



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

Guilherme Zanotelli dos Santos

**UMA ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE ESTRATÉGIAS PARA A
SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS COM
DOIS EVAPORADORES EM PARALELO**

Florianópolis
2020

Guilherme Zanotelli dos Santos

**UMA ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE ESTRATÉGIAS PARA A
SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS COM
DOIS EVAPORADORES EM PARALELO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina como parte dos requisitos para obtenção
do título de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Christian J. L. Hermes, Dr. Eng.

Florianópolis
2020

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

Santos, Guilherme Zanutelli

Uma análise comparativa entre estratégias para a
simulação transiente de refrigeradores domésticos com dois
evaporadores em paralelo / Guilherme Zanutelli Santos ;
orientador, Christian Johann Losso Hermes, 2020.

122 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Simulação. 3. Refrigeração. 4.
Modelica. I. Hermes, Christian Johann Losso. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Guilherme Zanotelli dos Santos

**UMA ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE ESTRATÉGIAS PARA A
SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS COM
DOIS EVAPORADORES EM PARALELO**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. César José Deschamps, Ph.D.
UFSC

Prof. Marcelo L. C. de Oliveira, Dr.
UFSC

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do programa de
Pós-Graduação

Prof. Christian J. L. Hermes, Dr. Eng.
Orientador
Presidente da banca

À minha família, namorada e amigos

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Christian Hermes, pela orientação e contribuições na minha formação acadêmica, também pela dedicação e confiança em meu trabalho.

Ao memorável Prof. Cláudio Melo, pela estrutura deixada, pela orientação ao longo da minha estadia no POLO, pelos valores e histórias compartilhadas, os quais ficarão para sempre em minha memória com muito carinho.

Aos meus pais Gilson e Geni, pela educação, apoio, suporte e amor incondicional, todos os quais definiram o meu caráter tanto pessoal quanto profissional.

À minha namorada Taís Thomsen Silveira, pelo amor, carinho, companheirismo e suporte em todos os momentos.

A toda minha família, pelos momentos de felicidade e descontração que passamos juntos.

Aos amigos e colegas de trabalho Rodolfo Espíndola, Joel Boeng e Fernando Knabben pelas risadas, discussões técnicas (e também não-técnicas) ao longo dessa jornada.

A equipe de suporte Jean Backer e Amarilho Krüger pelo auxílio na execução do trabalho experimental, em especial a Bruno Buzzi pelo auxílio também no desenvolvimento dos modelos matemáticos.

Aos colegas e amigos, tanto integrantes como ex-integrantes do POLO, Igor Galvão, Isabel Janke, Caio Dallalba, Diego Marchi, Eduardo Ludgero da Silva, Vitor Liston, Alison Pereira, Adriano Francisco Ronzoni, Pedro Bruggemann, Gabriel Podgaietski, Vinicius Raulino e Bruno Carvalho por todos os momentos compartilhados durante esse período.

A toda a equipe do POLO, que contribuiu de forma direta ou indireta para execução deste trabalho.

Aos membros da banca examinadora, por disponibilizarem-se para avaliar este trabalho.

Ao povo brasileiro representado pela CAPES e EMBRAPPII, juntamente com a Nidec e Whirlpool por viabilizar esse trabalho através do suporte financeiro.

A todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para este trabalho porém não foram mencionados.

"Failure is only the opportunity to begin again,
this time more intelligently. "

(Henry Ford)

RESUMO

A constante pressão para redução do consumo de energia dos refrigeradores domésticos somada à procura por produtos inovativos por parte dos consumidores, têm direcionado a indústria ao uso de ciclos de refrigeração com arquiteturas complexas. O aumento do grau de complexidade do produto exige um bom entendimento da dinâmica do sistema – não só em termos de transporte de refrigerante de um componente para outro, mas também de transferência de calor para e entre os compartimentos refrigerados – a fim de propor estratégias de controle adequadas. Para tanto, existem diversas formas de modelagem transiente do sistema de refrigeração, que podem ser utilizadas. Nesse contexto, o presente trabalho tem seu foco voltado à comparação entre duas estratégias distintas de modelagem do comportamento transiente de um aparelho refrigerador: quase-estática e transiente completo. Ambas estratégias de modelagem foram aplicadas para simular o comportamento de um refrigerador com dois evaporadores dispostos em paralelo (sendo um para o resfriador e outro para o congelador e *ice maker*). Além dos dois evaporadores com convecção forçada, o sistema é composto por um compressor linear sem óleo, um condensador a ar forçado, uma válvula de 3 vias a montante de dois tubos capilares – um para o congelador e outro para o resfriador – e uma válvula de retenção na saída do evaporador de baixa pressão. Para os trocadores de calor, foram propostos modelos com base nas equações de conservação da massa e energia seguindo um esquema de fronteiras móveis para os evaporadores e discretização em volumes finitos para o condensador. Para o tubo capilar, uma rede neural foi treinada utilizando resultados de um modelo também baseado nas equações da conservação da massa energia e quantidade de movimento. Um modelo semi-empírico foi elaborado para o compressor linear com controle de capacidade por variação do volume da câmara de compressão. Por fim, outro modelo semi-empírico foi desenvolvido para a circulação de ar com transferência de calor em um gabinete tipo *french-door* com congelador montado na parte inferior e *ice maker* na porta, totalizando 3 compartimentos refrigerados. Os parâmetros de fechamento dos modelos matemáticos, como condutância e capacitância térmica das paredes do refrigerador, curvas de desempenho dos trocadores de calor e vazões de ar nos compartimentos refrigerados foram determinados experimentalmente utilizando uma câmara climatizada bem como túneis de vento disponíveis no POLO. Os modelos foram implementados na linguagem Modelica, que permite a solução temporal do sistema de equações diferenciais e algébricas através do integrador de alta performance DASSL. As estimativas dos modelos foram comparadas entre si e com resultados experimentais. Em relação aos experimentos, o modelo transiente completo apresentou mais acurácia no regime de *pull down*, porém mostrou certa instabilidade numérica. Em contrapartida, o modelo quase-estático se mostrou tão exato quanto a modelagem

transiente durante o regime cíclico, porém muito mais robusto. Em comparação aos dados experimentais, foi observado um erro RMS da ordem de 5% para o consumo de energia e 2 °C para as temperaturas em ambos os casos. No que diz respeito à velocidade de simulação, o método quase-estático ($\sim 13 \text{ min/s}_{\text{CPU}}$) foi cerca de 6 vezes mais rápido que o método completamente transiente ($\sim 2 \text{ min/s}_{\text{CPU}}$).

