_{ele}}{t_{is,fz}} \quad (5.25)$$

onde os parâmetros UA_{ff} e UA_{fz} foram obtidos experimentalmente através de testes de fluxo de calor reverso (Seção 3.2.1), $l_{cond,ff}$ e $l_{cond,fz}$ representam o comprimento de tubos do condensador no *fresh-food* e no *freezer*, w_{ele} é a largura das unidades elementares definida na discretização do modelo do condensador, k_{is} é a condutividade térmica do isolante térmico de poliuretano e $t_{is,ff}$ e $t_{is,fz}$ a espessura do isolamento térmico do *fresh-food* e no *freezer*, respectivamente.

Por outro lado, para o produto *baseline* o cálculo da carga térmica é um pouco mais simples. Nesse caso, como não existe um condensador *hot-wall*, mas sim um do tipo arame-sobre-tubo, a infiltração de calor devido a presença do condensador é desprezada, e a carga térmica pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_{t,WOT} = UA_{ff}(T_{ex} - T_{ff}) + UA_{fz}(T_{ex} - T_{fz}) + \dot{Q}_{v,evap} \quad (5.26)$$

5.7 Cálculo do consumo de energia

O consumo de energia de um refrigerador em um teste normalizado é calculado pela integração da potência consumida ao longo de um período de operação. Assumindo que tanto a carga térmica quanto a capacidade de refrigeração são praticamente constantes ao longo do regime cíclico periódico, a fração de funcionamento do compressor pode ser calculada por meio de um balanço de energia ao longo de um ciclo de operação (Hermes *et al.*, 2009):

$$\tau = \frac{t_{\text{on}}}{t_{\text{on}} + t_{\text{off}}} \approx \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_{\text{evap}}} \quad (5.27)$$

onde \dot{Q}_t representa a carga térmica sobre o produto ($\dot{Q}_{t,\text{HW}}$ para produtos com condensador *hot-wall* e $\dot{Q}_{t,\text{WOT}}$ para arame-sobre-tubo), e \dot{Q}_{evap} representa a capacidade de refrigeração do sistema.

Por fim, o consumo de energia, em kWh/mês, pode ser calculado através da seguinte equação:

$$CE = \frac{0,72}{t_{\text{on}} + t_{\text{off}}} \int_0^{t_{\text{on}}+t_{\text{off}}} \left(\sum \dot{W} \right) dt \approx 0,72\tau(\dot{W}_k + \dot{W}_{\text{v,evap}}) \quad (5.28)$$

onde \dot{W}_k é a potência consumida pelo compressor, $\dot{W}_{\text{v,evap}}$ é a potência consumida pelo ventilador do evaporador, e a constante 0,72 representa um fator de conversão de W para kWh/mês.

5.8 Implementação do modelo

O modelo matemático foi implementado na plataforma EES, e o algoritmo de solução é apresentado na Figura 5.4. O modelo começa com a leitura dos dados de entrada do problema: temperatura dos compartimentos refrigerados e do ambiente externo, grau de superaquecimento do evaporador, e os parâmetros empíricos adquiridos nos testes. Na sequência, são fornecidas as estimativas iniciais para pressão de evaporação e de condensação, e para a entalpia do refrigerante na entrada do compressor. O modelo do compressor calcula então h_2 e a vazão mássica. Já o modelo do condensador é responsável por calcular h_3 . O modelo do trocador de calor tubo capilar–linha de sucção é responsável por calcular h_4 , e por corrigir indiretamente h_1 e P_2 . O modelo do evaporador calcula h_5 e, também indiretamente, avalia a P_1 . De posse dos novos valores de P_1 , P_2 , h_1 e da vazão mássica, são computados os respectivos erros e, através do método de Newton-Raphson multivariável, as

estimativas iniciais são corrigidas. Após estabelecidos os critérios de convergência, o modelo é finalizado com o cálculo da carga térmica e do consumo de energia do refrigerador.

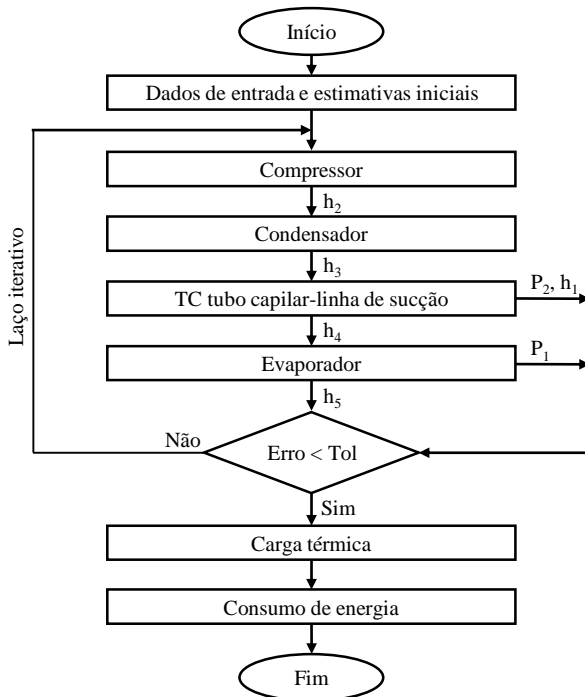


Figura 5.4 – Fluxograma do algoritmo de solução do modelo do sistema

6 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os principais resultados obtidos neste trabalho. Primeiramente, são apresentados os resultados experimentais. Na sequência, é apresentada a validação dos modelos matemáticos do condensador e do sistema. Uma análise de sensibilidade é mostrada, na qual o modelo do condensador é utilizado para identificar os parâmetros que têm mais influência sobre a taxa de transferência de calor. O modelo do sistema, por sua vez, foi utilizado para verificar o efeito dos parâmetros geométricos e operacionais do condensador sobre o consumo de energia do refrigerador. Com base nesses resultados, foram propostas novas configurações de condensadores *hot-wall* que apresentam desempenho equivalente ao produto *baseline*. Por fim, algumas diretrizes e recomendações para o projeto de condensadores do tipo *hot-wall* foram estabelecidas.

6.1 Análise experimental

O presente trabalho teve ao todo 90 testes em seu planejamento. Os resultados dos testes de determinação de carga são apresentados no Apêndice B. Todos os refrigeradores foram submetidos a quatro testes de fluxo de calor reverso, e os resultados são apresentados no Apêndice F. Como os gabinetes de todos os refrigeradores são idênticos e, teoricamente, possuem o mesmo isolamento térmico nas paredes, optou-se por regredir as condutâncias térmicas globais dos compartimentos (UA_{ff} e UA_{fz}) utilizando todos os testes de fluxo de calor reverso, realizados em todos os refrigeradores. Obtiveram-se, assim, os valores de 1,22 e 0,54 W/K, respectivamente, para o *fresh-food* e o *freezer*.

Os resultados dos testes em regime permanente são apresentados no Apêndice F. Em virtude de problemas técnicos com o refrigerador 6, os testes RP23 e RP24 não puderam ser realizados. Os resultados dos testes em regime permanente são analisados a seguir, identificando o comportamento das principais variáveis operacionais do refrigerador em função da temperatura ambiente e de parâmetros construtivos do condensador.

A Figura 6.1 mostra a taxa de transferência de calor no condensador em função da vazão mássica de refrigerante nos testes de regime permanente. Como esperado, existe uma forte relação entre essas duas variáveis, já que uma é diretamente proporcional à outra. Nos testes com a válvula micrométrica parcialmente fechada, os níveis de vazão mássica foram menores devido

ao aumento da restrição.

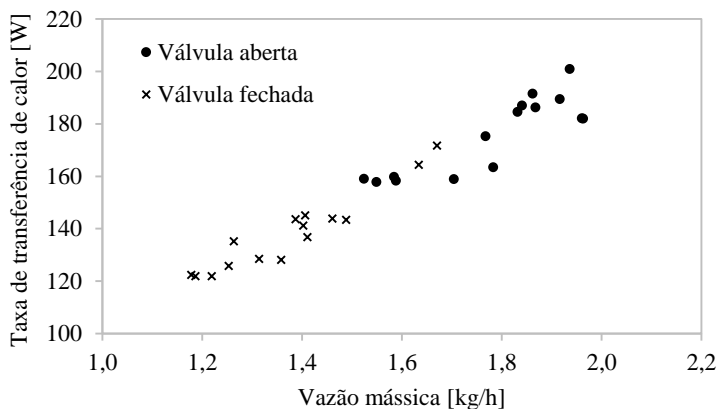


Figura 6.1 – Taxa de transferência de calor no condensador em função da vazão de refrigerante

Explicar cada um dos testes, ponto a ponto, pode ser uma tarefa um tanto quanto árdua, tendo em vista as interações não-lineares envolvidas. Dessa forma, optou-se por correlacionar os dados experimentais por meio de equações lineares simplificadas que ajudam na análise da influência de parâmetros construtivos e operacionais na performance do refrigerador. Como mostrado na Equação 6.1, uma variável dependente y pode ser expressa em função de N variáveis independentes x_i . O efeito de uma variável independente x_i sobre a variável dependente y é dado pelo produto do coeficiente a_i pela variação máxima de x_i , sendo que os coeficientes a_0 e a_i são regredidos pelo método dos mínimos quadrados.

$$y = a_0 + \sum_1^N a_i x_i \quad (6.1)$$

Primeiramente, avaliou-se o efeito da temperatura ambiente, do tipo de fita adesiva, do diâmetro do tubo, do comprimento e do posicionamento do condensador (variáveis independentes, x_i) sobre a pressão de condensação do sistema (variável dependente, y). Para a fita adesiva, utilizou-se um fator 0 para fita de PE e 1 para fita de alumínio. Para o posicionamento do condensador, utilizou-se um fator 0 para somente no *fresh-food*, e 1 para ambos compartimentos. O ajuste obteve um coeficiente de correlação de 0,978 e

o efeito de cada variável é apresentado no gráfico de barras da Figura 6.2. Nota-se que a temperatura ambiente é o fator que mais influencia na pressão de condensação, uma vez que, com o aumento da temperatura externa, a temperatura de condensação aumenta para garantir uma diferença de temperatura mínima entre os dois meios. A fita adesiva foi a segunda variável com maior efeito sobre a pressão de condensação. É importante perceber que o fator da fita é negativo, o que indica que os produtos com fita de alumínio apresentaram menores pressões de condensação que os produtos com fita de PE. O comprimento do condensador, o seu posicionamento, e o diâmetro do tubo tiveram efeito menos significativo sobre a pressão de condensação.

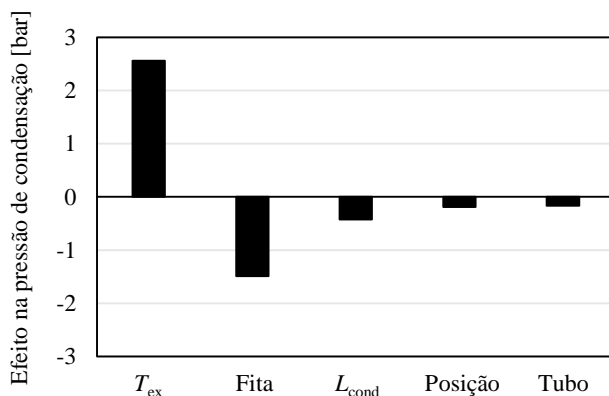


Figura 6.2 – Análise de efeito na pressão de condensação

Em seguida, avaliou-se o efeito das mesmas variáveis sobre a potência consumida pelo compressor. Obteve-se um coeficiente de correlação de 0,917, e o efeito de cada variável é apresentado no gráfico da Figura 6.3. Novamente, a temperatura ambiente e a fita adesiva tiveram o maior impacto sobre a potência consumida pelo compressor, em virtude da forte influência que apresentam sobre a pressão de condensação. O comprimento do condensador apresentou um efeito moderado, e a posição do condensador e o tubo um efeito menos expressivo.

Por fim, avaliou-se o efeito da temperatura ambiente, do tipo de fita adesiva, do diâmetro do tubo, do comprimento e do posicionamento do condensador sobre o coeficiente de performance (COP) do sistema. O COP expe-

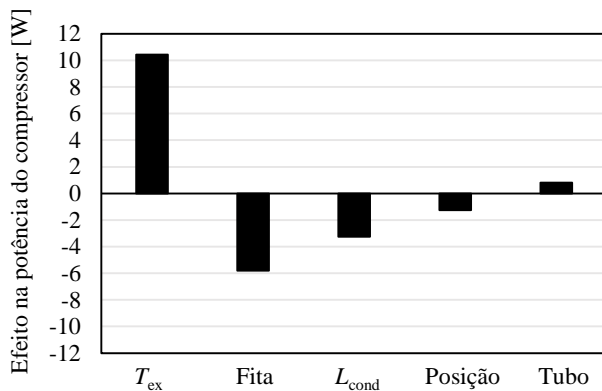


Figura 6.3 – Análise de efeito na potência do compressor

rimental foi calculado pela seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_k} \quad (6.2)$$

onde \dot{Q}_{evap} é a capacidade de refrigeração e \dot{W}_k é a potência consumida pelo compressor.

Nos testes em regime permanente, o sistema opera ininterruptamente, uma vez que resistores elétricos são acionados dentro dos compartimentos refrigerados para compensar o excesso de capacidade de refrigeração. Assim, a capacidade de refrigeração do sistema se iguala à carga térmica imposta sobre o gabinete, que pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_t = UA_{ff}(T_{ex} - T_{ff}) + UA_{fz}(T_{ex} - T_{fz}) + \dot{Q}_{ff} + \dot{Q}_{fz} + \dot{Q}_{v,evap} + \dot{Q}_{HW} \quad (6.3)$$

Todos os termos da Equação 6.3 podem ser facilmente obtidos, com exceção da carga térmica imposta pelo condensador *hot-wall*, \dot{Q}_{HW} . Em face da dificuldade de se determinar experimentalmente esse parâmetro, essa parcela foi negligenciada nessa análise. O *COP* foi então ajustado da seguinte maneira:

$$COP = a_0 + a_1 T_{ex} + a_2 \text{Fita} + a_3 \text{Tubo} + a_4 L_{cond} + a_5 \text{Posição} \quad (6.4)$$

Nesse caso, obteve-se um R^2 de 0,966. O efeito de cada variável sobre o *COP* é apresentado no gráfico da Figura 6.4. Novamente, a temperatura am-

biente e a fita adesiva se mostraram como os fatores que têm o maior impacto sobre o desempenho do sistema.

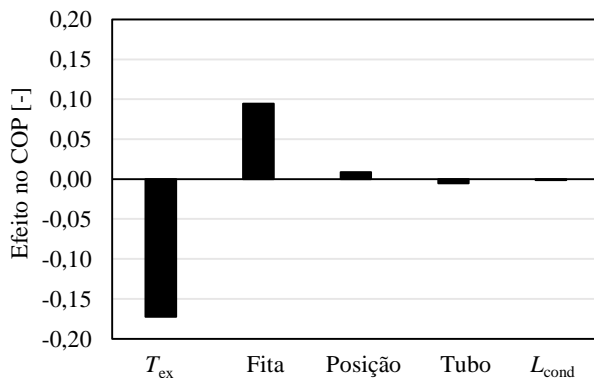


Figura 6.4 – Análise de efeito no COP

A análise de efeito nos testes em regime permanente foi importante, pois permitiu identificar os parâmetros que mais influenciaram no desempenho do sistema. O efeito da temperatura ambiente era esperado, já que ela afeta diretamente a temperatura de condensação e a carga térmica sobre o sistema. Além disso, verificou-se que, dentre os parâmetros construtivos do condensador, a fita adesiva foi a que teve mais impacto sobre a performance dos refrigeradores. O que acontece é que o calor liberado pelo tubo do condensador segue dois caminhos preferenciais ao ser conduzido para a chapa externa: a fita adesiva e o contato direto. Como os tubos do condensador são circulares, e proporcionam uma área de contato com a chapa relativamente pequena, o uso da fita de PE, que possui uma condutividade térmica muito baixa, dificultou a transferência de calor, o que levou a temperaturas de condensação mais altas.

Os outros parâmetros avaliados nos protótipos tiveram um efeito menos relevante, conforme já apresentado. A variação do comprimento do condensador, por exemplo, foi de apenas 15% (10 e 15 m), o que pode explicar o pequeno efeito encontrado. O diâmetro do tubo do condensador, por sua vez, sofreu uma variação de 20% (4,00 e 4,76 mm), que também foi pequena. Nesse caso, a variação da seção transversal do tubo devido aos diferentes diâmetros interfere na velocidade média do fluido refrigerante, no número de

Reynolds e, conseqüentemente, no coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante. Contudo, como a transferência de calor é dominada pelo lado do ar, esse efeito foi pouco perceptível. A variação do comprimento do condensador e do diâmetro dos tubos teve mais efeito sobre a carga de fluido refrigerante, uma vez que o volume interno do condensador foi alterado, do que propriamente sobre o desempenho dos refrigeradores. Por fim, esperava-se que os diferentes posicionamentos do condensador interferissem na carga térmica sobre os produtos. Todavia, conforme será discutido mais à frente neste capítulo, como a espessura do isolamento no *freezer* é 35 % maior que no *fresh-food*, o maior gradiente de temperatura foi compensado e, portanto, esse fator não apresentou influência sobre a performance dos produtos.

Os resultados dos testes cíclicos são apresentados na Tabela 6.1. Em virtude de problemas técnicos com o refrigerador 6, os testes RC13 e RC14 não puderam ser realizados. Percebe-se que, de maneira geral, houve pouca variação em termos de consumo de energia dos produtos nos testes em regime cíclico. Como a lógica de controle original foi mantida, na qual cada compartimento tem um controle independente, o padrão de ciclagem dos produtos foi bastante diferente, o que pode ter contribuído para os resultados encontrados. No decorrer desses capítulos, esses dados serão utilizados para validação da fração de funcionamento e do consumo de energia do modelo de sistema.