Palavras-chave: Refrigerador doméstico, Simulação transiente, Múltiplos evaporadores, Compressor linear, Modelica

ABSTRACT

The constant pressure to reduce the energy consumption of household refrigerators together with the demand for innovative products by consumers has guided the industry towards the use of refrigeration cycles with complex architectures. Increasing the appliance complexity requires a good understanding of the system dynamics - not only in terms of refrigerant migration from one component to another, but also of heat transfer to and between refrigerated compartments - in order to propose adequate control strategies. To this end, there are several transient modeling methods for the refrigeration system that can be used. In this context, the present work focuses on the comparison between two distinct strategies for modeling the transient behavior of a refrigerator: quasi-steady and complete transient. Both modeling strategies were employed to simulate the behavior of a refrigerator with two evaporators arranged in parallel (one for the fresh-food, the other for the freezer and ice maker). In addition to the two evaporators with forced convection, the system is comprised of an oil-free linear compressor, a forced air condenser, a 3-way valve upstream of two capillary tubes - one for the freezer and one for the fresh-food - and a check valve at the outlet of the freezer evaporator. For the heat exchangers, first-principles models were proposed following a moving boundaries scheme for the evaporators and finite volumes for the condenser. For the capillary tube, an artificial neural network was trained using results from a first-principles model. A semi-empirical model was developed for the linear compressor, where the capacity control is achieved by varying the piston displacement. Finally, another semi-empirical model was developed for the air circulation with heat transfer in a french-door cabinet, where the freezer is mounted on the bottom and ice maker on the fresh-food door, with a total of 3 refrigerated compartments. The closing parameters of the mathematical models, such as overall thermal conductance and heat capacity of the refrigerated compartments, performance curves of the heat exchangers, air flow rates in the refrigerated compartments were determined experimentally using a climatized chamber as well as wind tunnels available at POLO facilities. The models were implemented in the Modelica language, which allows for the temporal solution of the differential and algebraic equations system through the high-performance integrator DASSL. The model estimates were compared with each other and with experimental results. As regard as the experiments, the complete transient model proved to be more accurate, particularly during the pull down regime, though it presented numerical instabilities. On the other hand, the quasi-steady model proved to be as accurate as the transient model during the cyclic regime, but much more robust. In comparison to the experimental data, an RMS error of 5%

was observed for energy consumption and 2°C for temperatures in both cases. Regarding the simulation speed, the quasi-steady method, which was capable of simulating about $\sim 13 \text{ min/s}_{\text{CPU}}$, was approximately 6 times faster than the completely transient method ($\sim 2 \text{ min/s}_{\text{CPU}}$).

Keywords: Household refrigerator, Transient simulation, Multiple evaporators, Linear compressor, Modelica.

NOMENCLATURA

SIGLAS

COP	Coeficiente de Performance.
EDA	Equação Diferencial Algébrica.
EDO	Equação Diferencial Ordinária.
RTR	Fração de funcionamento (<i>Run time ratio</i>).
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia.
HC-600a	Isobutano.
PWM	Modulação por largura de pulso (<i>Pulse width modulation</i>).
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem.
PoT	Tempo de evacuação (<i>Pump out Time</i>).
HFC-134a	Tetrafluoretano.
TAF	Tubo de Aquecimento do Flange.

SÍMBOLOS ROMANOS

Símbolo	Descrição	Unidade
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
c	Calor específico	$J/(kg\ K)$
c_p	Calor específico a pressão constante	$J/(kg\ K)$
C	Capacidade térmica	J/K
C_D	Coeficiente de descarga	-
h	Coeficiente de transferência de calor	$W/(m^2\ K)$
L	Comprimento	m
k	Condutividade térmica	$W/(m\ K)$
UA	Condutância térmica	W/K
D	Diâmetro	m
u	Energia interna específica	J/kg
h	Entalpia específica	J/kg
l	Espessura	m
f	Fator de atrito	-
S	Fator de escorregamento (<i>Slip ratio</i>)	-
q''	Fluxo de calor	W/m^2
G	Fluxo de massa	$kg/(m^2\ s)$
dc	Fração de funcionamento (<i>Duty cycle</i>)	-
t	Mass	kg
P	Perímetro	m
\dot{W}	Potência consumida	W
p	Pressão	Pa

Símbolo	Descrição	Unidade
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
T	Temperatura	K
t	Tempo	s
x	Título mássico	-
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
\dot{V}	Vazão volumétrica	m ³ /s
U	Velocidade	m/s
N	Velocidade de rotação	Hz
V	Volume	m ³
v	Volume específico	m ³ /kg
A	Área	m ²
A_c	Área da seção transversal	m ²

SÍMBOLOS GREGOS

Símbolo	Descrição	Unidade
ρ	Densidade	kg/m ³
Δp	Diferença de pressão	Pa
ε	Efetividade do trocador de calor	-
η	Eficiência	-
η_v	Eficiência volumétrica	-
α	Fração de vazio	-
Φ	Função dissipação viscosa	1/s ²
λ	Posição da fronteira	m
ϵ	Rugosidade	μm
μ	Viscosidade dinâmica	Pa s

SUB E SUPER-ÍNDICES

Índice	Descrição
() _{amb}	Ambiente
() _{air}	Ar
() _b	Bifásico
() _c	Condensador
() _{fz}	Congelador (<i>Freezer</i>)
() _{dis}	Descarga
() _{off}	Desliga
() _{in}	Entrada
() _e	Evaporador
() _{ext}	Externo

Índice	Descrição
() _{id}	Ideal
() _i	Insuflamento
() _{int}	Interno
() _{on}	Liga
() _ℓ	Líquido saturado
() _m	Monofásico
() _{im}	Máquina de gelo (<i>Ice maker</i>)
() _{max}	Máximo
() _{min}	Mínimo
() _{nom}	Nominal
() _w	Parede
() _f	Ponto de vaporização (<i>Flash point</i>)
() _{ref}	Refrigerante
() _{ff}	Resfriador (<i>Fresh-food</i>)
() _{lin}	Revestimento interno (<i>Liner</i>)
() _{sat}	Saturação
() _{out}	Saída
() _{sig}	Sinal
() _{suc}	Sucção
() _{hx}	Trocador de calor
() _{cap}	Tubo capilar
() _v	Vapor saturado
() _{ℓv}	Vaporização/Condensação
() _{var}	Variável
() _{sw}	Varrido, Deslocado (<i>Swept</i>)

NÚMEROS CARACTERÍSTICOS

Número	Descrição	Definição
Fr	Número de Froude	$\frac{G^2}{\rho^2 g D}$
Pr	Número de Prandtl	$\frac{\mu c_p}{\rho}$
Re	Número de Reynolds	$\frac{GD}{\mu}$