Tabela 6.1 – Resultados dos testes em regime cíclico

Teste	Produto	T_{ex} [°C]	T_{ff} [°C]	T_{fz} [°C]	τ [%]	CE [kWh/mês]	CE interpolado [kWh/mês]
RC1	<i>Baseline</i>	32,1	1,1	-19,2	52,2	46,16	
RC2	<i>Baseline</i>	31,9	5,4	-15,6	42,5	40,23	42,48
RC3	1	31,3	1,8	-19,8	65,7	55,00	49,58
RC4	1	31,4	6,1	-16,3	53,4	46,38	
RC5	2	30,9	2,3	-19,1	51,5	48,84	46,23
RC6	2	31,2	5,6	-15,4	44,1	44,16	
RC7	3	32,7	1,5	-18,6	55,1	51,05	46,60
RC8	3	32,9	5,0	-14,8	43,3	43,19	
RC9	4	32,2	2,6	-18,4	51,7	49,89	47,38
RC10	4	32,4	6,1	-14,4	41,7	43,51	
RC11	5	31,8	1,9	-19,5	58,7	52,89	47,45
RC12	5	31,9	5,5	-16,7	51,4	47,93	
RC15	7	33,5	1,6	-19,3	57,0	53,05	48,84
RC16	7	32,9	5,9	-15,4	44,7	45,56	
RC17	8	32,6	1,3	-19,0	60,1	53,52	49,04
RC18	8	32,8	5,5	-15,1	48,1	46,26	

6.2 Validação dos modelos matemáticos

Nesta seção, é apresentado o exercício de validação dos modelos matemáticos propostos. Primeiramente, são discutidos os resultados do modelo do condensador, comparando tanto as previsões para taxa de transferência de calor quanto para queda de pressão com os dados experimentais. Na sequência, são apresentados os resultados da validação do modelo do sistema.

6.2.1 Modelo do condensador

O modelo matemático do condensador foi utilizado para prever a taxa de transferência de calor nos testes de performance em regime permanente. Ao todo, foram realizados 30 testes, 15 com válvula aberta e 15 com válvula parcialmente fechada. Como pode ser visto na Figura 6.5, o modelo foi capaz de prever taxa de transferência de calor no condensador com erros inferiores a $\pm 10\%$ para todos os casos. O modelo se mostrou fisicamente consistente para prever a performance de condensadores *hot-wall*, uma vez que foi capaz de captar a influência de vários parâmetros geométricos na performance do trocador.

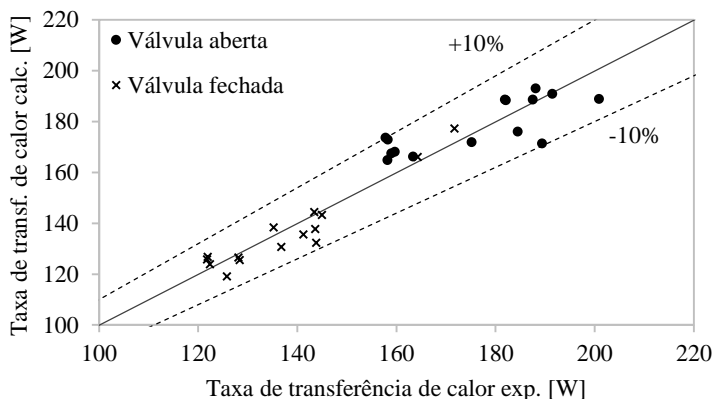


Figura 6.5 – Validação do modelo do condensador

De maneira similar, a queda de pressão calculada pelo modelo foi comparada com a medida experimentalmente. Como pode ser visto na Figura 6.6, o modelo forneceu erros relativos bastante expressivos, de até 90%, com uma tendência de subestimar a queda de pressão. Os erros observados decorrem

de uma série de fatores. Dentre eles, destaca-se o valor extremamente baixo obtido nos experimentos, da ordem de 0,1 bar. Isso faz com que os erros relativos sejam mais altos. Além disso, as medições foram feitas pela diferença entre dois transdutores de pressão absoluta, posicionados na entrada e na saída do trocador. O ideal seria utilizar um transdutor de pressão diferencial, mais adequado para tal objetivo. O submodelo de queda de pressão foi importante na simulação, uma vez que retratou uma condição mais realista, mas poderia facilmente ser eliminado da análise, uma vez que tem um efeito insignificante sobre a taxa total de transferência de calor no condensador.

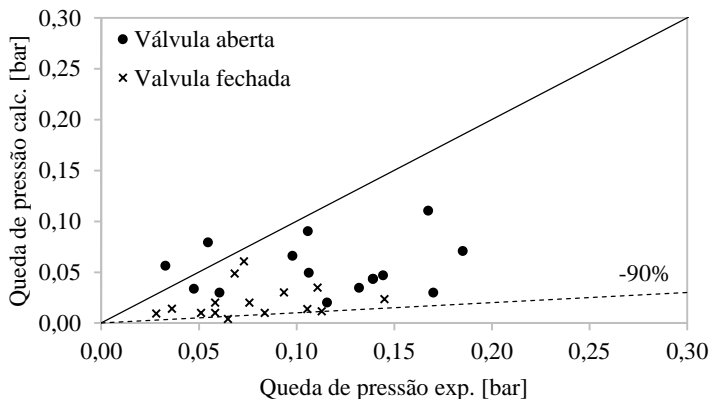


Figura 6.6 – Validação da queda de pressão do condensador

6.2.2 Modelo do sistema

O modelo do sistema foi validado em duas etapas. Primeiramente, ele foi utilizado para prever as principais variáveis de operação do sistema nos testes em regime permanente, como as pressões de condensação e evaporação, a vazão mássica de refrigerante e a potência do compressor. Na sequência, o modelo foi utilizado para prever a fração de funcionamento e o consumo de energia nos testes em regime cíclico, tanto para os sistemas com condensadores *hot-wall*, quanto para o sistema original, com condensador arame-sobre tubo.

6.2.2.1 Testes em regime permanente

O modelo do sistema de refrigeração foi inicialmente comparado com dados obtidos nos testes em regime permanente. A validação foi feita contra parâmetros operacionais como as pressões de condensação e evaporação, a vazão mássica e a potência consumida pelo compressor. É importante ressaltar que o consumo de energia não foi comparado nesse momento, uma vez que a metodologia de regime permanente requer o cômputo da carga térmica experimental para o cálculo da fração de funcionamento do compressor e, posteriormente, do consumo de energia. Infelizmente, para o caso de condensadores *hot-wall*, é bastante difícil determinar experimentalmente a carga térmica imposta no refrigerador a partir do calor liberado no condensador, o que dificulta o cálculo do consumo de energia por meio da metodologia de regime permanente. Já os parâmetros operacionais citados anteriormente independem desse fator, o que torna relevante esse primeiro processo de validação.

A Figura 6.7 compara as previsões do modelo para a pressão de condensação com os resultados experimentais. Uma concordância satisfatória foi obtida, com a maioria dos resultados dentro de uma margem de erro de $\pm 10\%$. O modelo foi capaz de identificar o efeito da temperatura ambiente e da fita adesiva sobre a pressão de condensação, que, como visto anteriormente, são os dois fatores que apresentaram o maior impacto.

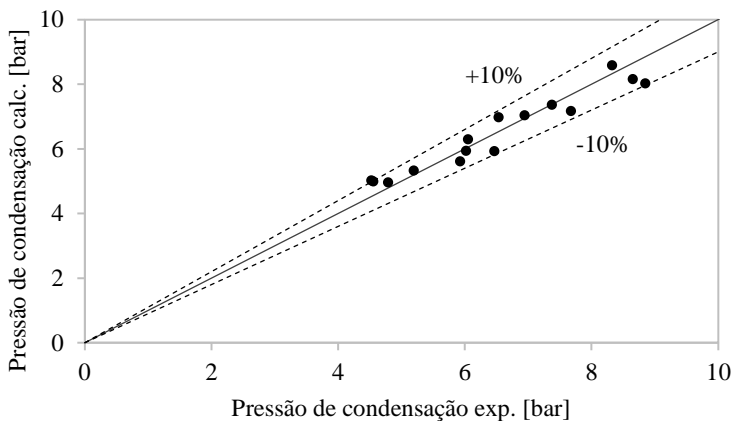


Figura 6.7 – Validação da pressão de condensação nos testes em regime permanente

A Figura 6.8 mostra a comparação das previsões do modelo para pressão de evaporação com os resultados experimentais. Os resultados foram satisfatórios, com uma margem de erro de $\pm 10\%$. A pressão de evaporação é fortemente influenciada pela temperatura de mistura do ar na entrada do evaporador e da geometria do mesmo. Como em todos os testes a temperatura do *freezer* foi mantida em $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, e a do *fresh-food* em $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, e todos os evaporadores são iguais, uma pequena variação na pressão foi calculada. Além disso, utilizou-se um modelo global do evaporador, o que prejudica a avaliação da influência de outros parâmetros operacionais na pressão de evaporação.

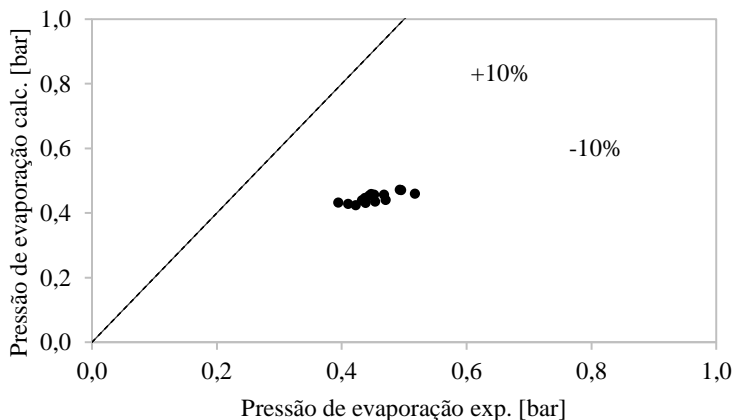


Figura 6.8 – Validação da pressão de evaporação nos testes em regime permanente

A vazão mássica de fluido refrigerante no sistema é fortemente influenciada pela pressão de evaporação, principalmente quando o fluido de trabalho é o R600a. Como o modelo não foi capaz de prever grandes variações na pressão de sucção, o comportamento da vazão mássica foi bastante similar. Mesmo assim, como pode ser visto na Figura 6.9, as previsões de vazão mássica foram validadas com erros inferiores a $\pm 10\%$ para a maioria dos casos.

A potência do compressor que, por sua vez, depende de todos os parâmetros citados anteriormente, foi modelada com erros inferiores a $\pm 5\%$ para maioria dos casos (ver Figura 6.10).

Esse primeiro exercício de validação do modelo do sistema foi importante para identificar as suas potencialidades. De maneira geral, o modelo conseguiu prever o comportamento das principais variáveis operacionais e,

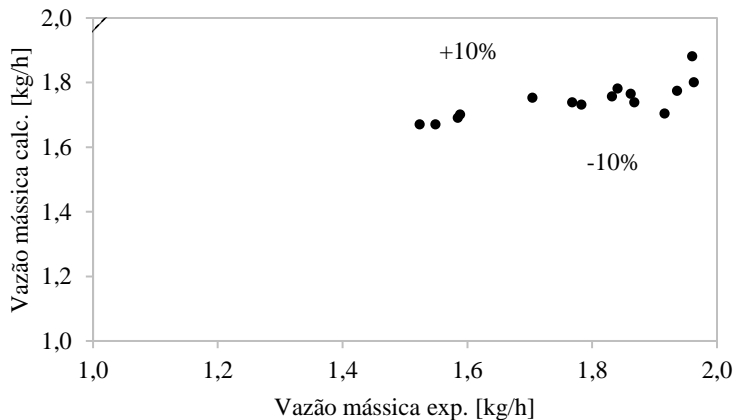


Figura 6.9 – Validação da vazão mássica de refrigerante nos testes em regime permanente

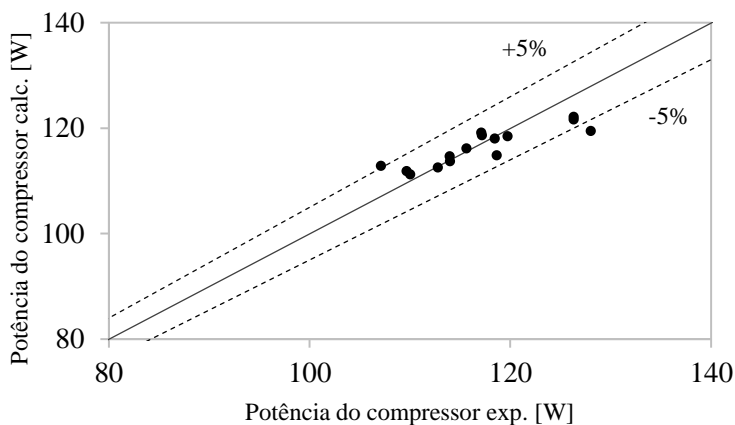


Figura 6.10 – Validação da potência do compressor nos testes em regime permanente

principalmente, conseguiu capturar os efeitos das diferentes geometrias do condensador sobre a pressão de condensação e a potência consumida pelo compressor. Assim, partiu-se para a segunda etapa de validação do modelo, através da comparação com os resultados de fração de funcionamento e consumo de energia nos testes cíclicos.

6.2.2.2 Testes em regime cíclico

Primeiramente, utilizou-se o modelo do sistema para prever a fração de funcionamento e o consumo de energia do produto *baseline*, nos dois testes cíclicos realizados, RC1 e RC2. Os resultados são apresentados na Tabela 6.2. O modelo foi capaz de prever a fração de funcionamento com erros inferiores a 2 % e o consumo de energia com erros inferiores a 5 %. Vale lembrar que, com exceção do condensador, todos outros componentes do ciclo foram modelados da mesma maneira no caso *baseline* e nos protótipos com *hot-wall*.

Tabela 6.2 – Validação da fração de funcionamento e do consumo de energia do refrigerador *baseline*

	Fração de funcionamento [%]		<i>CE</i> [kWh/mês]	
	RC1	RC2	RC1	RC2
Teste	RC1	RC2	RC1	RC2
Experimental	52,2	42,5	46,16	40,23
Modelo	52,0	42,0	45,46	38,40
Erro [%]	-0,42	-1,18	-1,52	-4,55

Na sequência, o modelo foi utilizado para prever a fração de funcionamento e o consumo de energia dos refrigeradores com condensadores *hot-wall*. Como pode ser visto na Figura 6.11, o modelo foi capaz de prever a fração de funcionamento do compressor com erros inferiores a $\pm 10\%$ para todos os testes. A fração de funcionamento é calculada como a razão entre a carga térmica imposta ao produto e sua capacidade de refrigeração. Como observou-se experimentalmente que tanto os períodos de *on* quanto os de *off* do compressor foram bastante curtos (geralmente inferiores à 20 minutos), a simplificação adotada, de que a carga térmica proveniente do condensador é constante ao longo de toda a operação, acarretou em poucos erros na estimativa desse parâmetro.

O consumo de energia dos refrigeradores foi previsto com erros inferiores a $\pm 10\%$ para maioria dos testes, como pode ser visto na Figura 6.12. O processo de validação mostrou que o modelo do sistema é capaz de prever o comportamento das variáveis mais importantes do sistema, com maior ou menor grau de erro dependendo do caso. De maneira geral, o modelo conseguiu capturar bem as tendências experimentais decorrentes de variações construtivas do condensador ou de parâmetros operacionais.

6.3 Análise matemática

O processo de validação dos modelos matemáticos foi importante para verificar a confiabilidade dos mesmos. Nesta seção, o modelo do condensador foi inicialmente utilizado para avaliar a representatividade da fita adesiva e do contato na taxa total de transferência de calor em cada caso simulado, bem como a taxa de infiltração de calor nos compartimentos refrigerados. Em seguida, um caso padrão foi utilizado para avaliar os coeficientes de transferência de calor envolvidos no processo, e o efeito de variáveis construtivas e operacionais sobre a taxa de transferência de calor. Posteriormente, o modelo do sistema foi utilizado para avaliar o aumento da carga térmica sobre os refrigeradores devido à presença do condensador *hot-wall*. Na sequência, uma análise de sensibilidade foi realizada com o modelo de sistema. Por fim, simularam-se geometrias de condensadores *hot-wall* que aplicadas ao refrigerador em questão forneceriam desempenho equivalente ao observado no produto *baseline*, e apresentaram-se algumas diretrizes e recomendações para o projeto desse tipo de trocador de calor.

6.3.1 Avaliação das taxas de transferência de calor no condensador

O modelo matemático separa o calor liberado pelo condensador através de três caminhos principais: (i) fita adesiva ($d\dot{Q}_{f,l,B}$), (ii) cavidade de ar ($d\dot{Q}_{cv}$)

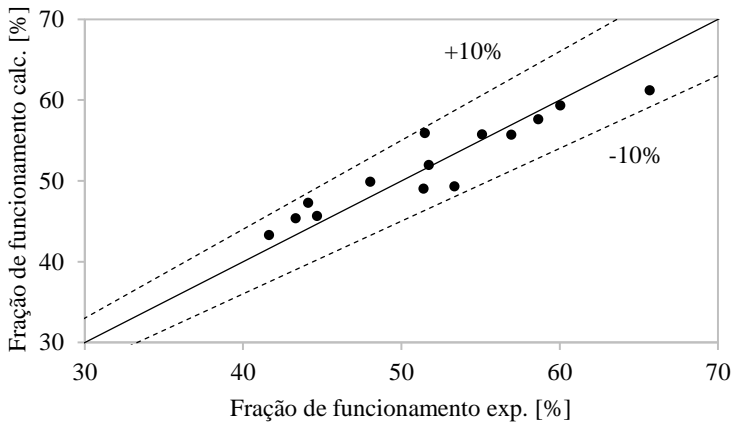


Figura 6.11 – Validação da fração de funcionamento nos testes em regime cíclico

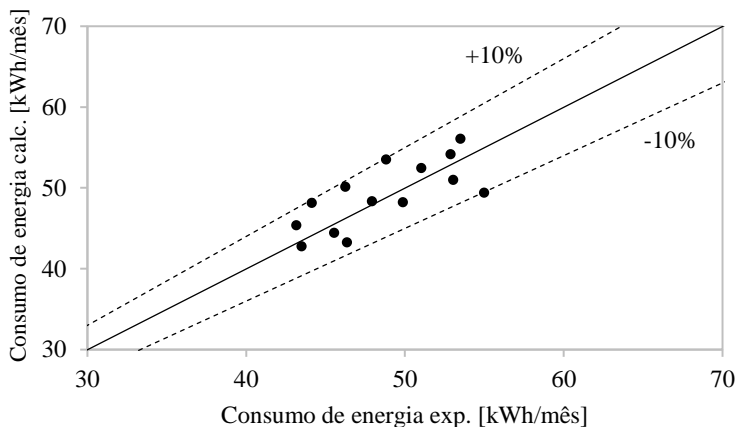


Figura 6.12 – Validação do consumo de energia nos testes em regime cíclico

e (iii) contato direto entre o tubo e a chapa externa ($d\dot{Q}_{c,L,A}$). O parcela liberada por meio da cavidade de ar representou menos de 0,5 % do total em todos os casos, o que mostra que os outros dois caminhos são preferenciais. A Figura 6.13 apresenta a contribuição da fita adesiva e do contato na taxa total de transferência de calor em cada um dos testes realizados. De maneira geral, nos produtos com fita de alumínio, cerca de 60 % é liberado pela fita adesiva, enquanto que os 40 % restantes são liberados pelo contato. Já nos produtos com fita de PE, a contribuição da fita é ínfima, uma vez que a sua condutividade térmica é muito baixa. Assim, o calor é liberado quase que na sua totalidade pelo contato direto entre o tubo e a chapa externa. Como a área de contato é pequena, a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e o ambiente externo tem que aumentar para garantir a taxa de transferência de calor necessária, o que explica os valores mais altos de temperatura de condensação observados nos produtos com fita de PE.

O modelo matemático calcula ainda a taxa de infiltração de calor nos compartimentos refrigerados a partir do calor liberado pelo condensador. A parcela de infiltração de calor pode ser avaliada de duas maneiras: em termos relativos ($\dot{Q}_{in}/\dot{Q}_{cond}$) ou em termos absolutos (\dot{Q}_{in}). Inicialmente, avaliou-se a parcela relativa para cada um dos testes realizados, conforme mostrado na Figura 6.14. Nos testes com temperatura ambiente em 16 °C, por exemplo, a taxa de infiltração de calor média calculada foi de 7,3 %, sendo a maior taxa de 8,7 % e a menor de 5,6 %. Já para os testes com temperatura ambiente em 32 °C, a média ficou em 12,5 %, sendo a maior taxa de infiltração de 15,4 %

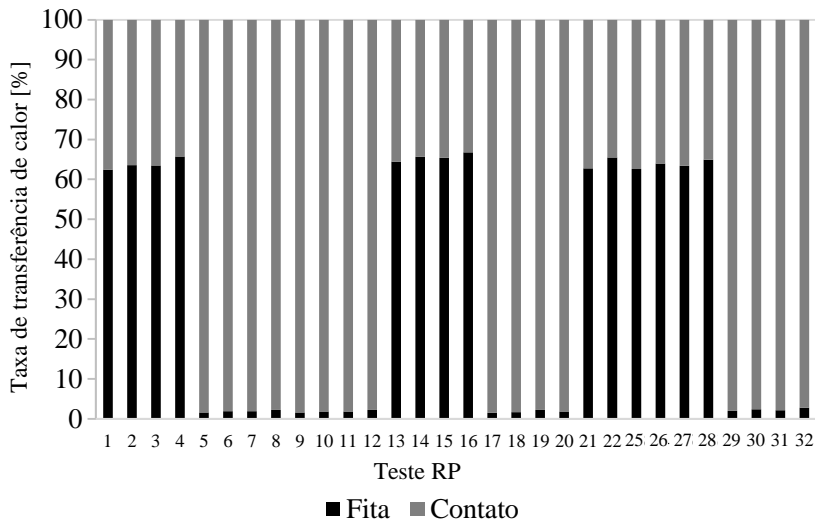


Figura 6.13 – Parcelas de calor liberadas pela fita e pelo contato

e a menor de 9,5%.

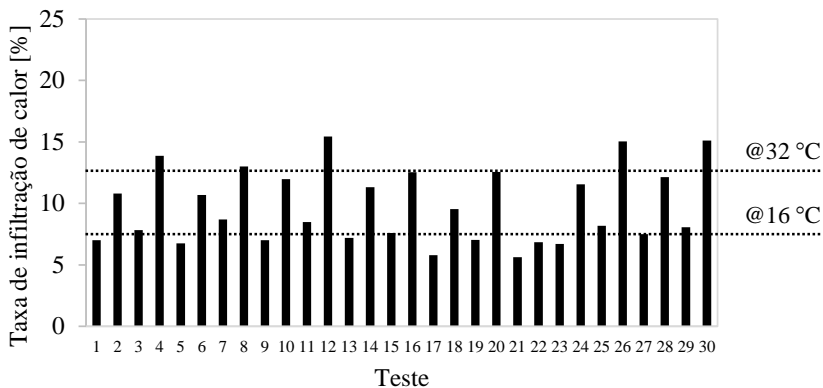


Figura 6.14 – Taxas de infiltração de calor relativa em cada teste

É interessante verificar a ordem de grandeza dos valores absolutos de taxa de infiltração de calor nos compartimentos refrigerados. Como pode ser visto na Figura 6.15, o comportamento dos resultados é, de maneira geral, semelhante ao observado em termos relativos. Nos testes com temperatura ambi-

ente em $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, a taxa de infiltração média foi de $11,5\text{ W}$, sendo a maior de $13,9\text{ W}$ e a menor de $9,4\text{ W}$. Já para os testes com temperatura ambiente em $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, a média de infiltração de calor foi de $19,0\text{ W}$, sendo a maior de $21,4\text{ W}$ e a menor de $16,4\text{ W}$. A título de comparação, o cálculo da carga térmica sobre esse refrigerador, utilizando os valores de condutância térmica global calculados nos testes de fluxo de calor reverso, ignorando a presença do condensador *hot-wall*, fornecem um valor de 32 W para temperatura ambiente de $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 60 W para $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_{ff} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{fz} = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$). Fica claro, então, que os valores calculados pelo modelo são coerentes, mas o seu impacto sobre a carga térmica do refrigerador como um todo só poderá ser avaliado mais à frente, na análise do modelo de sistema.

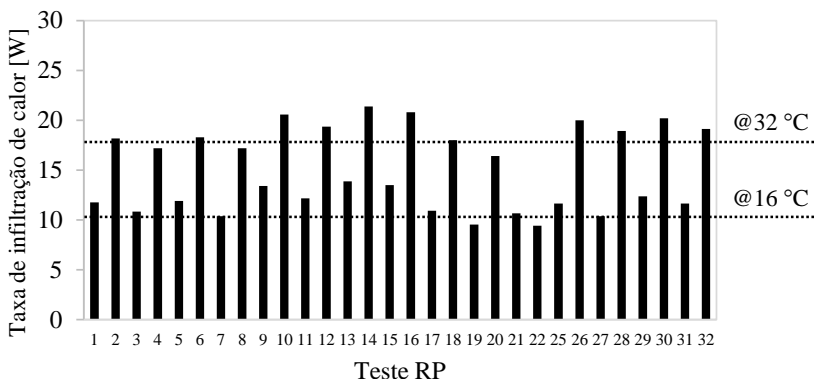


Figura 6.15 – Taxas de infiltração de calor absoluta em cada teste

A temperatura ambiente se mostrou como o fator de maior impacto nas taxas infiltração de calor, porque provoca o aumento da temperatura da chapa externa do refrigerador. Esperava-se, no entanto, variações na taxa de infiltração de calor nos compartimentos refrigerados em função do posicionamento do condensador (ff ou ff+fz), o que não ocorreu. A explicação para isso é que a infiltração é função tanto do gradiente de temperatura quanto da espessura do isolamento térmico, ambos menores no *fresh-food*. Nos produtos 5-8, o condensador foi posicionado integralmente na região correspondente ao *fresh-food*, com objetivo de reduzir a carga térmica sobre o refrigerador. No entanto, a espessura do isolamento térmico no *fresh-food* é 26% menor que no *freezer*. Aliado a isso, mesmo nos produtos 1-4, nos quais o condensador foi distribuído em ambos compartimentos, cerca de 65% trocador ainda

está posicionado no *fresh-food*, já que a ligação dos tubos entre as paredes laterais é feita pela parede superior. Assim, o objetivo inicial do projeto, de configurar parâmetros geométricos do refrigerador que afetassem as taxas de infiltração de calor não foi atingido, e o efeito da temperatura ambiente foi preponderante.

6.3.2 Caracterização do processo de transferência de calor no condensador

O modelo do condensador foi também utilizado para caracterizar o processo de transferência de calor em termos dos perfis de temperatura e pressão ao longo do trocador, e dos valores típicos dos coeficientes de transferência de calor. Para tanto, utilizou-se como caso padrão o produto 1 (ver Figura 3.3a), com as condições de operação medidas no teste RP3: temperatura e pressão na entrada do condensador de $76,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $7,37\text{ bar}$, respectivamente, temperatura do *fresh-food* de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, do *freezer* de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, do ambiente externo de $32,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, e vazão mássica igual a $1,58\text{ kg/h}$.

O perfil de temperatura do fluido refrigerante ao longo do condensador é apresentado na Figura 6.16, onde os termos PD, PS e PE referem-se respectivamente às paredes direita, superior e esquerda. A região de entrada é usada para resfriamento do vapor superaquecido oriundo do compressor. Nota-se que o fluido entra com um grau de superaquecimento próximo a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Conforme mencionado anteriormente, os produtos modificados não possuem a tubulação de aquecimento dos flanges, sendo que apenas um pedaço de tubo de 30 cm separa o passador de descarga do compressor da entrada do condensador, o que explica o elevado grau de superaquecimento. Na sequência, o fluido atinge a saturação e começa a condensar. A temperatura de condensação tem um leve decaimento em virtude da queda de pressão ao longo do trocador. Por fim, quando todo o vapor é condensado, tem-se uma região de líquido sub-resfriado até a saída do condensador. Na mesma figura, observa-se a evolução da temperatura da cavidade de ar e da temperatura média da chapa (numa unidade elementar). Observa-se uma coerência nos gradientes de temperatura, já que o fluido refrigerante apresenta sempre a maior temperatura em qualquer segmento do condensador, seguido pela cavidade, pela chapa e pela temperatura ambiente. Em média, a temperatura da chapa é cerca de $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ superior à do ambiente externo. As transições abruptas encontradas na temperatura da chapa e da cavidade são decorrentes de mudanças nas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do

refrigerante, conforme será visto mais à frente.

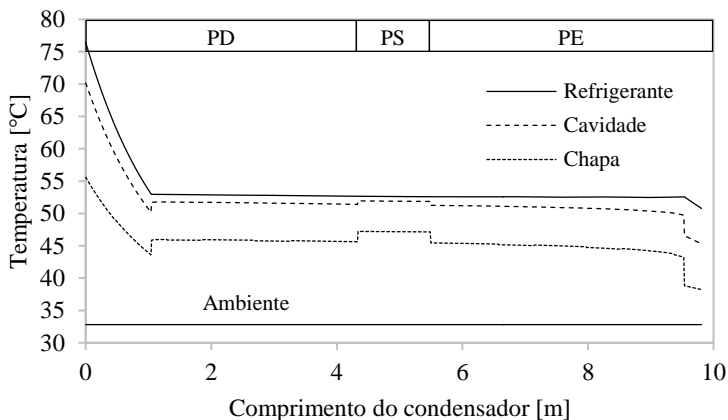


Figura 6.16 – Perfil de temperaturas ao longo do condensador

A Figura 6.17 mostra a variação da pressão do refrigerante ao longo do condensador. Inicialmente, a pressão é reduzida por efeitos de fricção nos tubos. À medida que o título do refrigerante diminui, aumenta-se a presença de líquido na mistura bifásica, o que intensifica as variações de pressão por forças gravitacionais. No último passe do condensador, existe uma recuperação parcial da pressão do refrigerante, devido ao escoamento vertical descendente de líquido sub-resfriado. É importante notar que, para o caso padrão, a queda de pressão calculada pelo modelo foi de 0,07 bar, que, como já mencionado, tem pouca influência na taxa total de transferência de calor e no desempenho global do sistema de refrigeração.

Em seguida, foram avaliados os valores do coeficiente de transferência de calor com o ambiente externo (\bar{h}_{ex}) (Figura 6.18), destacando contribuição da radiação (\bar{h}_{rad}) e da convecção natural (\bar{h}_{conv}). A radiação é responsável por mais de 70 % do calor liberado para o ambiente externo. A convecção natural tem papel menos importante devido à planicidade das paredes laterais, o que prejudica o desprendimento da camada limite e acarreta em um menor coeficiente de transferência de calor. Na parede superior, o papel da convecção natural é ainda menor, já que se trata de um caso de placa horizontal com face aquecida voltada para cima. Nesse local, a radiação é responsável por cerca de 95 % do calor trocado. Os baixos valores do coeficiente de transferência de calor no ambiente externo (\bar{h}_{ex}) tornam o lado do ar dominante nesse processo

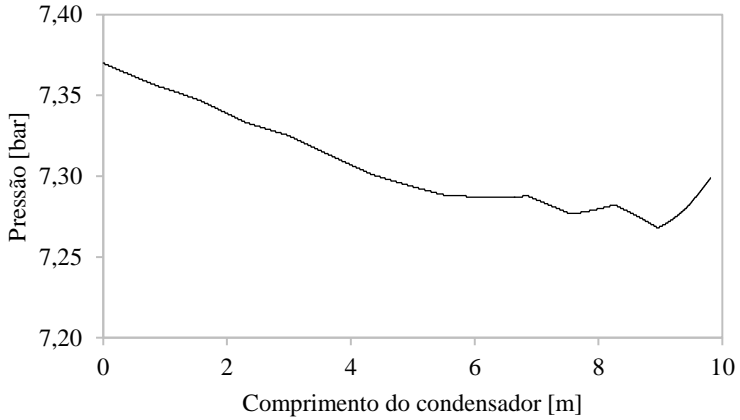


Figura 6.17 – Variação de pressão do refrigerante no condensador

de transferência de calor.

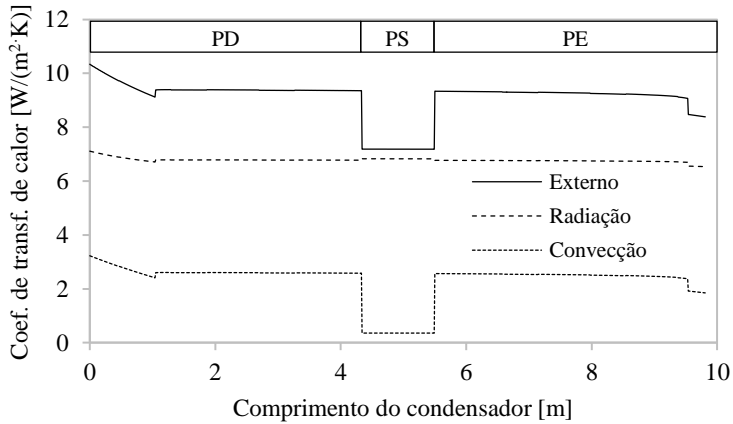


Figura 6.18 – Evolução do coeficiente de transferência de calor no ambiente externo

Foram verificados também os coeficientes de transferência de calor do lado do refrigerante ao longo do condensador, como pode ser visto na Figura 6.19. Na entrada do condensador, o fluido se encontra na condição de vapor superaquecido, onde se verifica um baixo coeficiente de transferência de calor ($\approx 500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$). Ao mudar de fase, o coeficiente sobe drasticamente

($\approx 3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$), já que a troca de calor latente é muito mais intensa que a sensível. O escoamento nas paredes laterais esquerda e direita (PE e PD) foi classificado como anular, uma vez que os tubos estão orientados na posição vertical. Já na parede superior (PS), o escoamento foi classificado em estratificado tendo como base o fluxo mássico (G) e o número de Froude modificado (FR_{mod}). Por esse motivo, nota-se um salto no coeficiente de transferência de calor interno quando na parede superior ($\approx 5000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$). Percebe-se uma diminuição progressiva do coeficiente de transferência de calor à medida que o título do refrigerante é reduzido, devido à menor intensidade da troca de calor latente. Na saída do condensador, o fluido se encontra na condição de líquido sub-resfriado, onde se percebe uma redução abrupta do coeficiente de transferência de calor ($\approx 100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$).