Número	Descrição	Definição
NUT	Número de unidades de transferência	$\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}}$
Co	Parâmetro Convectivo	$\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell}\right)^{0,5}$
X_{tt}	Parâmetro de Lockhart-Martinelli	$\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_\ell}{\mu_v}\right)^{0,1}$
Bo	Parâmetro Evaporativo	$\frac{q''}{Gh_{\ell v}}$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	CONTEXTO ECONÔMICO	17
1.2	O APARELHO REFRIGERADOR	19
1.3	SIMULAÇÃO DO APARELHO REFRIGERADOR	23
1.4	PLATAFORMA DE SIMULAÇÃO	25
1.5	OBJETIVOS	27
2	TRABALHO EXPERIMENTAL	28
2.1	REFRIGERADOR BASE	28
2.2	CARACTERIZAÇÃO DOS COMPONENTES	30
2.3	SÍNTESE DO CAPÍTULO	49
3	MODELAGEM MATEMÁTICA	50
3.1	CONDENSADOR	50
3.2	EVAPORADOR	53
3.3	COMPRESSOR	59
3.4	DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	64
3.5	VÁLVULA DE RETENÇÃO	70
3.6	COMPARTIMENTOS REFRIGERADOS	70
3.7	SOLUÇÃO QUASE-ESTÁTICA	73
3.8	SÍNTESE DO CAPÍTULO	76
4	IMPLEMENTAÇÃO	77
4.1	PLATAFORMA DYMOLA/MODELICA	77
4.2	PROBLEMA INICIAL	79
4.3	SOLVERS E INTEGRADORES NUMÉRICOS	81
4.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO	82
5	RESULTADOS	83
5.1	TRANSIENTE COMPLETO	83
5.2	QUASE-ESTÁTICO	90
5.3	SÍNTESE DO CAPÍTULO	97
6	CONCLUSÕES	98
6.1	SUBMODELOS	98
6.2	SOLUÇÃO COMPLETA E QUASE-ESTÁTICA	99
6.3	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	100
	BIBLIOGRAFIA	102

APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS GERAIS DO REFRIGERADOR BASE	109
APÊNDICE B – INSTRUMENTAÇÃO	113
APÊNDICE C – FRAÇÃO DE VAZIO	116
APÊNDICE D – COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR – CORRELAÇÕES	119

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO ECONÔMICO

Refrigeradores são eletrodomésticos fundamentais em qualquer residência. A última Pesquisa de Posses e Hábitos de Uso, realizada pela Eletrobrás em 2005, divulgou que 96% dos domicílios eletrificados contavam com pelo menos um refrigerador (ELETROBRÁS; PROCEL, 2005).

Adicionalmente, a mesma pesquisa realizada pela Eletrobrás concluiu que 99% dos refrigeradores operam em caráter permanente, ou seja, nunca são desligados. Sob esse ponto de vista, espera-se que esse tipo de aparelho tenha uma participação significativa na matriz energética. De fato, a pesquisa indicou que refrigeradores e congeladores, juntos, detêm a maior fatia no consumo final de energia elétrica das residências brasileiras: 27% (ELETROBRÁS; PROCEL, 2005).

Como forma de auxílio para o consumidor consciente e visando promover o uso eficiente da energia elétrica, o Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO) iniciou, em 1984, o que hoje é conhecido como Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE) (INMETRO, 2015). Atualmente, os fabricantes de diversos tipos de eletrodomésticos são obrigados a apresentar, juntamente com o produto, uma etiqueta de eficiência energética. Essa etiqueta mostra, além do consumo médio mensal do aparelho, uma classificação (de A a G), bem como outras informações pertinentes ao tipo de produto (Figura 1).

O INMETRO disponibiliza, publicamente, tabelas contendo todos os produtos aprovados no PBE, bem como informações sobre os aparelhos (fabricante, modelo do produto, consumo mensal, classificação, etc.). No caso dos refrigeradores do tipo combinado frost-free, modelo dominante no mercado, 98% dos modelos aprovados foram classificados como "A", com apenas 1 produto populando a classe "B", 4 na "C" e nenhum nas classes "D" e "E".

A classificação energética é tomada pela indústria de refrigeradores domésticos como um fator de competitividade. Adicionalmente, nota-se uma tendência do sistema de classificação se tornar cada vez mais rigoroso. Sendo assim, justifica-se uma investigação das oportunidades de melhoria da eficiência energética em refrigeradores domésticos. Sistemas de refrigeração têm seu desempenho caracterizado pelo coeficiente de performance (COP), definido como a razão entre capacidade de refrigeração (\dot{Q}_e) produzida no evaporador e potência elétrica (\dot{W}) consumida pelo sistema:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (1.1)$$

A fim de identificar onde estão as oportunidades de melhoria dos ciclos de

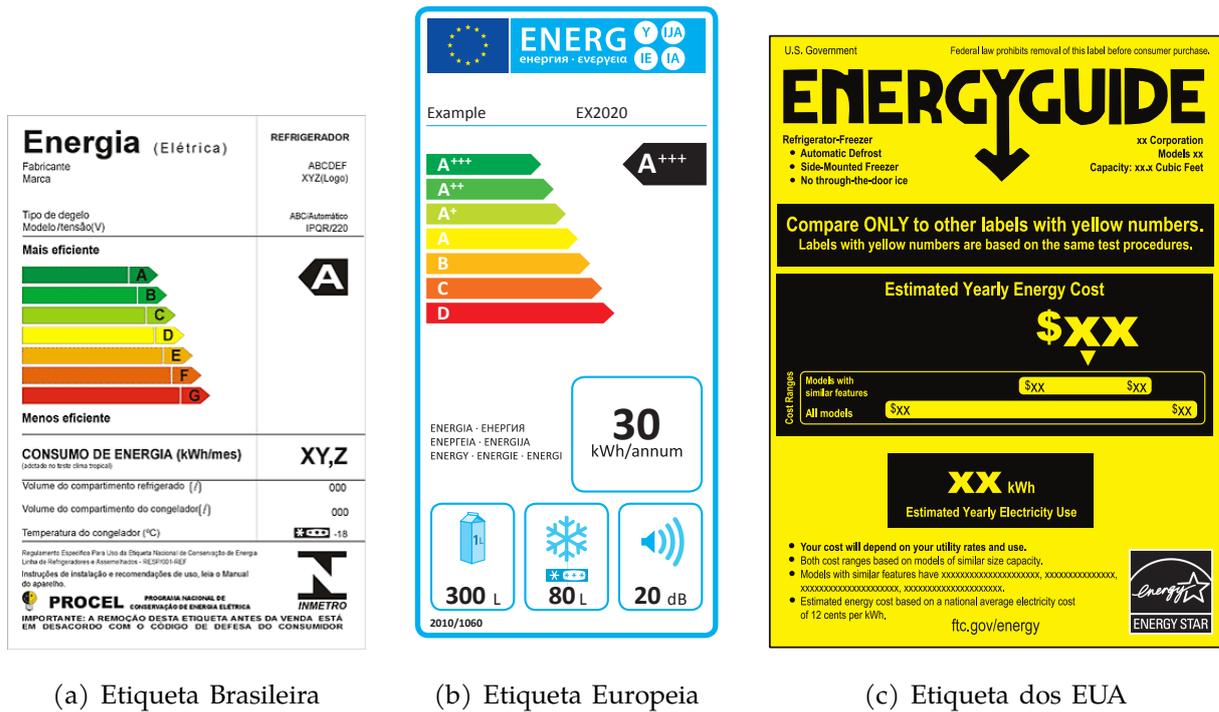


Figura 1 – Etiquetas de eficiência energética (a) Brasileira, (b) Europeia e (c) Estadounidense

Fonte: (a): Carvalho Jr. e Lobo (2003), (b): European Commission (2020), (c): FTC (2013)

refrigeração, é comum tomar como referência o melhor ciclo já idealizado. A Figura 2 mostra, em diagramas Temperatura-Entropia e Pressão-Entalpia, o ciclo de refrigeração ideal, também conhecido como ciclo de Carnot. Trata-se de um ciclo completamente reversível, onde não existe geração de entropia. No ciclo de Carnot, o fluido refrigerante sai do compressor no estado de vapor saturado (2), rejeita calor no condensador até condensar por completo (3). Em seguida, expande realizando trabalho em uma turbina isentrópica, chegando por fim na entrada do evaporador uma mistura bifásica (4), onde o fluido absorve calor até atingir a condição 1, fechando o ciclo. O COP do ciclo de Carnot pode ser facilmente calculado em função das temperaturas dos ambientes onde o sistema absorve e rejeita calor:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \tag{1.2}$$

onde T_H é a temperatura da fonte em que a máquina rejeita o calor e T_C da fonte onde é absorvido o calor.