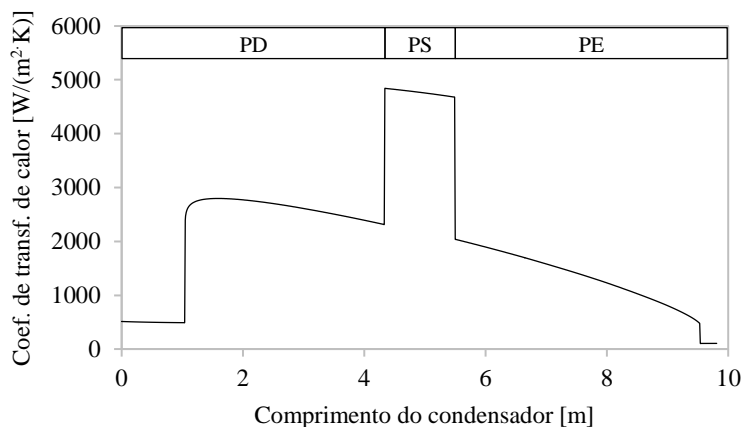


Figura 6.19 – Coeficiente de transferência de calor no fluido refrigerante

6.3.3 Efeito de parâmetros operacionais do condensador

A influência da condutividade térmica da fita sobre a taxa de transferência de calor no condensador, considerando diferentes áreas de contato entre o tubo e a chapa é apresentada na Figura 6.20. Observa-se que, para uma pequena área de contato (0,5 mm), a taxa de transferência de calor no condensador é fortemente reduzida quando a condutividade térmica da fita tende a zero. Esse efeito, no entanto, é menos expressivo à medida que a área de contato aumenta.

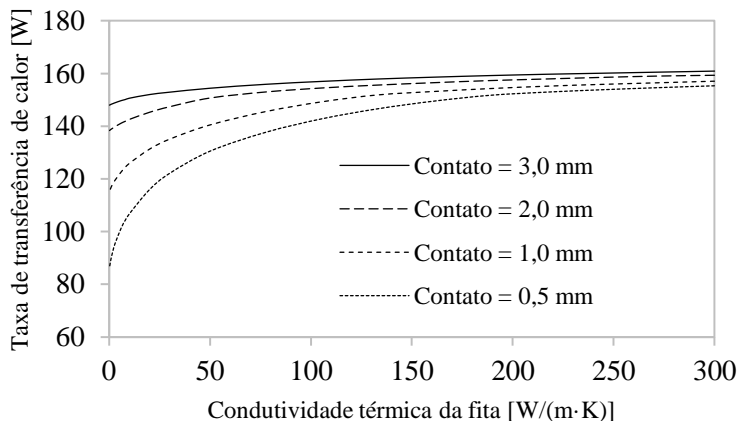


Figura 6.20 – Taxa de transferência de calor no condensador em função da condutividade térmica da fita e da área de contato

Para entender melhor esse comportamento, é importante analisar cada caso separadamente. A Figura 6.21 mostra a taxa de transferência de calor no condensador para uma área de contato de 0,5 mm, destacando as parcelas trocadas através da fita adesiva e do contato. Nota-se que, quando a condutividade térmica da fita adesiva é muito baixa, sua participação na transferência de calor é praticamente nula. Como a área de contato é muito pequena, a taxa total de transferência de calor é bastante reduzida. Já a Figura 6.22 mostra as taxas de transferência de calor para uma área de contato de 3 mm. Novamente, a participação da fita adesiva é mínima quando sua condutividade térmica é baixa. Contudo, uma maior área de contato compensa esse efeito na taxa total de transferência de calor no condensador. Essa é uma importante conclusão a respeito de condensadores *hot-wall*, uma vez que os mesmos são geralmente fabricados com fitas de alumínio, devido à sua maior condutividade térmica. Essa fita poderia ser substituída por uma fita mais barata, como a de PE, desde que a área de contato fosse proporcionalmente aumentada.

Durante o desenvolvimento do modelo, alguns parâmetros tiveram de ser estimados com objetivo de facilitar o processo de convergência. É importante avaliar, portanto, o efeito de algumas hipóteses adotadas sobre a taxa de transferência de calor no condensador. O coeficiente de transferência de calor na cavidade, por exemplo, foi admitido como constante e igual a $2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, devido a pequena dimensão da mesma. Para confirmar essa hipótese, variou-se esse parâmetro até valores superestimados, de até $60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ e, como

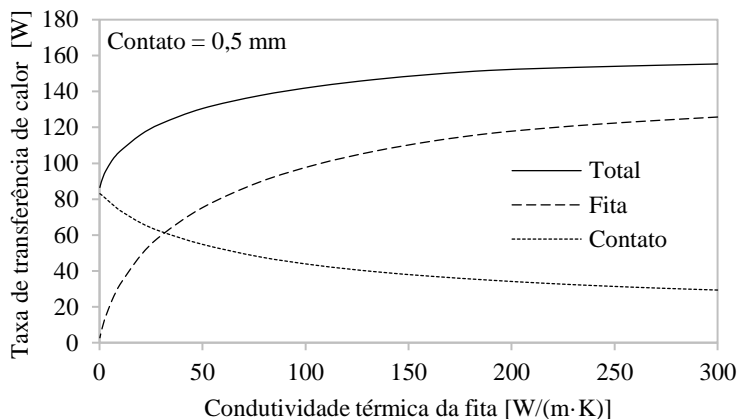


Figura 6.21 – Taxa de transferência de calor no condensador em função da condutividade térmica da fita para contato de 0,5 mm

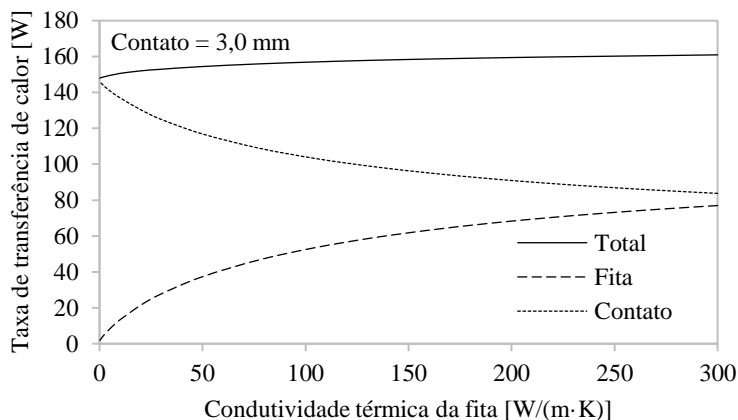


Figura 6.22 – Taxa de transferência de calor no condensador em função da condutividade térmica da fita para contato de 3 mm

pode ser visto na Figura 6.23, a taxa de transferência de calor no condensador foi muito pouco afetada, o que justifica a aproximação.

De maneira similar, a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a superfície do tubo do condensador ($\Delta T_{\text{sat,w}}$) foi admitida constante e igual a $0,5^\circ\text{C}$, para evitar problemas de convergência no cálculo do coeficiente de transferência de calor para escoamento estratificado. Ainda que esse parâme-

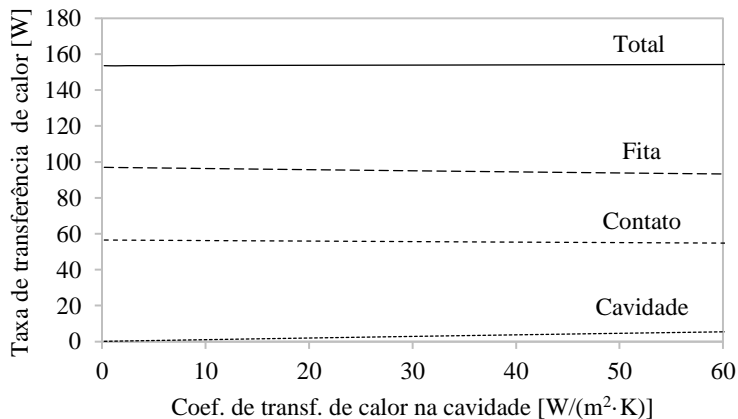


Figura 6.23 – Taxa de transferência de calor no condensador em função do coeficiente de transferência da calor na cavidade

tro influencia pontualmente no valor do coeficiente de transferência de calor, a taxa total de transferência de calor no condensador é pouco afetada, como pode ser visto na Figura 6.24.

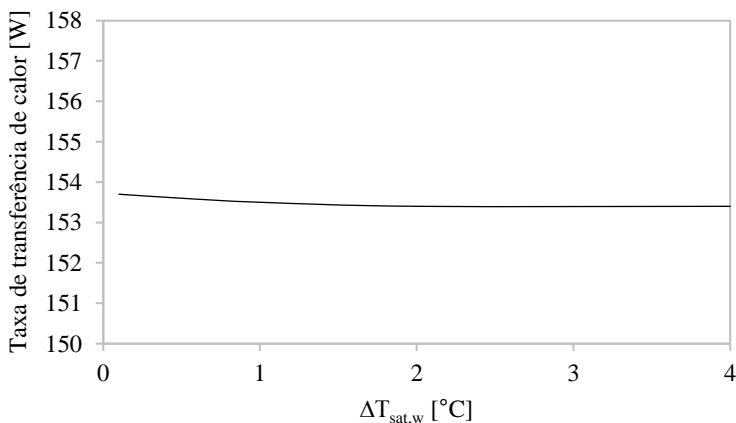


Figura 6.24 – Taxa de transferência de calor no condensador em função do parâmetro $\Delta T_{\text{sat,w}}$

Analisou-se também o efeito da resistência térmica de contato entre o tubo e a chapa externa. Para isso, foram simulados dois casos. O primeiro, mos-

trado na Figura 6.25a, considerou uma fita adesiva de alumínio. Percebe-se que uma resistência de contato inferior a $10^{-4} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ tem pouca influência na taxa total de transferência de calor no condensador. No entanto, para valores maiores que $10^{-4} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, a ordem de grandeza da resistência térmica do contato passa a ser equivalente à resistência térmica da fita adesiva, de maneira que a contribuição da fita adesiva na taxa total de transferência de calor passa a aumentar. Para valores maiores que $10^{-2} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, a contribuição do contato é nula e a fita se torna o caminho preponderante na transferência de calor. Já na Figura 6.25b, analisou-se o mesmo efeito para um caso de fita de PE. Nesse caso, a fita adesiva tem pouca importância na transferência de calor devido à sua baixa condutividade térmica. Assim, se a resistência térmica de contato for aumentada, a taxa de transferência de calor no condensador tende a zero. Esse resultado pode ser traduzido numa importante observação de cunho técnico a respeito do caso em estudo: o processo de manufatura deve ser extremamente cuidadoso, uma vez que uma combinação de contato inefetivo com uma má qualidade da fita adesiva (seja por má aderência ou por baixa condutividade térmica) elimina a capacidade de troca de calor no condensador, inviabilizando o sistema de refrigeração.

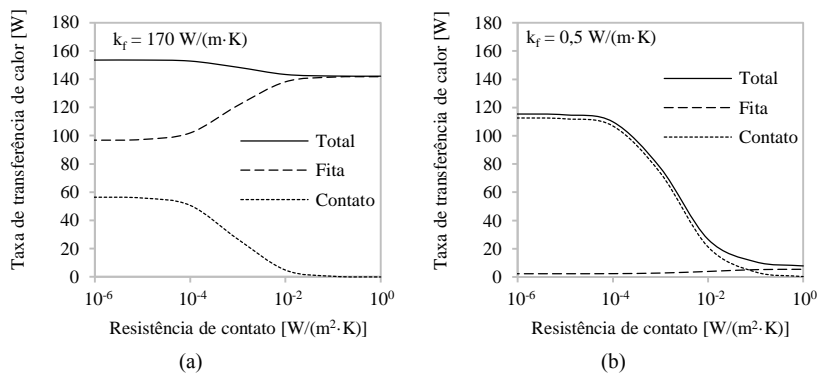


Figura 6.25 – Taxa de transferência de calor no condensador em função da resistência de contato para condutividade térmica da fita de (a) $170 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ e (b) $0,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Como já mencionado, o condensador foi dividido em pequenas unidades elementares de comprimento Δz . Quanto menor esse comprimento, maior é o custo computacional para simulação, mas melhor é a precisão do modelo.

Deve-se estabelecer, portanto, um balanço entre essas variáveis. Como pode ser visto na Figura 6.26, o modelo é bastante sensível ao comprimento de discretização. O valor escolhido foi de 0,01 m, por apresentar os resultados mais precisos às custas de um tempo computacional relativamente baixo (cerca de 30 s para cada caso simulado). Percebe-se que, se o comprimento de cada volume de controle fosse aumentado para 0,3 m, a taxa de transferência de calor poderia ser superestimada em 6,7%.

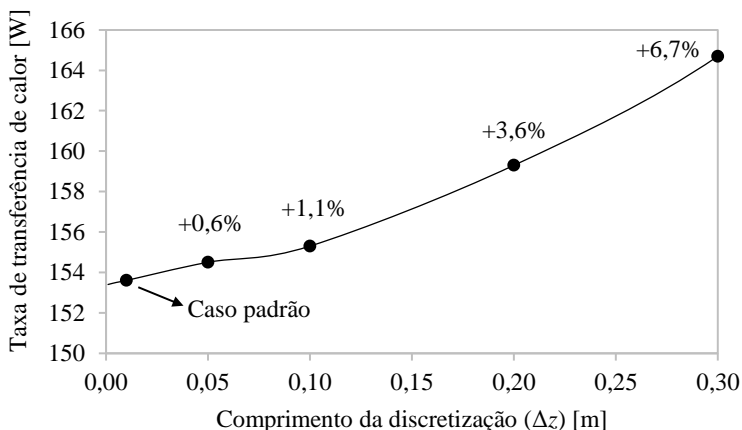


Figura 6.26 – Taxa de transferência de calor no condensador em função do comprimento da unidade elementar

6.3.4 Avaliação do aumento da carga térmica sobre os refrigeradores

No modelo do condensador, foi possível avaliar a parcela do calor liberado pelos tubos que infiltra nos compartimentos refrigerados. Já com o modelo do sistema, é possível quantificar a influência da presença do condensador sobre carga térmica do refrigerador como um todo. Para isso, é importante comparar a carga térmica calculada pelo modelo, com uma hipotética ($\dot{Q}_{t,hip}$), que estaria presente em todas as paredes caso não existisse um condensador *hot-wall*. Ou seja, a carga térmica sobre os produtos com condensador *hot-wall* é calculada pela Equação 5.23, e a hipotética pela Equação 5.26. Os resultados dessa análise são apresentados na Tabela 6.3.

A presença do condensador *hot-wall* aumentou em média 7,7% a carga térmica sobre os refrigeradores. É importante notar que esses valores são e podem ser diferentes das taxas de infiltração de calor nos compartimentos refrigerados mostradas na Seção 6.3.1. O que acontece é que a presença do

Tabela 6.3 – Avaliação do aumento da carga térmica nos refrigeradores

	$\dot{Q}_{t,HW}$ [W]	$\dot{Q}_{t,hip}$ [W]	Aumento [%]
RC3	77,7	73,0	6,4
RC4	70,7	65,7	7,7
RC5	76,4	71,2	7,3
RC6	71,0	65,5	8,5
RC7	80,3	75,3	6,7
RC8	72,6	67,2	8,1
RC9	78,1	72,8	7,2
RC10	72,1	66,5	8,4
RC11	79,0	73,8	7,1
RC12	73,3	67,7	8,2
RC15	81,3	76,1	6,8
RC16	74,0	68,3	8,3
RC17	81,8	76,0	7,6
RC18	76,1	69,9	8,9

condensador tende a aumentar a carga térmica sobre o produto em virtude do aquecimento das paredes do refrigerador. No entanto, na ausência desse tipo de condensador, existiria uma carga térmica habitual, devido à maior temperatura do ambiente externo. O que importa, então, é parcela adicional que o condensador *hot-wall* incrementou na carga térmica que, como observado, ficou em média em 7,7%. A escolha por esse tipo de condensador é geralmente baseada em questões de estética e de custos. Assim, para compensar o aumento da carga térmica, pode-se melhorar a qualidade do isolamento térmico, ou investir em alternativas que abaxiem a temperatura de condensação.

6.3.5 Análise de sensibilidade

Uma análise de sensibilidade foi realizada com o modelo do sistema para identificar os parâmetros do condensador que têm maior influência sobre o desempenho do refrigerador. Para tal, o caso padrão foi novamente utilizado. O mesmo tem a geometria do produto 1, a temperatura do *fresh-food* mantida em 5 °C, do *freezer* em -18 °C, do ambiente externo em 32 °C, e o grau de superaquecimento na saída do evaporador mantido em 2 °C.

A chapa externa do refrigerador tem função de difundir o calor liberado pelos tubos do condensador, e liberá-lo principalmente para o ambiente externo. Espera-se, portanto, que os parâmetros construtivos da mesma tenham uma forte influência sobre desempenho do produto. Na Figura 6.27, avaliou-

se o consumo de energia do refrigerador em função da condutividade térmica da chapa externa. Nota-se que esse parâmetro é muito importante, e que as chapas de aço usadas no produto original ($50 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$) são adequadas para essa aplicação. Materiais com maior condutividade térmica poderiam melhorar a performance do produto ($200 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ reduz em 2,5 % o consumo de energia), porém teriam um custo bem mais elevado. Por outro lado, materiais com baixa condutividade térmica, como a maioria dos polímeros, devem ser evitados nesse tipo de aplicação, uma vez que reduzem fortemente a capacidade de transferência de calor do condensador, o que eleva a pressão de condensação e, conseqüentemente, o consumo de energia do refrigerador.

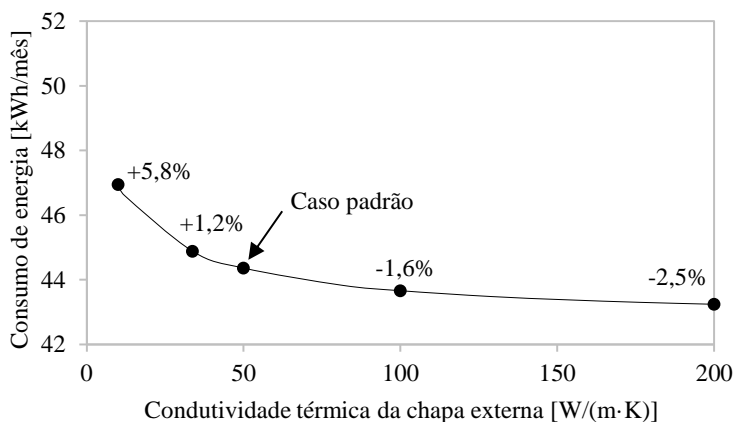


Figura 6.27 – Consumo de energia em função da condutividade térmica da chapa externa

Na mesma linha da análise anterior, avaliou-se a influência da espessura da chapa externa sobre o consumo de energia do refrigerador. Como a chapa externa se comporta como uma aleta, um aumento em sua espessura acarreta no aumento de sua área de seção transversal, facilitando o processo de difusão de calor. A espessura original da chapa externa é de 0,5 mm, valor esse também adequado para o tipo de aplicação. Chapas de 2 mm, por exemplo, poderiam apresentar uma redução de até 2,5 % no consumo de energia, contudo aumentariam os custos de fabricação e dificultariam a manufatura. Chapas menos espessas, por outro lado, podem aumentar muito o consumo de energia do refrigerador, além de prejudicar a sua parte estrutural.

Conforme visto no modelo do condensador, o processo de radiação é res-

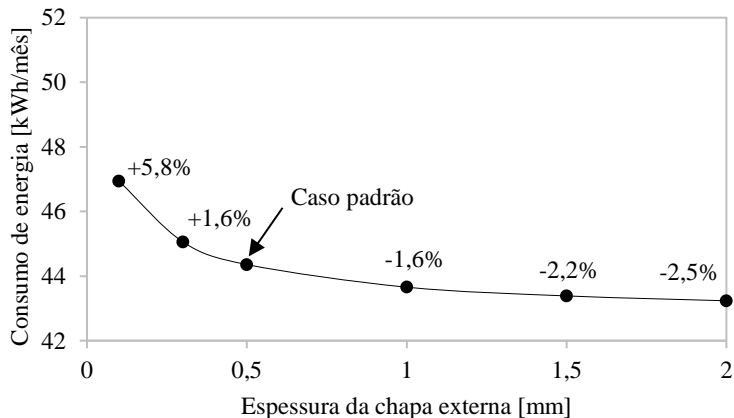


Figura 6.28 – Consumo de energia em função da espessura da chapa externa

ponsável por cerca de 70% do calor trocado com o ambiente externo. A emissividade da chapa, portanto, é um parâmetro que tem influência direta nessa questão. Como mostrado na Figura 6.29, o sistema é bastante sensível a tal parâmetro, mas, como geralmente a emissividade das superfícies externas utilizadas em refrigeradores é superior a 0,8, o efeito sobre o consumo de energia não é significativo.

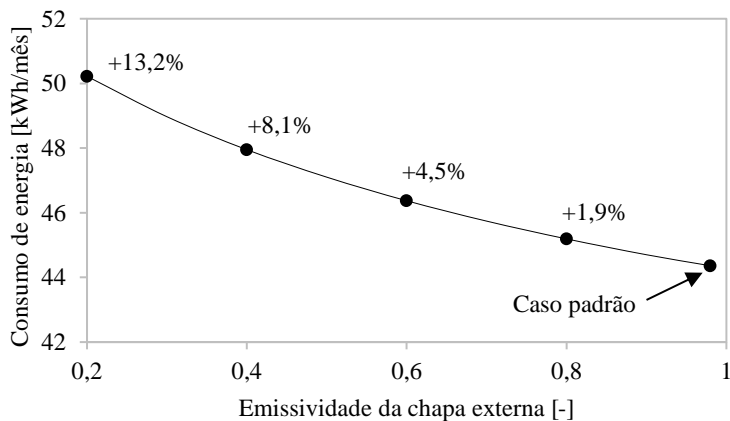


Figura 6.29 – Consumo de energia em função da emissividade da chapa externa

O isolamento térmico tem forte influência sobre o consumo de energia de um refrigerador. Basicamente, quanto menor a sua condutividade térmica, ou quanto maior a sua espessura, menor é a carga térmica sobre o produto e, conseqüentemente, melhor é o seu desempenho. Para identificar esse efeito no modelo, avaliou-se o efeito da condutividade térmica do isolamento sobre o consumo de energia do refrigerador. Ressalta-se que uma análise da espessura das paredes seria equivalente em termos de performance, embora altere o volume interno do refrigerador. Para facilitar a análise, uma simplificação foi realizada com o objetivo de aproximá-la da realidade. As condutâncias térmicas globais dos compartimentos refrigerados, UA_{ff} e UA_{fz} , obtidas nos testes de fluxo de calor reverso, foram multiplicadas por um fator de correção, F , dado pela seguinte equação:

$$F = \frac{k}{k_{is}} \quad (6.5)$$

onde k é a condutividade térmica sob análise, e k_{is} é a condutividade térmica do poliuretano ($k_{is} = 0,0214 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), material de isolamento original.

Como pode ser visto na Figura 6.30, a condutividade térmica do isolamento tem um forte impacto sobre o consumo de energia do refrigerador. Percebe-se também uma relação linear de variação do consumo de energia em virtude da simplificação adotada na Equação 6.5. Um isolamento com condutividade térmica de $0,030 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ aumentaria o consumo de energia em 37 %, enquanto que um com condutividade de $0,015 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ diminuiria o consumo em 28 %, em relação ao produto original. A variação no consumo de energia se dá pela variação da carga térmica sobre o produto, conforme apresentado na mesma figura. É notório, então, que a busca por melhores materiais de isolamento é bastante relevante para o aumento da eficiência dos refrigeradores atuais.

Nas análises de sensibilidade do condensador, ficou claro o importante papel da fita adesiva na transferência de calor do condensador. Agora, com o modelo de sistema, foi possível avaliar o efeito da mesma no consumo de energia do produto. A análise foi feita considerando três áreas de contato diferentes, de 1, 2 e 3 mm, e é mostrada na Figura 6.31. Para o caso de menor área de contato (1 mm), a utilização de uma fita de PE em vez de alumínio, por exemplo, aumenta em 8 % o consumo de energia do produto. Isso explica o motivo de a fita de alumínio ser adotada pela indústria. Como os tubos circulares proporcionam uma área de contato muito pequena, a fita adesiva deve ter uma boa condutividade térmica para garantir um desempenho adequado

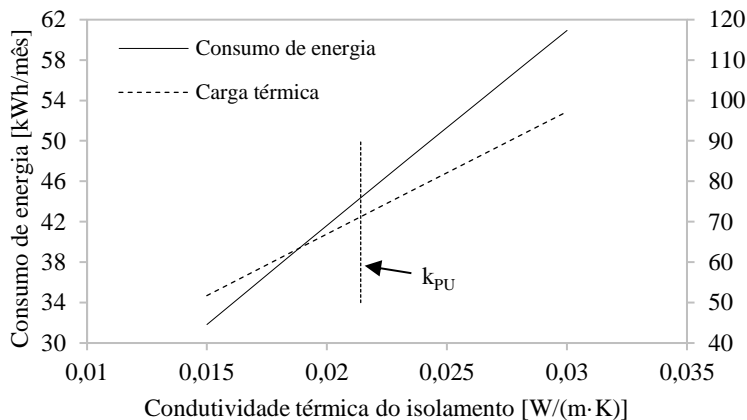


Figura 6.30 – Consumo de energia em função da condutividade térmica do isolamento

do refrigerador.

Por outro lado, verifica-se que, se a área de contato for aumentada, o impacto da utilização de uma fita adesiva com menor condutividade térmica é muito menor. Para um contato de 3 mm, por exemplo, o uso de uma fita de PE aumenta o consumo de energia em apenas 2 % o consumo de energia. Além disso, consumo de energia do caso fita de PE e contato de 3 mm é o igual ao consumo de energia do caso de fita de alumínio e contato de 1 mm.

Por fim, verificou-se a influência do diâmetro do tubo do condensador sobre o consumo de energia do produto. O diâmetro externo foi variado entre 3 e 6 mm, mantendo fixa a espessura da parede do tubo (0,63 mm), e o impacto no consumo de energia foi inferior a 0,5 % em todos os casos. Vale ressaltar que o efeito do diâmetro sobre a área de contato não foi computado.

6.3.6 Condensadores *hot-wall* equivalentes ao arame-sobre-tubo

Conforme apresentado no Capítulo 3, todos os protótipos de condensadores *hot-wall* foram construídos com base o refrigerador *baseline*, montado com um condensador arame-sobre-tubo. Os produtos foram construídos sem qualquer tipo de análise de otimização, de maneira que nenhum deles apresentou desempenho próximo ao do *baseline* (ver Tabela 6.1). O consumo de energia do produto *baseline* interpolado para as temperaturas de referência foi de 42,48 kWh/mês. Sendo assim, utilizou-se o modelo de sistema para iden-

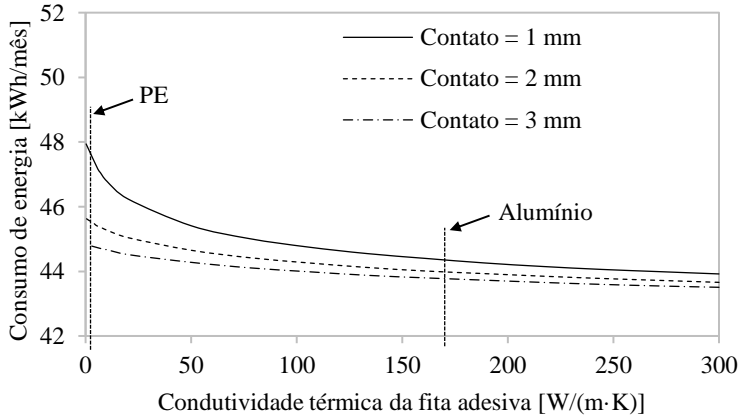


Figura 6.31 – Consumo de energia em função da condutividade térmica da fita adesiva

tificar geometrias de condensadores *hot-wall* que fornecessem um consumo de energia igual ao do caso *baseline*.

A análise foi feita em duas etapas. Na primeira, considerou-se um caso condensador *hot-wall* colado com fita de alumínio. A geometria que obteve o mesmo consumo de energia que o produto *baseline* é mostrada na Figura 6.32. A serpentina possui 16,7 m de comprimento, e a área da chapa externa utilizada pelo condensador é de 1,94 m². O condensador do produto *baseline*, por sua vez, é do tipo arame-sobre-tubo, possui uma serpentina de 13,2 m de comprimento e uma área externa de 0,63 m². Percebe-se que a área externa do condensador arame-sobre-tubo é cerca de 3 vezes menor que a do *hot-wall*. A presença dos arames e da serpentina do tubo cria pequenas regiões de turbulência, que facilitam o desprendimento da camada limite e, portanto, aumentam o coeficiente de transferência de calor por convecção natural. Dessa maneira, uma menor área é necessária para garantir a troca necessária.

Na segunda etapa, buscou-se simular um condensador com fita de PE que tivesse desempenho igual ao do arame-sobre-tubo. Nesse caso, não se encontrou uma geometria que atingisse tal objetivo. Como a fita de PE é ineficiente em termos de transferência de calor e o contato entre o tubo e a chapa externa é muito pequeno, mesmo com o preenchimento de todas as paredes metálicas do refrigerador com tubos, o consumo de energia calculado foi sempre maior que o do produto *baseline*. A obtenção de um produto com fita de PE que tivesse o mesmo desempenho do produto original só foi possível com o

6.3.7 Diretrizes de projeto

O conhecimento adquirido nas análises anteriores permitiu identificar algumas recomendações para o dimensionamento e projeto de condensadores do tipo *hot-wall*. No que diz respeito à transferência de calor do tubo para a chapa externa, ficou claro que deve haver um balanço entre a condutividade térmica da fita adesiva e a área de contato do tubo com a chapa. É possível construir trocadores de calor equivalentes com várias combinações desses fatores. Deve-se também tomar o devido cuidado para que os tubos fiquem bem aderidos à chapa, de modo a minimizar a resistência térmica de contato. A indústria enfrenta grandes problemas devido à infiltração de poliuretano nesse contato durante o processo de injeção que, conforme já discutido, pode inutilizar o condensador.

Quanto à área da chapa externa, é importante utilizar a maior possível para maximizar a taxa de transferência de calor, contanto que as superfícies sejam metálicas. No entanto, é necessário balancear o isolamento térmico dos compartimentos refrigerados para evitar um aumento da carga térmica, já que o gradiente de temperatura no *freezer* é maior que no *fresh-food*. Tendo isso em mente, realizou-se uma análise focada exclusivamente nessa questão. Foram criadas duas configurações genéricas, A e B, apresentadas nas Figuras 6.33a e 6.33b. Ambas têm as mesmas características construtivas (tipo de tubo, fita adesiva e comprimento), mas na configuração A a serpentina foi distribuída em ambos os compartimentos, e na configuração B o condensador foi alocado somente no *fresh-food*. A espessura do isolamento do *freezer* foi então variada, mantendo constante a espessura do *fresh-food* ($t_{is,ff} = 54$ mm). Para simplificar, considerou-se que somente a espessura do isolamento térmico em contato com o condensador *hot-wall* foi variada, de maneira que a carga térmica pelas outras paredes foi calculada com base na condutância térmica global de cada compartimento obtida nos testes de fluxo de calor reverso (Equação 5.24 e Equação 5.25).

Como pode ser visto na Figura 6.34, o desempenho da configuração B não é alterado pela variação da espessura do *freezer*, uma vez que o condensador foi posicionado exclusivamente no *fresh-food*. Já na configuração A, observa-se um comportamento diferente. Como esperado, quanto menor a espessura do *freezer*, maior é o consumo de energia do refrigerador em virtude do aumento da carga térmica sobre o mesmo. Percebe-se ainda que existe uma espessura na qual a configuração A apresenta o mesmo desempenho que a configuração B. Nesse caso, a espessura do *freezer* está devidamente di-

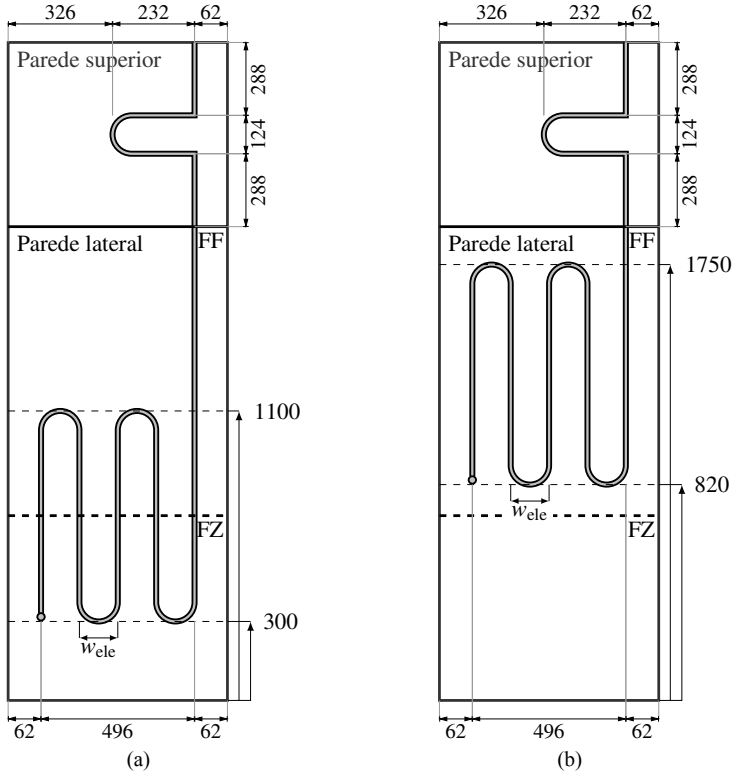


Figura 6.33 – Configuração A (a) e configuração B (b)

mentionada de maneira a compensar o maior gradiente de temperatura nesse compartimento, o que significa que o condensador pode ser distribuído em toda a área externa do refrigerador, sem prejuízos em termos de consumo de energia. Pode-se ver ainda na Figura 6.34 que a espessura ideal do isolamento do *freezer* está muito próxima da espessura original do produto, de 73 mm. Isso explica os resultados encontrados anteriormente, nos quais não foi possível identificar diferença no desempenho dos refrigeradores prototipados em função do posicionamento do condensador.

Após definir os critérios para o melhor aproveitamento da área externa do refrigerador, é importante avaliar qual o comprimento da serpentina, e a consequente densidade de tubos, que otimiza o desempenho do sistema. Para entender essa questão, foram realizadas duas análises. Na primeira, buscou-se avaliar o efeito da largura da aleta (largura do volume de controle, w_{ele}),

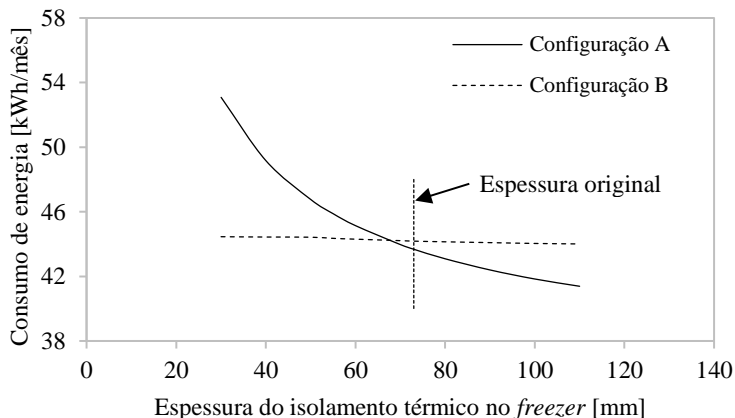


Figura 6.34 – Consumo de energia da configuração A e B em função da espessura do isolamento térmico do *freezer*

mantendo fixo o comprimento do condensador. É claro que essa análise é exclusivamente teórica, uma vez que, na prática, não é possível variar tão amplamente a largura da aleta devido a limitações físicas. Contudo, essa análise ajuda a entender o processo de transferência de calor nesse tipo de condensador. Os resultados são apresentados na Figura 6.35. Nota-se que, quanto maior a largura da aleta (maior espaçamento entre os tubos), melhor o desempenho do refrigerador. Isso ocorre devido a melhor difusão de calor na chapa externa, que reduz a temperatura de condensação e conseqüentemente o consumo de energia do refrigerador. No entanto, esse comportamento é assintótico por ser tratar de um caso de aleta infinita.