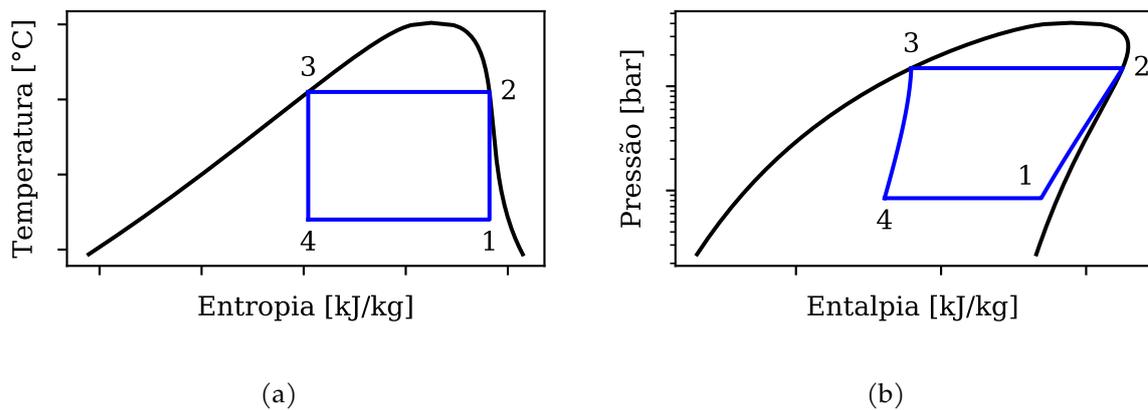


Figura 2 – Diagramas (a) Temperatura-Entropia e (b) Pressão-Entalpia para o ciclo de Carnot

1.2 O APARELHO REFRIGERADOR

No mercado brasileiro, assim como em outros, o refrigerador doméstico mais vendido é do tipo combinado, i.e. possuem compartimento congelador e resfriador separados. Como os refrigeradores combinados representam 84% dos modelos listados pelo INMETRO, a presente investigação tem foco nesse tipo de aparelho. Os refrigeradores combinados podem ser subdivididos em aparelhos de uma e de duas portas (também conhecidos como *duplex*). Os refrigeradores de uma porta, particularmente os mais antigos e atualmente os frigobares (Figura 3a), utilizam um evaporador do tipo *roll-bond*, localizado no topo do compartimento refrigerado. O congelador, nesse tipo de aparelho, consiste no espaço confinado pelo evaporador. O resfriamento tanto do compartimento refrigerado quanto do congelador ocorre por convecção natural. Alguns modelos antigos de refrigerador *duplex* utilizam um evaporador de convecção forçada ou natural no congelador enquanto uma extensão desse mesmo evaporador resfria o *fresh-food* por convecção natural.

Os modelos atuais de refrigeradores *duplex* utilizam, majoritariamente, um sistema de único evaporador, ventilador e um dispositivo conhecido como *damper* para realizar o controle das diferentes temperaturas dos compartimentos (Figuras 3c e 3d). Nesse sistema, o ventilador promove o fluxo de ar sobre o evaporador em direção ao congelador, porém parte do fluxo de ar é desviado para o resfriador através do *damper*. A temperatura do resfriador é controlada por um termostato que determina a posição do *damper*. Já o controle da temperatura no congelador é realizado por outro termostato, o qual liga e desliga o compressor conforme necessário. Dessa forma, tanto a temperatura do resfriador quanto do congelador são mantidas dentro de uma banda específica.



(a) Uma porta e roll-bond



(b) Uma porta e evaporador forçado



(c) Duas portas freezer em baixo



(d) Duas portas freezer em cima

Figura 3 – Alguns tipos de refrigeradores domésticos

Fonte: Whirlpool S.A.

Para refrigeradores combinados pode-se calcular dois COPs, um para o congelador e outro para o resfriador. Tomando as temperaturas de referência -18°C para o congelador e 5°C para o refrigerador, o COP de Carnot é de 5,1 e 10,3, respectivamente (para uma temperatura ambiente de 32°C), sendo esses os máximos valores admissíveis para o COP de cada compartimento refrigerado nas dadas temperaturas de referência.

Portanto, para os níveis de temperatura admitidos, o COP máximo de um refrigerador combinado está entre 5 e 10. Entretanto, dentre os modelos de refrigeradores listados anteriormente, fez-se menção ao uso de apenas um evaporador, sempre responsável pelo resfriamento de ambos os compartimentos. Dessa forma, e em um cenário ideal, a temperatura do evaporador pode ser no máximo igual à do congelador, portanto, o COP desse tipo de refrigerador combinado é, no máximo, 5. Neste ponto, nota-se uma oportunidade de melhoria significativa para os refrigeradores *duplex*: uso de um evaporador adicional – ou de forma mais genérica, uso de evaporadores dedicados para cada compartimento.

De fato, já existem no mercado modelos de refrigeradores combinados que utilizam dois evaporadores. Porém, a maneira como os evaporadores são estruturados no circuito de refrigeração, i.e. a arquitetura de ciclo utilizada, pode influenciar consideravelmente nos ganhos em desempenho. A Figura 4 ilustra algumas das arquiteturas que empregam dois evaporadores em estudo no momento, elencadas a partir de uma busca na literatura aberta. Os ciclos propostos nas Figuras 4a e 4b são semelhantes na sua forma de operação, já que ambos funcionam em dois modos: somente congelador ou ambos evaporadores. A grande diferença entre as duas está no uso do ejetor, o qual já vem sendo discutido nas últimas décadas e seu propósito no ciclo de refrigeração é, em essência, recuperar a energia desperdiçada devido à expansão isentálpica no tubo capilar (RADERMACHER; KIM, 1996; BUTRYMOWICZ et al., 2014). Zhou et al. (2013) alegam que a grande vantagem de se empregar o ejetor é conseguir operar com os dois evaporadores simultaneamente, porém em temperaturas de evaporação distintas, o que não acontece no ciclo estudado por Yoon et al. (2011). Já na Figura 4c, a operação em ambos os evaporadores simultaneamente não ocorre, o compressor funciona ou no congelador ou no resfriador, sendo a vantagem desse ciclo operar em temperaturas de evaporação mais altas durante a operação no resfriador.