Em seguida, avaliou-se o efeito combinado do comprimento do condensador e da densidade entre tubos (espaçamento), por meio da variação do número de passes do trocador. A configuração A (ver Figura 6.33a) foi utilizada nessa análise. Como pode ser visto na Figura 6.36, existe um número de passes ótimo, que minimiza o consumo de energia do produto. Inicialmente, o aumento da densidade de tubos provoca um aumento da temperatura média da chapa externa e da transferência de calor para o ambiente externo. À medida que o espaçamento entre os tubos diminui com o aumento do número de passes, a largura da aleta é gradativamente reduzida e, conforme apresentado anteriormente, a difusão de calor começa a ser prejudicada. Conseqüentemente, o consumo de energia aumenta em decorrência do aumento da temperatura de condensação.

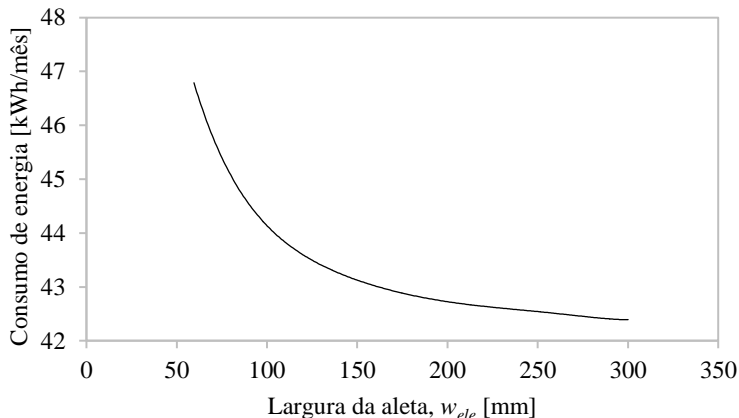


Figura 6.35 – Consumo de energia em função da largura da aleta, w_{ele}

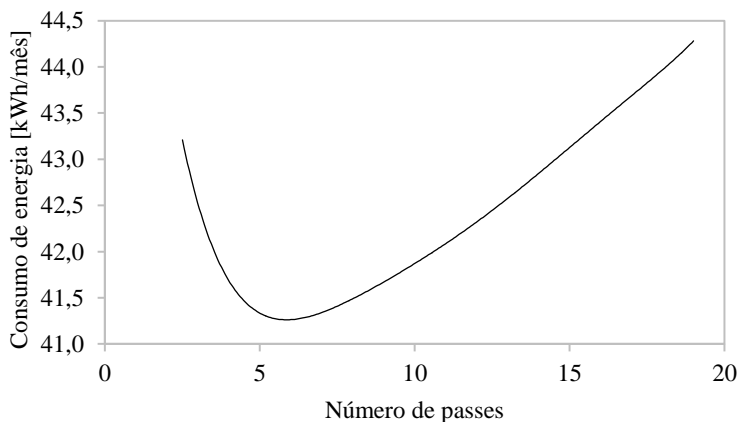


Figura 6.36 – Consumo de energia em função do número de passes do condensador

Por fim, ressalta-se que todas as análises aqui realizadas são produto-dependentes. Por esse motivo, é imprescindível que cada caso seja analisado separadamente, sendo que os modelos matemáticos desenvolvidos se mostram como uma importante ferramenta para o projeto de futuros trocadores de calor. Apesar da relevância das recomendações aqui apresentadas, é importante avaliar os custos associados a cada modificação, bem como a viabilidade de manufatura.

7 CONCLUSÕES

No presente trabalho apresentou-se um estudo teórico-experimental sobre o comportamento de refrigeradores domésticos com condensadores do tipo *hot-wall*. Apesar do seu apelo estético, custo reduzido e do uso crescente ao longo dos últimos anos, são poucos os trabalhos disponíveis na literatura acerca do tema, o que, aliado ao forte interesse da indústria, motivou a realização desta pesquisa.

Em face do exposto, foram fabricados oito refrigeradores com diferentes configurações construtivas de condensadores *hot-wall*. Variou-se o tipo de fita adesiva, o diâmetro do tubo, o posicionamento do condensador e o seu comprimento. Os produtos foram submetidos a testes de determinação de carga, de fluxo de calor reverso, e de desempenho em regime permanente e regime cíclico. A análise dos resultados experimentais mostrou que a temperatura ambiente e o tipo de fita adesiva foram os fatores que tiveram maior impacto sobre a pressão de condensação, a potência consumida pelo compressor e o coeficiente de performance do sistema. O diâmetro do tubo, o comprimento do condensador e o seu posicionamento tiveram efeito menos expressivo sobre essas variáveis.

Além disso, desenvolveu-se um modelo matemático capaz de calcular a taxa de transferência de calor no condensador, destacando as parcelas liberadas para o ambiente externo e para os compartimentos refrigerados. O modelo utiliza como dados de entrada a geometria do condensador, a vazão mássica de fluido refrigerante, a pressão e temperatura do refrigerante na entrada do trocador, e as temperaturas médias do ar nos compartimentos refrigerados e no ambiente externo. Posteriormente, esse modelo foi acoplado a um modelo de simulação de sistemas de refrigeração. Isso permitiu avaliar de maneira mais abrangente os efeitos de parâmetros geométricos do trocador de calor sobre o desempenho do refrigerador como um todo. Ambos modelos matemáticos foram validados com os dados experimentais e erros inferiores a $\pm 10\%$ foram observados para a maioria dos casos.

Os modelos matemáticos foram utilizados para realizar algumas análises focadas no processo de transferência de calor no condensador e na otimização do trocador. Verificou-se que, nos condensadores com fita de alumínio, cerca de 60% do calor é conduzido através da fita, enquanto que os 40% restantes são transferidos pelo contato. Já nos produtos com fita de PE, a participação da fita é ínfima, devido à sua baixa condutividade térmica, de maneira que o calor é conduzido quase que na sua totalidade pelo contato.

Como o isolamento térmico não é perfeito, uma parcela do calor liberado pelo condensador acaba infiltrando nos compartimentos refrigerados. Verificou-se que, para os testes realizados com temperatura ambiente em 16 °C, a taxa de infiltração média foi de 7,3 %, enquanto que nos testes realizados em 32 °C foi de 12,5 %. Os maiores valores encontrados para 32 °C são decorrentes da maior temperatura da parede externa do refrigerador nessa condição.

Dentre todos os processos de transferência de calor envolvidos no condensador, a troca de calor por radiação é dominante, sendo responsável por mais de 70 % do calor trocado com o ambiente externo. Como as paredes do refrigerador são planas, os coeficientes de transferência de calor por convecção natural são baixos.

Uma análise com o modelo matemático do sistema permitiu identificar que, em média, a carga térmica sobre os refrigeradores aumentou em 7,7 % devido à presença do condensador *hot-wall*. Como a escolha por esse tipo de trocador de calor é feita geralmente por questões de estética e custo, pode-se melhorar a qualidade do isolamento térmico ou investir em alternativas que diminuam a temperatura de condensação.

Adicionalmente, uma análise de sensibilidade foi realizada com objetivo de identificar a influência de alguns parâmetros construtivos do condensador sobre o consumo de energia do refrigerador. Verificou-se que a condutividade térmica da chapa externa, a sua espessura e emissividade têm forte influência sobre o consumo de energia do produto. A chapa de aço original do produto, com 0,5 mm, se mostrou adequada para o tipo de aplicação.

No que diz respeito à transferência de calor do tubo para a chapa externa, verificou-se que deve haver um balanço entre a condutividade térmica da fita adesiva e a área de contato entre o tubo e a chapa. Ambos os parâmetros têm papel extremamente importante na taxa de transferência de calor no condensador. A resistência térmica de contato entre o tubo e a chapa externa também tem um papel relevante. Por esse motivo, o processo de manufatura deve ser muito cuidadoso, de maneira que a aderência do tubo na parede seja garantida pela fita e a infiltração de poliuretano na região de contato seja evitada.

Por fim, estabeleceram-se algumas diretrizes para projeto de condensadores do tipo *hot-wall*. Apontou-se que deve-se utilizar a maior área externa possível de chapa metálica para facilitar o processo de difusão de calor. Contudo, para que isso não prejudique o desempenho do refrigerador, é importante balancear a espessura do isolamento térmico dos compartimentos refrigerados para evitar o aumento da carga térmica imposta sobre o produto. Verificou-se também que para uma dada geometria do condensador existe um número de

passes de tubos que minimiza o consumo de energia do refrigerador.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

Durante a realização deste trabalho, identificaram-se algumas ideias que podem dar origem a atividades futuras, dentre as quais se destacam:

- Prototipar condensadores com tubo de seção transversal semi-circular, para aumentar a área de contato com a chapa externa e validar as conclusões aqui apresentadas;
- Confeccionar refrigeradores com diferentes combinações de espessura do isolamento térmico dos compartimentos refrigerados, de maneira a permitir diferentes taxas de infiltração de calor;
- Fabricar condensadores com diferentes espaçamentos entre tubos para verificar esse efeito no consumo de energia do refrigerador;
- Utilizar de transdutores de pressão diferencial para medição da queda de pressão no condensador;
- Desenvolver uma metodologia experimental para determinar com maior precisão a carga térmica sobre refrigeradores com condensadores do tipo *hot-wall*;
- Incluir uma análise de custo na otimização do condensador;
- Desenvolver um modelo transiente para análise do comportamento do refrigerador com condensador *hot-wall*, capaz de simular os efeitos da inércia térmica das paredes aquecidas no período de *off* do compressor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADAMS, D. C.; HRNJAK, P. S.; NEWELL, T. A. **Pressure Drop and Void Fraction in Microchannels Using Carbon Dioxide, Ammonia, and R245fa as Refrigerants.** Urbana-Champaign, IL, USA, 2003.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 41.2: Standard methods for laboratory air flow measurement.** Atlanta, GA, US, 1987.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 37: Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pump equipment.** Atlanta, GA, US, 1988.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 51: Laboratory methods of testing fans for rating.** Atlanta, GA, US, 1999.
- ARORA, R. C. **Refrigeration and Air Conditioning.** Nova Delhi, IN: PHI Learning Private Limited, 2010.
- BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 14, p. 1601–1617, 2002.
- BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Heat transfer characteristics of wire-and-tube and hot-wall condensers. **HVAC&R Research**, v. 9, n. 3, p. 277–290, 2003.
- BANSAL, P. K.; VINEYARD, E.; ABDELAZIZ, O. Advances in household appliances - a review. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 3748–3760, 2011.
- BARBOSA, J. R.; HERMES, C. J. L. Heat transfer in refrigeration applications. In: HEWITT, G. F. **Heat exchanger design handbook.** Danbury, CT, USA: Begell House, 2008.
- BOENG, J. **Uma metodologia para seleção do par tubo capilar – carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos.** 141 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2012.
- CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, p. 1323–1329, 1975.
- COLOMBO, E. G. **Investigação numérica e experimental do desempenho de condensadores do tipo skin em refrigeradores domésticos.** 182 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2014.
- EPE. **Balanco Energético Nacional.** Rio de Janeiro, RJ, BR, 2013. 284 p.

EPE. **Nota técnica DEA 10/14: Consumo de Energia no Brasil - Análises Setoriais**. Rio de Janeiro, RJ, BR, 2014. 116 p.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, v. 16, n. 2, p. 359–367, 1976.

GONÇALVES, J. M.; MELO, C.; HERMES, C. J. L. A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1622–1630, 2009.

GONÇALVES, J. M.; MELO, C.; VIEIRA, L. A. T. **Experimental study of frost-free refrigerators, Part I: Heat transfer through the cabinet walls**. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM), 1. Natal, RN, BR, 2000.

GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration**. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1982.

GUPTA, J. K.; GOPAL, M. R. Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 6, p. 979–988, 2008.

HERMES, C. J. L. **Uma metodologia para simulação transiente de refrigeradores domésticos**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2006.

HERMES, C. J. L.; KNABBEN, F. T.; MELO, C.; GONÇALVES, J. M. Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation. **Applied Energy**, v. 86, p. 1311–1319, 2009.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, p. 1029–1034, 2013.

IBGE. **Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios**. Brasília, DF, BR, 2013.

IIR. **Informatory Note on Refrigeration Technologies: The Role of Refrigeration in the Global Economy**. 29. ed. Paris, FR, 2015. 16 p.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ, BR: LTC, 2008.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 15002, Household refrigerating appliances – characteristics and test methods**. [S.l.], 2005.

KNABBEN, F. T.; MELO, C.; VIEIRA, L. A. T.; HARTMANN, D. **Fluid dynamic characterization of the cold air loop of household refrigerators**. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING (ENCIT), 15. Belém, PA, BR, 2014.

LABIGALINI, V. B.; SEIXLACK, A. L. **Modelling of a hot-wall condenser used in domestic refrigerators**. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM), 22. Ribeirão Preto, SP, BR, 2013.

- LI, W. Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, p. 1722–1733, 2012.
- MAPLESOFT. Canadá: Waterloo Maple Inc., 2008.
- MCADAMS, W. H. **Heat Transmission**. 3. ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 1954.
- MELO, C.; HERMES, C. J. L. A heat transfer correlation for natural draft wire-and-tube condensers. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 546–555, 2009.
- NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat Transfer**. New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2008.
- OHGAKI, M. **Condenser for a refrigerator**. Patent number USD 467,946 S: Sanoh Industrial Co., 2002.
- PETUKHOV, B. S. **Advances in Heat Transfer**. New York, NY, USA: Academic Press, 1970.
- REBORA, A.; SENAREGA, M.; TAGLIAFICO, L. A. Influence of some design parameters on the thermal performance of domestic refrigerator appliances. **Heat Mass Transfer**, v. 42, p. 803–811, 2006.
- REBORA, A.; TAGLIAFICO, L. A. Thermal performance analysis for hot-wall condenser and evaporator configurations in refrigeration appliances. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 6, p. 490–502, 1997.
- RONZONI, A. F. **Análise teórico-experimental da transferência de calor e massa em bandejas de água de degelo**. 211 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2014.
- SARKER, D.; JEONG, J. H. Development of empirical correlations for non-adiabatic capillary tube based on mechanistic model. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, p. 974–983, 2012.
- SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken, NJ, USA: John Wiley and Sons, Inc., 2003.
- SHAO, L.; YANG, L.; ZHANG, C.; GU, B. Numerical modeling of serpentine microchannel condensers. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 1162–1172, 2011.
- THIESSEN, S. **Caracterização experimental de gabinetes refrigerados isolados com painéis de vácuo**. 129 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, BR, 2015.
- ZHANG, H.; LI, J.; LI, H. Numerical simulations of a micro-channel wall-tube condenser for domestic refrigerators. **Tsinghua Science and Technology**, v. 15, n. 4, p. 426–433, 2010.
- ZIVI, S. M. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. **Journal of Heat Transfer**, v. 86, p. 247–252, 1964.

APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO REFRIGERADOR

As características geométricas dos componentes do refrigerador em estudo, que são dados de entrada para os modelos matemáticos, foram sumarizadas neste apêndice. Os dados foram obtidos por meio de informações e desenhos técnicos fornecidos pelo fabricante. Ressalta-se que os dados geométricos dos condensadores *hot-wall*, desenvolvidos especificamente para este trabalho, foram apresentados no Capítulo 3.

Características geométricas do refrigerador

- Fabricante: Whirlpool
- Modelo: Brastemp BRE50NBBNA
- Tipo: *bottom-mount, frost-free*
- Tensão e frequência nominais: 127 V / 60 Hz
- Altura: 1,8 m
- Largura: 0,7 m
- Profundidade total (inclui porta): 0,8 m
- Profundidade sem porta: 0,58 m
- Carga nominal de fluido refrigerante: 38 g de R600a
- Volume interno do *fresh-food*: 302 L
- Volume interno do *freezer*: 120 L
- Material do isolamento térmico: poliuretano expandido com ciclo-pentano
- Espessura do isolamento no *fresh-food*: 54 mm
- Espessura do isolamento no *freezer*: 73 mm

Compressor

- Fabricante: Embraco
- Modelo: EM2P70CLP
- Tipo: hermético, alternativo e de rotação constante
- Volume do cilindro: 10,61 cm³
- Frequência de operação: 60 Hz

Condensador original

- Tipo: arame-sobre-tubo
- Formato: Tubos horizontais, dobrados em defasagens de 180°, com arames verticais soldados em ambos os lados
- Material: aço pintado com tinta preta
- Largura do condensador: 500 mm
- Altura do condensador: 1200 mm
- Número de fileiras: 25
- Número de arames: 80 (40 de cada lado)
- Diâmetro externo do tubo: 4,76 mm
- Espessura do tubo: 0,71 mm
- Diâmetro do arame: 1,4 mm
- Espaçamento entre tubos: 50 mm
- Espaçamento entre arames: 10 mm

Evaporador

- Tipo: *no-frost*, tubo aletado
- Material: Alumínio
- Largura do evaporador: 345 mm
- Altura do evaporador: 190 mm
- Profundidade do evaporador: 61 mm
- Diâmetro externo do tubo: 8,0 mm
- Diâmetro interno do tubo: 6,3 mm
- Número de tubos na direção transversal ao escoamento de ar (horizontal): 2
- Número de tubos na direção longitudinal ao escoamento de ar (vertical): 10
- Tipo de aletas: planas, distribuídas
- Número de aletas nos passes 1-2: 28
- Número de aletas nos passes 3-4: 28
- Número de aletas nos passes 5-6: 39

- Número de aletas nos passes 7-8: 56
- Número de aletas nos passes 9-10: 67
- Espessura da aleta: 0,15 mm

Trocador de calor tubo capilar–linha de sucção

- Tipo: lateral
- Tipo de união: fita de alumínio
- Material do tubo capilar: alumínio
- Diâmetro interno do tubo capilar (nominal): 0,63 mm
- Comprimento total do tubo capilar: 2,3 m
- Comprimento da região de entrada: 0,3 m
- Comprimento do trocador de calor: 1,8 m
- Comprimento da região de saída: 0,2 m
- Material da linha de sucção: Cobre
- Diâmetro externo da linha de sucção: 6,4 mm
- Diâmetro interno da linha de sucção: 5,6 mm

APÊNDICE B – SELEÇÃO DA CARGA DE REFRIGERANTE

A quantidade de fluido refrigerante em um sistema de refrigeração tem forte influência no comportamento do sistema e no seu ponto de equilíbrio. Visto que os refrigeradores modificados sofreram alterações construtivas, tais como a remoção da tubulação de aquecimento dos flanges e a introdução de condensadores *hot-wall* com diferentes volumes internos, a determinação da carga ótima de fluido refrigerante para cada um dos protótipos desenvolvidos se fez necessária.

O teste se inicia com a aplicação de uma carga inicial de refrigerante e o posicionamento do refrigerador no interior da câmara climatizada, que tem sua temperatura mantida em 32 °C. O compressor e o ventilador são alimentados externamente, o *damper* é mantido inativo e na posição totalmente aberta, de maneira que o produto opere ininterruptamente até atingir condições de regime permanente. Nesse momento, as variáveis de interesse são registradas. Em seguida, uma carga adicional de refrigerante é adicionada no sistema e o processo continua até que o experimentador reconheça a identificação do melhor ponto de operação. A quantidade ótima de refrigerante é definida quando o superaquecimento no evaporador é nulo e quando a temperatura dos compartimentos refrigerados e a potência consumida pelo compressor são mínimas.

A fim de esclarecer o procedimento de um teste típico, os resultados da determinação de carga do produto 2 foram apresentados na Tabela B.1. As variáveis de interesse foram a potência consumida pelo compressor, o superaquecimento na saída do evaporador, as pressões de sucção e descarga, e a temperatura dos compartimentos refrigerados. O teste foi iniciado com uma carga de 30 g de isobutano, e as cargas subsequentes foram acrescidas em passos de 2 g. A carga ótima foi definida em 36 g para esse produto, visto que nessa condição o evaporador já estava completamente preenchido, a temperatura no *fresh-food* e no *freezer* eram mínimas e a potência consumida pelo compressor ainda era baixa. Houve uma redução de 5 % em relação à carga nominal do produto (38 g), devido à redução do volume interno do sistema e à mudança nas condições de operação. Percebe-se que existe um aumento progressivo das pressões de sucção e descarga com o aumento da carga de refrigerante já que, em um sistema termodinâmico fechado, as pressões se elevam a medida que a massa do sistema aumenta (Hermes, 2006).

As cargas ótimas para todos os produtos foram selecionadas pelo mesmo procedimento, e estão listadas na Tabela B.2. Entre os produtos modificados,

Tabela B.1 – Resultados da determinação de carga para o produto 2

Carga [g]	Potência do compressor [W]	P_{suc} [bar]	P_{desc} [bar]	SUP [°C]	T_{fr} [°C]	T_{fz} [°C]
30,3	102,6	0,35	6,86	3,9	-10,8	-25,5
32,3	103,1	0,35	6,96	2,9	-11,3	-26,4
34,3	104,8	0,36	7,11	1,0	-12,8	-28,0
36,4	104,7	0,36	7,11	0,2	-13,0	-28,4
38,3	105,1	0,36	7,14	0,2	-12,9	-28,5
40,4	105,5	0,36	7,15	0,8	-12,2	-28,6

a única diferença são os parâmetros construtivos do condensador. Percebeu-se que existe uma forte correlação entre o volume interno do condensador com a carga ótima de fluido refrigerante, conforme mostrado na Figura B.1. Isso era de certa forma esperado, ainda que a carga ótima tenha forte influência da análise do experimentador e das condições de operação do sistema.

Tabela B.2 – Carga ótima de fluido refrigerante por produto

Produto	Volume interno do condensador [ml]	Carga [g]
1	57,8	32
2	85,9	36
3	67,6	34
4	100,5	40
5	59,1	32
6	87,9	38
7	68,8	34
8	102,2	40

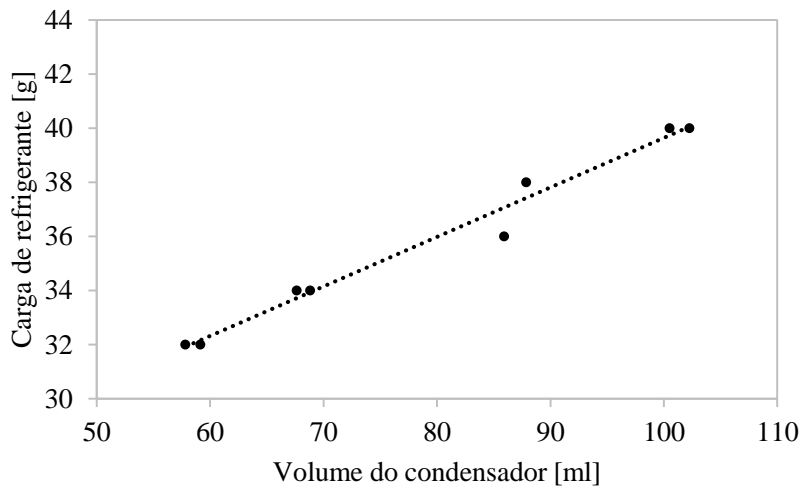


Figura B.1 – Relação entre o volume interno de cada condensador e carga ótima de refrigerante

APÊNDICE C – EQUAÇÃO DO PERFIL DE TEMPERATURA QUANDO EXISTE INTERAÇÃO ENTRE ALETAS

O modelo matemático do condensador se baseia no perfil de temperatura da fita adesiva e da chapa externa para calcular a taxa de transferência de calor no condensador. No Capítulo 4, encontrou-se uma equação genérica para o perfil de temperatura (Equação 4.12) que só pode ser utilizada quando os ambientes genéricos A e B possuem temperatura constante ao longo do intervalo de integração. Conforme já discutido, isso não ocorre no terceiro trecho da fita adesiva e da chapa externa pois, nesses segmentos, há interação entre as aletas e as temperaturas genéricas T_B e T_A , respectivamente, variam ao longo de x (ver Figura 4.5). A solução para esse problema é dada através da solução simultânea do sistema de equações diferenciais mostrado na seguinte equação:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 T_{c,III}(x_c)}{dx_c^2} - T_{c,III}(x_c) \frac{\Delta z}{k_c A_{tr,c}} \left(\frac{1}{R''_{c,III,A}} + \frac{1}{R''_{c,III,B}} \right) \\ \quad + \frac{\Delta z}{k_c A_{tr,c}} \left(\frac{T_{f,III}(x_f)}{R''_{c,III,A}} + \frac{T_{c,III,B}}{R''_{c,III,B}} \right) = 0 \\ \\ \frac{d^2 T_{f,III}(x_f)}{dx_f^2} - T_{f,III}(x_f) \frac{\Delta z}{k_f A_{tr,f}} \left(\frac{1}{R''_{f,III,A}} + \frac{1}{R''_{f,III,B}} \right) \\ \quad + \frac{\Delta z}{k_f A_{tr,f}} \left(\frac{T_{f,III,A}}{R''_{f,III,A}} + \frac{T_{c,III}(x_c)}{R''_{f,III,B}} \right) = 0 \end{array} \right. \quad (C.1)$$

A solução analítica desse sistema de equações diferenciais não é trivial, e portanto foi resolvida com auxílio de um software de manipulação matemática (Maplesoft, 2008). As equações que descrevem o perfil de temperatura no terceiro trecho da fita adesiva ($T_{f,III}(x_f)$) e da chapa externa ($T_{c,III}(x_c)$) são apresentadas na sequência. É importante notar que existem 4 constantes (C_1 , C_2 , C_3 e C_4) que são obtidas por meio da aplicação de condições de contorno apropriadas (Tabelas 4.5 e 4.6).

$$T_{f,III}(x_f) = - \frac{a_f R''_{c,III,A} (R''_{f,III,A} a_c T_{c,III,B} + R''_{f,III,B} \rho_{c,III}^2 R''_{c,III,B} T_{f,III,A}) K_1}{R''_{c,III,B} R''_{f,III,A}} + C_1 K_2 + C_2 K_3 + C_3 K_4 + C_4 K_5 \quad (C.2)$$

$$\begin{aligned}
T_{e,III}(x_c) = & \left[- \left(\frac{C_1 K_2 (p_{f3}^2 R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} + R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} p_{c3}^2 + K_6)}{2 R''_{f,II,B} R''_{c,III,A}} \right. \right. \\
& + \frac{C_2 K_3 (p_{f3}^2 R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} + R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} p_{c3}^2 + K_6)}{2 R''_{f,III,B} R''_{c,III,A}} \\
& - \frac{C_3 K_4 (-p_{f3}^2 R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} - R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} p_{c3}^2 + K_6)}{2 R''_{f,III,B} R''_{c,III,A}} \\
& \left. - \frac{C_4 K_5 (-p_{f3}^2 R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} - R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} p_{c3}^2 + K_6)}{2 R''_{f,III,B} R''_{c,III,A}} \right) R''_{f,III,A} R_{f,III,B} \quad (C.3) \\
& + \left(- \frac{a_f R''_{c,III,A} (R''_{f,III,A} a_c T_{c,III,B} + R''_{f,III,B} p_{c3}^2 R''_{c,III,B} T_{f,III,A}) K_1}{R''_{f,III,B} R''_{c,III,A}} \right. \\
& \left. + C_1 K_2 + C_2 K_3 + C_3 K_4 + C_4 K_5 \right) p_{f3}^2 R''_{f,III,A} R''_{f,III,B} \\
& \left. - a_f T_{f,III,A} R''_{f,III,B} \right] \frac{1}{a_f R''_{f,III,A}}
\end{aligned}$$

onde:

$$a_f = \frac{\Delta z}{k_f A_{tr,f}} \quad (C.4)$$

$$a_c = \frac{\Delta z}{k_c A_{tr,c}} \quad (C.5)$$

$$p_{f3}^2 = \frac{\Delta z}{k_f A_{tr,f}} \left(\frac{1}{R''_{f,III,A}} + \frac{1}{R''_{f,III,B}} \right) \quad (C.6)$$

$$p_{c3}^2 = \frac{\Delta z}{k_c A_{tr,c}} \left(\frac{1}{R''_{c,III,A}} + \frac{1}{R''_{c,III,B}} \right) \quad (C.7)$$

$$K_1 = \frac{1}{-p_{c3}^2 p_{f3}^2 R''_{f,III,B} R''_{c,III,A} + a_f a_c} \quad (C.8)$$

$$K_2 = \exp \left(\frac{-x}{2} \sqrt{2(p_{f3}^2 + p_{c3}^2 + \frac{K_6}{R''_{f,III,B} R''_{c,III,A}})} \right) \quad (C.9)$$

$$K_3 = \exp \left(\frac{x}{2} \sqrt{2(p_{f3}^2 + p_{c3}^2 + \frac{K_6}{R''_{f,III,B} R''_{c,III,A}})} \right) \quad (C.10)$$

$$K_4 = \exp \left(\frac{-x}{2} \sqrt{-2(-p_{f3}^2 - p_{c3}^2 + \frac{K_6}{R''_{f,III,B} R''_{c,III,A}})} \right) \quad (C.11)$$

$$K_5 = \exp\left(\frac{x}{2}\sqrt{-2(p_{f3}^2 - p_{c3}^2 + \frac{K_6}{R''_{f,III,B}R''_{c,III,A}})}\right) \quad (C.12)$$

$$K_6 = R''_{f,III,B}R''_{c,III,A}\sqrt{p_{f3}^4 - 2p_{c3}^2p_{f3}^2 + p_{c3}^4 + \frac{4a_f a_c}{R''_{f,III,B}R''_{c,III,A}}} \quad (C.13)$$

APÊNDICE D – TESTE DE VAZÃO DE AR NO REFRIGERADOR

O teste de vazão de ar no refrigerador foi realizado com objetivo de medir a vazão através do evaporador e encontrar o ponto de operação do sistema. Os testes foram realizados em um mini-túnel de vento construído no laboratório Polo de acordo com a Norma ASHRAE 51 (1999), desenvolvido especificamente para os níveis de vazão e pressão tipicamente encontrando em refrigeradores domésticos. A Figura D.1 mostra um esquema do mini-túnel de vento. A estrutura do aparato é relativamente simples. A conexão com o refrigerador é feita na entrada do túnel. A vazão de ar é medida na seção do bocal, cuja diferença de pressão é medida por um transdutor de pressão diferencial com faixa de operação entre 0 e 650 Pa. Um ventilador auxiliar é instalado no final do túnel para compensar as perdas de pressão impostas pelo aparato. Maiores detalhes sobre o funcionamento do mini-túnel são encontrados em Knabben *et al.* (2014).

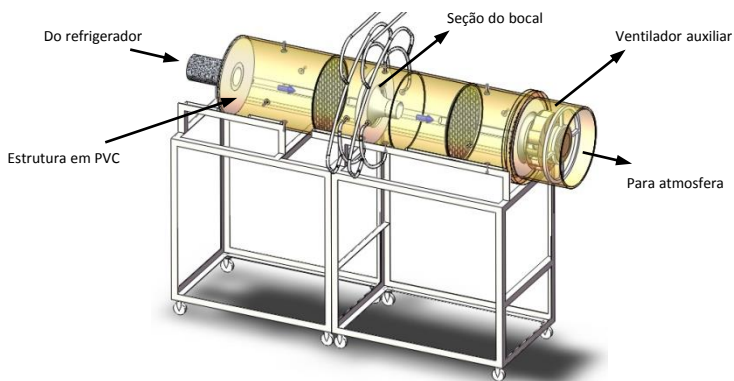


Figura D.1 – Mini-túnel de vento

Dois testes foram realizados: um para medir a vazão total de ar no sistema (*fresh-food + freezer*), e outro para medir apenas a vazão no *freezer*. Em ambos os testes, o *damper* foi mantido em posição totalmente aberta. O esquema da instalação do refrigerador no mini-túnel no primeiro teste é mostrado na Figura D.2. O procedimento de testes é relativamente simples. Primeiramente, o ventilador do evaporador é ligado, para promover a circulação de ar. O ventilador auxiliar é acionado, para a equalizar a pressão nos pontos X e Y indicados na Figura D.2, o que elimina os efeitos de perda de carga impostos

pelo túnel. As portas do refrigerador foram removidas e substituídas por placas plásticas, as quais permitiram a instalação das mangueiras que conectam o refrigerador ao o túnel de vento. Para garantir o padrão de escoamento original e fechar o circuito de ar, os dutos de retorno do *fresh-food* e do *freezer* foram abertos para a atmosfera, como pode ser visto na Figura D.2.

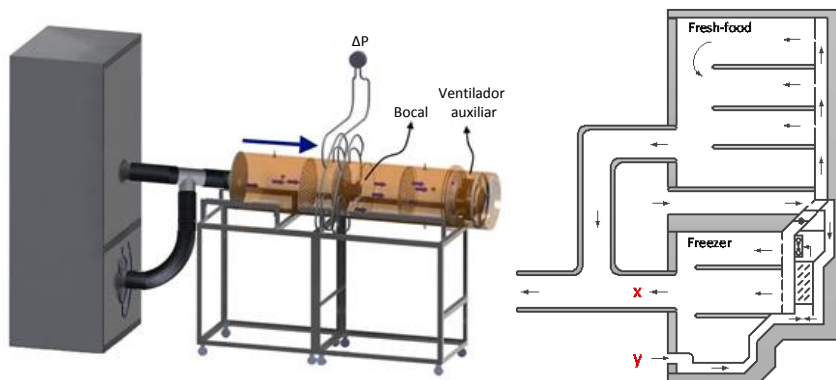


Figura D.2 – Esquema para medição da vazão de ar total

O segundo teste foi realizado para medir a vazão de ar apenas no *freezer*. O refrigerador foi instalado no mini-túnel conforme mostrado na Figura D.3. O procedimento de teste é análogo ao descrito anteriormente, só que desta vez a vazão de ar medida no bocal é apenas a que circula pelo freezer. Assim, desconsiderando os efeitos de variação da densidade do ar nos testes, torna-se possível calcular o parâmetro r , definido pela razão entre a vazão de ar que circular pelo *freezer* (\dot{m}_{fz}) pela vazão total de ar no evaporador ($\dot{m}_t = \dot{m}_{ff} + \dot{m}_{fz}$). Os resultados das vazões de ar medidas no mini-túnel são apresentados na Tabela D.1.