Outro ponto a ser destacado é o aprimoramento do aparelho refrigerador a partir do uso de componentes mais eficientes. Nota-se, no entanto, que os ganhos individuais apresentados nos componentes são diluídos nas irreversibilidades inerentes ao sistema de refrigeração (MELO; SILVA, 2010). Dessa forma, deve-

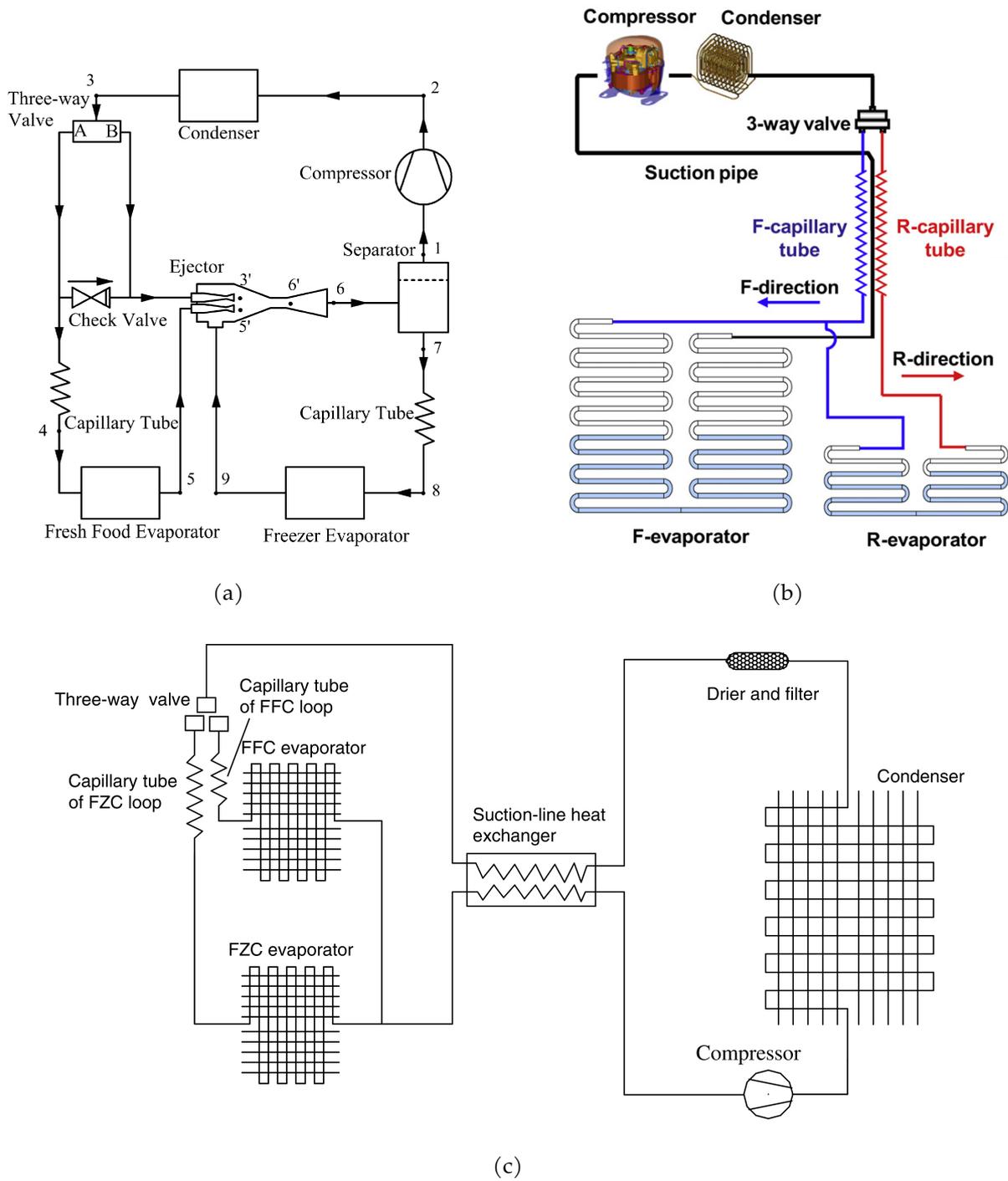


Figura 4 – Arquiteturas de ciclo apresentadas em alguns estudos recentes

Fonte: (a): Zhou et al. (2013), (b): Yoon et al. (2011) e (c): Lu e Ding (2006)

se atentar para a performance do sistema como um todo e não apenas dos componentes individualmente.

Além das melhorias na arquitetura de ciclo e no desempenho dos componentes, outra forma de melhorar o desempenho do aparelho refrigerador é através da unidade de controle. A maior parte dos sistemas de refrigeração domésticos do mercado brasileiro possui compressor de velocidade fixa e dispositivo de expansão com restrição também fixa. Dessa forma, o controle da temperatura nesses aparelhos é realizado pelo método liga/desliga. Contudo, já existem no mercado aparelhos que utilizam compressores de velocidade variável, bem como iniciativas relacionadas ao uso de dispositivos de expansão variável em refrigeradores domésticos (KNABBEN, 2019). Componentes com características variáveis, as quais podem ser manipuladas, podem ser entendidos, na teoria de controle, como atuadores do sistema. Sendo assim, é possível explorar o efeito de diferentes lógicas de controle com os mesmos atuadores (ou até mesmo diferentes atuadores) no desempenho final do aparelho refrigerador.

Visto que efetuar alterações no aparelho refrigerador e avaliar, experimentalmente, o seu desempenho é uma tarefa altamente onerosa – especialmente para empresas que desenvolvem diversos modelos de aparelhos refrigeradores simultaneamente – o uso de ferramentas computacionais para esta finalidade tem sido advogado na literatura (NEGRÃO; HERMES, 2011).

1.3 SIMULAÇÃO DO APARELHO REFRIGERADOR

Existem diversos métodos para se efetuar a simulação de um aparelho refrigerador. Em essência, pode-se optar pela simulação quase-estática, que despreza os transientes internos do sistema de refrigeração¹, ou pela solução completa, que se baseia em equações evolutivas para as temperaturas, pressões e entalpias do fluido refrigerante e ar no gabinete.

1.3.1 Transiente completo

Jakobsen (1995) realizou um trabalho significativamente detalhado no que tange à simulação e otimização de refrigeradores domésticos. Em seu trabalho, foram levantados três modelos: um transiente completo, um quase-estático e um em regime permanente. A modelagem hidrodinâmica dos trocadores de calor foi baseada nas equações de conservação, mas seguiu um esquema de capacitância global. Já para o compressor e capilar foram utilizadas correlações empíricas. A implementação numérica dos modelos quase-estático e completamente transiente

¹Entende-se por transientes internos os efeitos devido a migração de massa no interior do sistema de refrigeração.

foi realizada em Pascal. Embora os resultados obtidos por Jakobsen tenham apresentado boa concordância com os experimentos, o modelo global adotado para os trocadores não é suficiente para capturar apropriadamente o grau de superaquecimento e sub-resfriamento nas saídas do evaporador e condensador, respectivamente.

Shah e Sekulic (2003) também realizaram simulações completamente transientes em ciclos fechados, adotando modelos de fronteiras móveis para os trocadores de calor, que permite obter uma distribuição espacial das propriedades no trocador a um baixo custo computacional. Em contrapartida, é necessário levar em conta todos os estados possíveis do trocador, o que implica em descontinuidades no equacionamento e grande quantidade de condicionantes na implementação. O trabalho realizado por Shah e Sekulic (2003) foi desenvolvido em Matlab (THE MATHWORKS, 2020) e, apesar de apresentar alto nível no desenvolvimento dos modelos matemáticos, foi voltado ao controle do sistema de refrigeração e com foco em aplicações de condicionamento de ar.

Hermes (2000) desenvolveu modelos transientes para os componentes do ciclo de refrigeração de aparelhos domésticos e os validou contra dados experimentais. Nesse caso, os modelos desenvolvidos para os trocadores de calor seguiram um esquema discretizado, onde se faz possível capturar as distribuições espaciais das propriedades dentro do trocador de calor (temperatura, entalpia, título, etc). Posteriormente, Hermes (2006) aprimorou alguns dos modelos previamente desenvolvidos e realizou o acoplamento dos componentes, formulando um modelo transiente para o sistema de refrigeração em ciclo fechado. Hermes (2006) implementou os modelos em FORTRAN77, visando tomar proveito da alta performance dessa linguagem.

1.3.2 Quase-estático

Borges et al. (2011) utilizaram a estratégia de modelagem quase-estática para simular um refrigerador combinado o qual empregava apenas um evaporador com ventilador e *dampers*. O modelo quase-estático reside em assumir graus de superaquecimento e sub-resfriamento nas saídas do evaporador e condensador, respectivamente (JAKOBSEN, 1995; HERMES et al., 2009). O modelo desenvolvido por Borges et al. (2011) foi programado em EES (KLEIN, 2011). Com ele foi possível prever, com erros razoáveis, a dinâmica do sistema de refrigeração, bem como conduzir uma análise de sensibilidade das condutâncias dos trocadores de calor e gabinetes refrigerados.

Em um trabalho posterior, Borges (2013) introduziu um sub-modelo para o capilar, com isso não foi mais necessário prescrever sub-resfriamento na saída do condensador. Além do capilar, Borges (2013) também implementou um modelo

dinâmico para o evaporador (fronteiras móveis), eliminando a necessidade de assumir que a vazão deslocada pelo compressor é igual a do tubo capilar. Dessa maneira, o transiente do evaporador passou a ser capturado pelo modelo. Por fim, Borges (2013) simulou eventos como abertura de portas e formação de geada sobre o evaporador, avaliando o impacto desses fenômenos sobre o desempenho do aparelho refrigerador.

Diniz et al. (2019) realizaram um trabalho com foco no compressor, visando avaliar seu desempenho de forma detalhada durante a operação liga-desliga do aparelho refrigerador. Para tanto, utilizaram um modelo quase-estático para o sistema de refrigeração onde os transientes foram determinados por balanços de energia nos trocadores de calor e no gabinete refrigerado. Em comparação com os dados experimentais, o modelo do compressor apresentou uma boa previsão do diagrama indicado, com desvios de 1% na potência consumida e 3% na vazão mássica. Após a validação, o modelo foi aplicado para investigar possíveis melhorias no compressor, avaliando o COP do sistema de refrigeração.

1.3.3 Síntese

Pode-se concluir dos trabalhos que foram levantados que o modelo quase-estático é consideravelmente mais leve que o transiente completo. Por exemplo, Jakobsen (1995) reportou que o método quase-estático é cerca de 60 vezes mais rápido que o transiente completo². Também nota-se o baixo custo computacional da estratégia quase-estática nos trabalhos de Borges (2013) e Diniz et al. (2019) onde foi possível, respectivamente, simular a abertura de portas com formação de geada e avaliar o comportamento do compressor em conjunto com a operação do sistema de refrigeração. Ainda assim, nada se pode afirmar com relação ao uso do modelo quase-estático ou transiente completo em refrigeradores de dois evaporadores.

1.4 PLATAFORMA DE SIMULAÇÃO

Os trabalhos citados anteriormente foram desenvolvidos nas mais diversas linguagens/plataformas de programação: Pascal (JAKOBSEN, 1995), FORTRAN77 (HERMES, 2000, 2006), MATLAB (SHAH; SEKULIC, 2003), EES (BORGES, 2013), as quais são linguagens de programação estruturada, com exceção do EES, o qual é baseado em equações. Nos últimos 25 anos, os avanços em ciências da computação foram consideráveis: em 1995 Jakobsen menciona o uso de um computador equipado com processador Pentium 60 MHz. Atualmente, um

²Jakobsen (1995) reportou que o modelo quase-estático foi capaz de simular um ciclo de 40 min em cerca de 2 min de CPU, já o transiente completo levou 2 h de CPU no melhor dos cenários.

computador comum, ou até mesmo telefones celulares, utilizam processadores que trabalham em frequências na ordem de GHz com múltiplos núcleos. Além dos avanços em *hardware*, também surgiram novas linguagens de programação, dentre elas destaca-se o Modelica.

Similarmente ao EES, trata-se de uma linguagem baseada em equações e orientada a objetos, bastante popular no setor automotivo (MODELICA ASSOCIATION, 2020). Outras características peculiares do Modelica são: modelagem multi-domínio (e.g. térmico, hidráulico, elétrico, etc) e programação gráfica, as quais facilitaram a sua disseminação. A linguagem Modelica foi lançada em 1997 e, pelo seu caráter aberto e direcionamento à modelagem matemática de fenômenos transientes, tomou força no meio acadêmico por volta de 2010, como se pode ver pela Figura 5, com certa popularidade também em meio ao setor de refrigeração. A linguagem é utilizada em diversas plataformas (Dymola, OpenModelica, Simplorer, etc) e geralmente distribuída em conjunto com a biblioteca padrão do Modelica, onde são disponibilizados diversos modelos matemáticos pré-programados. Ainda assim, na biblioteca padrão há uma falta de modelos apropriados para sistemas de baixa capacidade, i.e. refrigeração doméstica (DINIZ et al., 2019).