Tabela D.1 – Resultados de vazão de ar no refrigerador

Vazão total [cfm]	Vazão no <i>freezer</i> [cfm]	Vazão no <i>fresh-food</i> [cfm]	r [-]
21,5	18,7	2,8	0,87

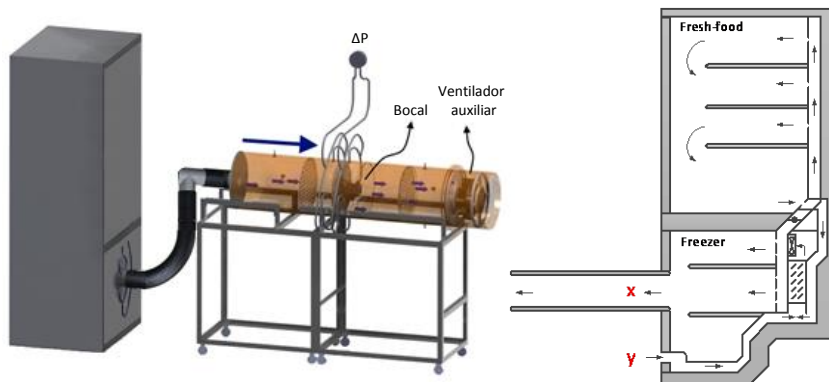


Figura D.3 – Esquema para medição da vazão de ar no *freezer*

APÊNDICE E – MEDIÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO EVAPORADOR

A curva característica de transferência de calor no evaporador foi medida em um túnel de vento construído especificamente para testar trocadores de calor do tipo tubo-aletado. A bancada foi construída conforme as recomendações das normas ASHRAE 41.2 (1987), ASHRAE 37 (1988) e ASHRAE 51 (1999). Um esquema do mesmo é mostrado na Figura E.1. O aparato é composto por dois circuitos principais: um de ar e outro de água quente. O circuito de ar consiste num túnel de vento aberto, responsável por insuflar uma vazão de ar no trocador de calor. A variação de temperatura do ar é medida por um banco de termopares instalados na entrada e na saída da seção de teste. Uma placa de bocais calibrados é utilizada para a medição da vazão de ar. A diferença de pressão na placa de bocais é medida por um transdutor de pressão diferencial com faixa de operação de 0 a 125 Pa. Além disso, um outro transdutor de pressão diferencial é instalado entre a entrada e saída do trocador de calor para medir a queda de pressão no mesmo, com faixa de operação de 0 a 50 Pa.

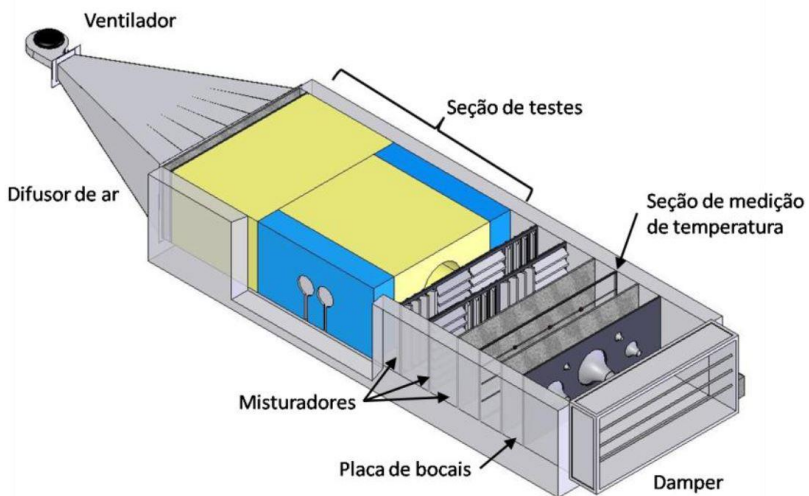


Figura E.1 – Esquema do túnel de vento

Já o circuito de água é composto por uma bomba responsável por promo-

ver a circulação da água no circuito e por um banho termostático responsável por controlar a temperatura da água na entrada do trocador de calor. As temperaturas na entrada e na saída do trocador são medidas por termopares do tipo sonda e a vazão mássica por um medidor do tipo *Coriolis*. A circulação de água quente, em vez de fluido refrigerante, tem por objetivo facilitar a operação e construção do túnel. Tal abordagem, embora seja mais adequada para condensadores, é também satisfatória para testar evaporadores, uma vez que os efeitos da convecção natural são mínimos na performance do trocador Hermes (2006).

Os testes foram realizados para vazões de ar entre 20 e 40 cfm, com temperatura do ar na entrada em torno de 20 °C, e temperatura de entrada da água de 40 °C. A vazão de água é ajustada para manter a variação de temperatura da água no trocador de calor em torno de 3 °C. O procedimento de teste é relativamente simples. Com o evaporador instrumentado e instalado, liga-se a bancada até que se atinjam condições de regime permanente. Os dados experimentais são então adquiridos por um período de 10 min, e o valor de cada variável medida é dado pela média aritmética dos dados adquiridos. No total, foram realizados 5 testes, cujos resultados são apresentados na Tabela E.1.

Tabela E.1 – Resultados do túnel de vento

Variável	Unidade	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5
$T_{w,e}$	°C	40,3	40,2	40,1	40,2	40,2
$T_{w,s}$	°C	37,2	37,2	37,2	37,2	37,2
\dot{m}_w	kg/h	75,3	69,6	66,3	52,2	48,7
$T_{a,e}$	°C	19,7	19,5	19,5	20,2	20,2
$T_{a,s}$	°C	30,4	31,1	31,4	32,6	32,9
V_a	cfm	40,3	34,2	31,1	24,7	21,6
ΔP_{evap}	Pa	6,3	4,6	3,8	2,4	1,9
ε	-	0,548	0,582	0,601	0,638	0,670
NTU	-	0,894	0,981	1,035	1,161	1,271
UA	W/K	20,2	18,8	18,0	16,0	15,3
\dot{Q}_a	W	241,8	222,2	207,6	170,6	152,5
\dot{Q}_w	W	267,7	239,5	224,3	180,7	169,7
\dot{Q}	W	254,7	230,9	215,9	175,7	161,1

A taxa de transferência de calor no trocador pode ser calculada tanto pelo lado do ar (índice a), quanto pelo lado da água (índice w), conforme apresentado nas seguintes equações:

$$\dot{Q}_a = \dot{V}_a \rho_a c_{p,a} (T_{a,s} - T_{a,e}) \quad (\text{E.1})$$

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,e} - T_{w,s}) \quad (\text{E.2})$$

O coeficiente global de transferência de calor, UA , é calculado pelo método da efetividade NUT, da seguinte maneira:

$$UA = \text{NUT } C_{\min} \quad (\text{E.3})$$

onde C_{\min} é a menor capacitância térmica dos fluidos, e NUT (Número de Unidades de Transferência) é função da efetividade do trocador, ε , e da razão entre as capacitâncias térmicas mínima e máxima ($C_r = C_{\min}/C_{\max}$).

A efetividade do trocador de calor é dada pela razão entre a taxa de transferência de calor média obtida nos testes ($\dot{Q} = 0,5(\dot{Q}_a + \dot{Q}_w)$) e a máxima possível, conforme mostrado pela seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{C_{\min}(T_{w,e} - T_{a,e})} \quad (\text{E.4})$$

Por fim, o NUT é calculado em função de ε e C_r . Para um caso de trocador de calor com C_{\min} misturado e C_{\max} não-misturado (Incropera *et al.*, 2008):

$$\varepsilon = 1 - \exp((-1/C_r)(1 - \exp(-C_r \text{NUT})) \quad (\text{E.5})$$

A Figura E.2 mostra a curva característica de transferência de calor no evaporador. De posse de tal curva, e da vazão de ar do sistema (Apêndice D), foi possível identificar o coeficiente global de transferência de calor no evaporador, o qual foi utilizado no modelo do evaporador ($UA_e = 15,2 \text{ W/K}$).

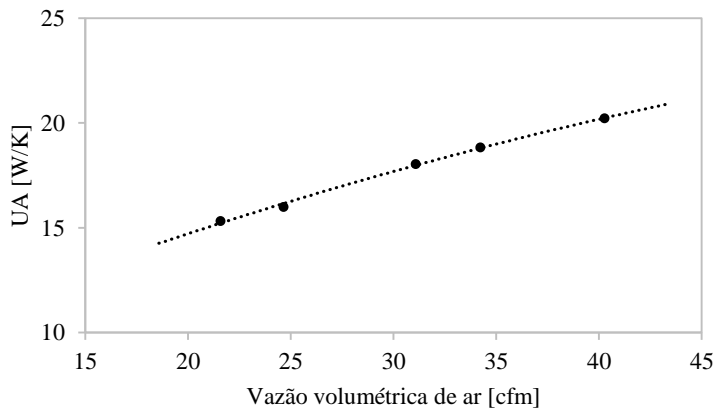


Figura E.2 – Curva característica de transferência de calor do evaporador

APÊNDICE F – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Tabela F.1 – Resultados dos testes de fluxo de calor reverso

Teste	Produto	T_{ex}	T_{fr}	T_{bz}	\dot{W}_{fr}	\dot{W}_{bz}	$\dot{W}_{v,e}$	Teste	Produto	T_{ex}	T_{fr}	T_{bz}	\dot{W}_{fr}	\dot{W}_{bz}	$\dot{W}_{v,e}$
		°C	°C	°C	W	W	W			°C	°C	°C	W	W	W
UA1	1	21,7	49,7	45,0	38,3	0,1	5,5	UA17	5	19,7	49,8	45,1	42,8	0,0	5,5
UA2	1	21,5	40,3	49,6	0,0	30,7	5,5	UA18	5	19,7	40,2	49,9	0,0	35,4	5,5
UA3	1	21,7	44,3	54,5	2,3	36,1	5,5	UA19	5	19,7	45,0	55,0	5,8	38,6	5,5
UA4	1	21,8	49,6	59,5	9,8	38,2	5,5	UA20	5	19,7	50,2	60,1	11,5	40,7	5,5
UA5	2	21,4	50,1	45,6	38,2	5,0	5,5	UA21	6	19,7	39,4	50,6	0,0	36,6	5,5
UA6	2	21,4	45,1	55,3	4,9	41,0	5,5	UA22	6	19,5	44,2	55,7	5,3	39,7	5,5
UA7	2	21,4	50,2	60,4	11,8	44,2	5,5	UA23	6	19,4	50,3	60,0	14,2	40,9	5,5
UA8	2	20,7	55,2	50,5	46,1	8,6	5,5	UA24	6	19,8	49,9	45,1	42,3	4,4	5,5
UA9	3	20,3	49,5	45,2	40,8	3,1	5,5	UA25	7	21,2	49,6	45,3	38,3	1,7	5,5
UA10	3	20,0	40,5	49,2	5,5	29,7	5,5	UA26	7	21,1	40,7	50,3	0,0	32,5	5,5
UA11	3	20,3	45,5	54,2	12,3	31,9	5,5	UA27	7	21,1	44,9	55,1	4,0	35,8	5,5
UA12	3	20,2	50,2	59,2	16,9	36,1	5,5	UA28	7	21,2	50,1	60,3	10,0	39,0	5,5
UA13	4	22,6	50,3	45,8	40,7	0,0	5,5	UA29	8	20,8	39,5	48,9	0,1	32,3	5,5
UA14	4	22,6	39,9	49,4	0,0	30,9	5,5	UA30	8	20,7	44,4	54,5	5,7	35,9	5,5
UA15	4	22,6	44,9	55,1	5,7	32,8	5,5	UA31	8	20,6	49,9	59,8	14,1	37,8	5,5
UA16	4	22,6	50,0	60,1	12,4	35,5	5,5	UA32	8	20,9	49,7	45,0	43,4	0,0	5,5

Tabela F.2 – Resultados dos testes em regime permanente com válvula aberta

Teste	Produto	T_{ex}	T_{fr}	T_{tz}	\dot{m}	P_{evap}	$P_{cond,e}$	$P_{cond,s}$	$T_{cond,e}$	$T_{cond,s}$	ΔT_{SUB}	ΔT_{SUP}	\dot{W}_k	\dot{W}_{fr}	\dot{W}_{tz}	$\dot{W}_{v,e}$	\dot{Q}_{cond}
		°C	°C	°C	kg/h	bar	bar	bar	°C	°C	°C	°C	W	W	W	W	W
RP1	1	16,8	4,7	-18,1	1,52	0,39	5,19	5,05	58,8	29,2	9,0	8,0	107,1	50,8	37,7	5,5	159,0
RP3	1	32,8	5,0	-18,0	1,58	0,45	7,37	7,23	76,4	45,4	6,8	5,9	117,1	32,5	24,0	5,5	159,7
RP5	2	15,4	5,0	-17,9	1,83	0,44	6,05	5,99	64,6	37,8	7,2	6,2	115,7	58,1	32,1	5,5	184,5
RP7	2	31,5	5,2	-18,1	1,92	0,49	8,33	8,28	80,3	50,0	8,2	5,6	126,3	41,6	14,1	5,5	189,4
RP9	3	15,3	5,1	-18,2	1,86	0,45	5,92	5,76	67,1	36,9	6,2	4,7	114,0	55,8	37,8	5,5	191,5
RP11	3	31,5	4,9	-18,0	1,77	0,47	7,68	7,57	77,9	48,5	5,6	5,2	117,2	34,2	17,5	5,5	175,2
RP13	4	16,7	4,9	-18,0	1,84	0,41	4,55	4,45	57,2	32,8	0,6	5,8	109,7	53,2	39,2	5,5	188,1
RP15	4	32,7	5,0	-18,0	1,87	0,44	6,53	6,40	75,2	47,0	0,3	6,6	118,5	33,6	23,5	5,5	187,5
RP17	5	15,6	5,0	-18,1	1,96	0,47	6,47	6,37	61,6	45,9	1,2	2,7	118,7	58,9	36,3	5,5	182,1
RP19	5	31,5	4,7	-18,1	1,96	0,52	8,85	8,79	79,6	57,1	3,4	2,8	128,0	38,2	19,1	5,5	181,9
RP21	6	15,7	5,0	-18,1	1,94	0,44	4,53	4,49	58,3	30,6	3,2	4,0	112,8	59,9	43,1	5,5	200,9
RP23	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,5	-
RP25	7	16,7	4,7	-18,4	1,55	0,42	4,79	4,61	60,3	34,5	0,2	6,5	110,1	46,6	42,5	5,5	157,8
RP27	7	33,5	5,3	-17,9	1,59	0,45	6,94	6,80	79,3	49,1	0,6	7,0	119,8	27,6	27,9	5,5	158,3
RP29	8	16,9	4,8	-18,2	1,70	0,43	6,02	5,90	59,0	43,6	0,5	4,0	114,0	52,3	33,0	5,5	158,2
RP31	8	32,3	5,1	-17,7	1,78	0,50	8,65	8,48	77,4	57,0	2,0	3,2	126,4	31,3	21,7	5,5	163,4

Tabela F.3 – Resultados dos testes em regime permanente com válvula fechada

Teste	Produto	T_{ex}	T_{fr}	T_{fz}	\dot{m}	P_{evap}	$P_{cond,s}$	$P_{cond,e}$	$P_{cond,s}$	$T_{cond,e}$	$T_{cond,s}$	ΔT_{SUB}	ΔT_{SUP}	\dot{W}_k	\dot{W}_{fr}	\dot{W}_{fz}	\dot{W}_{ve}	\dot{Q}_{cond}
		°C	°C	°C	kg/h	bar	bar	bar	bar	°C	°C	°C	°C	W	W	W	W	W
RP2	1	16,5	4,9	-17,9	1,26	0,33	5,00	4,92	53,9	21,7	15,5	13,2	98,0	46,8	24,0	5,5	135,2	
RP4	1	33,0	5,1	-18,0	1,18	0,34	7,10	7,03	69,4	35,7	15,4	14,7	101,9	26,5	3,9	5,5	122,4	
RP6	2	15,3	5,1	-18,3	1,25	0,30	4,95	4,90	50,9	29,1	8,4	16,3	94,0	52,3	5,0	5,5	125,8	
RP8	2	31,2	5,3	-18,1	1,46	0,38	7,52	7,49	70,3	43,5	10,5	11,6	108,4	33,6	3,6	5,5	143,8	
RP10	3	15,3	5,1	-18,1	1,41	0,35	5,14	5,07	56,7	29,4	8,9	9,0	98,1	49,7	19,0	5,5	145,0	
RP12	3	31,3	4,9	-18,0	1,31	0,36	6,82	6,79	66,7	42,6	7,1	9,7	99,8	28,7	0,2	5,5	128,4	
RP14	4	16,8	5,1	-18,1	1,67	0,37	4,47	4,40	55,8	30,1	2,9	9,8	104,6	53,4	29,9	5,5	171,7	
RP16	4	32,6	5,0	-18,1	1,63	0,38	6,28	6,17	72,2	43,7	2,2	11,1	110,5	31,5	13,6	5,5	164,3	
RP18	5	15,6	5,0	-18,0	1,40	0,35	5,96	5,90	50,9	27,0	17,6	13,9	100,9	50,5	16,8	5,5	141,2	
RP20	5	31,3	4,9	-18,1	1,41	0,38	8,16	8,10	67,9	42,7	14,9	14,3	106,9	31,3	2,8	5,5	136,8	
RP22	6	15,8	4,9	-18,1	1,39	0,32	4,01	3,90	48,8	24,3	5,6	16,0	94,9	50,9	16,3	5,5	143,6	
RP24	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,5	-
RP26	7	16,8	4,9	-18,0	1,19	0,30	4,37	4,26	47,1	23,6	8,2	14,5	92,9	43,7	16,4	5,5	121,9	
RP28	7	32,4	5,0	-18,2	1,22	0,32	6,31	6,16	63,9	38,0	7,8	13,8	100,2	25,2	3,8	5,5	121,8	
RP30	8	16,9	4,9	-18,2	1,49	0,38	5,87	5,81	55,5	37,1	6,4	11,3	106,4	49,6	27,2	5,5	143,4	
RP32	8	32,4	5,2	-17,8	1,36	0,38	7,92	7,82	69,0	47,6	8,0	12,4	109,2	20,8	15,4	5,5	128,1	