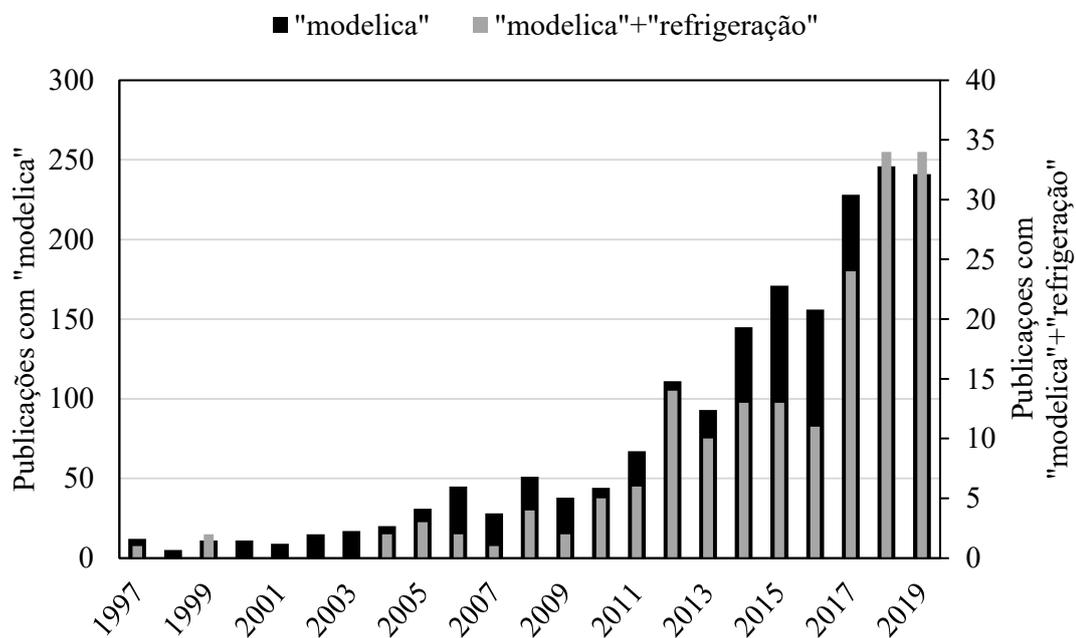


Figura 5 – Número de publicações contendo somente “modelica” e “modelica+refrigeração” (ordenada à direita) ao longo dos anos

Fonte: Elsevier B.V.

1.5 OBJETIVOS

Em vista do que foi exposto, tem-se como meta para este estudo desenvolver um modelo transiente completo e outro quase-estático, ambos capazes de prever o desempenho de sistemas de refrigeração em relação a mudanças seja no desempenho dos componentes, na arquitetura de ciclo ou na lógica de controle, a fim de compará-los. Para tanto, os seguintes objetivos específicos foram elencados:

- Obter dados experimentais tanto no nível do componente como no do sistema de um refrigerador com dois evaporadores em paralelo;
- Analisar modelos da literatura aberta para os componentes convencionais de um sistema de refrigeração: compressor, trocadores de calor (evaporador e condensador), dispositivo de expansão (tubo capilar) e gabinete refrigerado;
- Implementar os modelos de componentes na linguagem Modelica visando a programação gráfica do ciclo de refrigeração;
- Validar individualmente os modelos dos componentes contra dados experimentais;
- Acoplar os componentes formando o modelo do sistema de refrigeração para um refrigerador com arquitetura de ciclo de dois evaporadores em paralelo (tanto quase-estático quanto transiente completo);
- Validar o modelo do sistema de refrigeração contra os dados experimentais obtidos anteriormente (tanto quase-estático quanto transiente completo).

2 TRABALHO EXPERIMENTAL

Neste capítulo serão detalhadas as características principais do aparelho refrigerador de referência, bem como os procedimentos experimentais adotados. Testes de caracterização foram realizados tanto com o sistema de refrigeração como um todo, quanto com os componentes que o constituem (trocadores de calor, ventiladores, compressor, gabinete refrigerado, dentre outros).

2.1 REFRIGERADOR BASE

O refrigerador de referência para este trabalho representa o estado-da-arte atual no quesito arquitetura do sistema de refrigeração (Figura 6). O aparelho é classificado como um *french-door bottom-mount* (FDBM), o que significa que o congelador encontra-se abaixo do refrigerador (*bottom-mount*) e que as portas do *fresh-food* abrem lado a lado (*french-door*). Adicionalmente, esse refrigerador possui uma máquina de fazer gelo (*ice maker*), localizada na porta direita do compartimento refrigerado. Ambos os compartimentos, *freezer* e *fresh-food*, são *frost-free*, ou seja, possuem tecnologia de degelo automático. O sistema de refrigeração utilizado nesse aparelho conta com dois evaporadores, um dedicado para o compartimento refrigerador e outro compartilhado entre o congelador e a máquina de fazer gelo.

O circuito de refrigeração em questão, ilustrado na Figura 7, consiste nos seguintes componentes: (i) compressor, (ii) tubo de aquecimento do flange (TAF), (iii) filtro secador, (iv) condensador, (v) válvula de 3 vias, (vi) tubos capilares, (vii) evaporadores, (viii) trocadores de calor internos e (ix) válvula de retenção. O aparelho refrigerador como um todo conta ainda com outros componentes, como os gabinetes refrigerados, ventiladores, resistor de degelo e placa de controle. O levantamento de todos os componentes é importante tanto para a etapa de planejamento dos experimentos quanto para o levantamento dos modelos matemáticos.

O circuito de refrigeração funciona com fluido de trabalho tetrafluoretano (HFC-134a) da seguinte maneira, o compressor desloca o fluido refrigerante dos evaporadores (lado de baixa pressão) para o condensador (lado de alta pressão). Assim que deixa o condensador, o fluido refrigerante passa pelo TAF e filtro secador, cujas funções são, respectivamente, prevenir a formação de condensado nas gaxetas do congelador e remover qualquer resquício de umidade presente no fluido refrigerante. Em seguida, o fluido passa por uma válvula de 3 vias, comandada por um motor de passo, que direciona o refrigerante para um dos circuitos: *freezer* ou *fresh-food* (nunca para os dois ao mesmo tempo). A direção da válvula é determinada pela lógica de controle empregada. Adiante, o

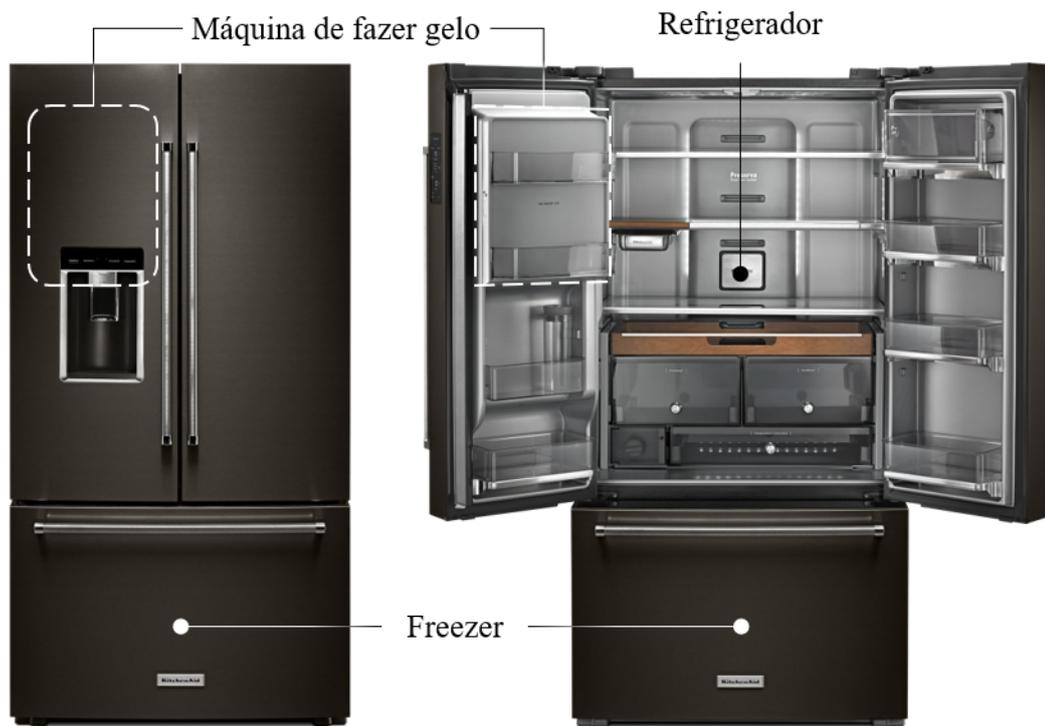


Figura 6 – Refrigerador referência para o presente trabalho

Fonte: Adaptado de Whirlpool S.A.

fluido refrigerante passa pelo tubo capilar, onde sofre um processo de expansão com troca de calor e chega ao evaporador. Após absorver o calor do espaço refrigerado, o fluido sai do evaporador e passa novamente pelo trocador de calor interno (ou trocador de calor tubo capilar-linha de sucção) e, por fim, retorna ao compressor, fechando assim o circuito de refrigeração.

Algumas particularidades do circuito podem ser destacadas como, por exemplo, a válvula de retenção na saída do evaporador do congelador, que tem como objetivo interromper o fluxo de refrigerante do evaporador do *fresh-food* para o evaporador do *freezer*. Sem a válvula, o evaporador do *freezer* passaria a operar como um condensador³ durante a operação no *fresh-food*, aumentando a retenção de refrigerante no evaporador do *freezer*. Entretanto, ao empregar-se a válvula de retenção no circuito, uma parcela do refrigerante na forma líquida fica presa no evaporador do congelador. Para aumentar a quantidade de refrigerante circulando durante a operação no *fresh-food* faz-se então a evacuação do evaporador do *freezer*. Para esse fim, mantém-se o compressor ligado, porém com a válvula de três vias na posição fechada, bombeando o refrigerante contido no evaporador do *freezer* para o condensador. Isso é feito por um breve período,

³Como a temperatura no *freezer* tende a ser menor que a temperatura de evaporação do *fresh-food*, o refrigerante passa a condensar no trocador de calor do *freezer*, o que é altamente indesejado.

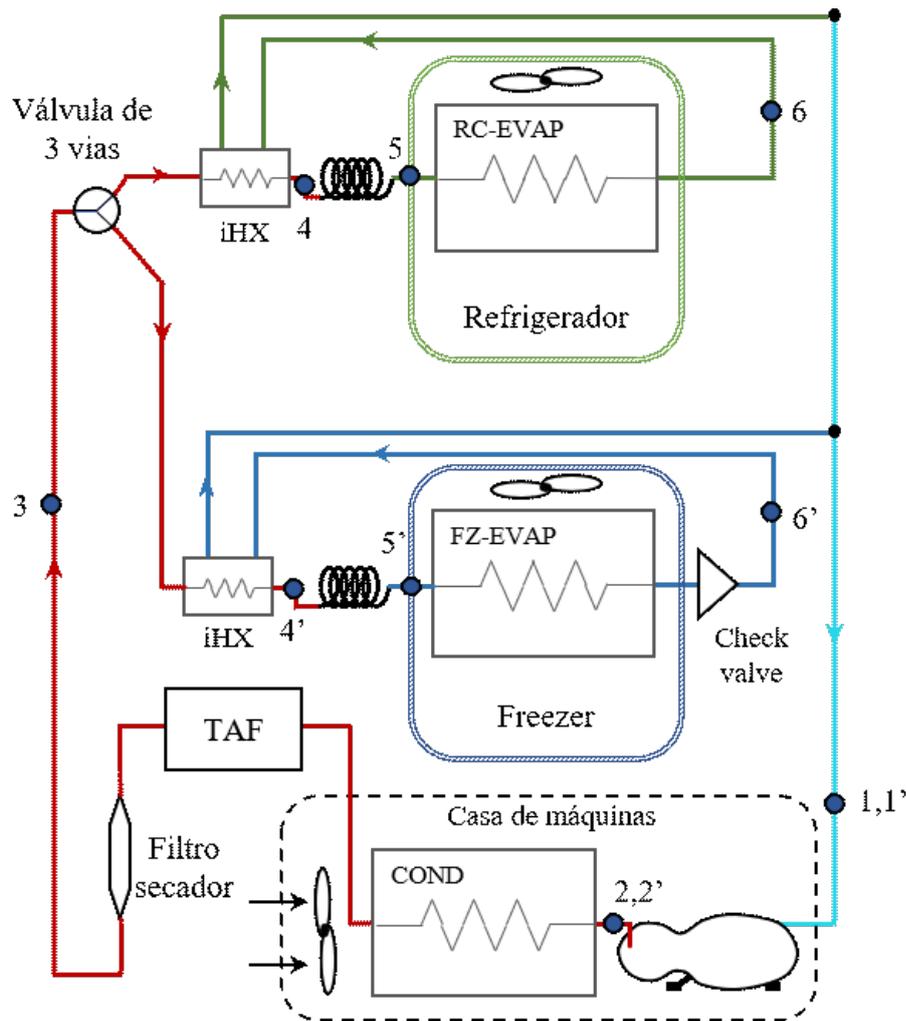


Figura 7 – Circuito de refrigeração do aparelho ilustrado na Figura 6

conhecido como tempo de evacuação do freezer (ou *pump out time*).

2.2 CARACTERIZAÇÃO DOS COMPONENTES

2.2.1 Caracterização do gabinete

O gabinete refrigerado não faz parte do circuito de refrigeração por si só, porém é um componente essencial para o funcionamento apropriado do refrigerador. A caracterização do mesmo consiste em determinar: (i) a condutância de calor global das paredes (UA), (ii) a impedância do circuito de ar, (iii) a capacidade térmica das paredes e prateleiras e (iv) a geometria do gabinete, i.e. volume interno, espessura de paredes, etc.

A condutância global das paredes é determinada a partir do teste de fluxo de calor reverso, ilustrado na Figura 8. Nesse teste, o gabinete, instrumentado com termopares, é posto em uma câmara climatizada com resistores elétricos dentro dos compartimentos refrigerados. A temperatura interna do gabinete é

então controlada por meio da dissipação de calor nos resistores. Dispositivos de controle do tipo PID são responsáveis por regular a tensão aplicada sobre os resistores, modulando a potência dissipada. O calor dissipado é medido através de um analisador de potência Yokogawa WT230. Por fim, ao atingir o regime permanente, é possível calcular a condutância global dos compartimentos refrigerados por meio de balanços de energia.

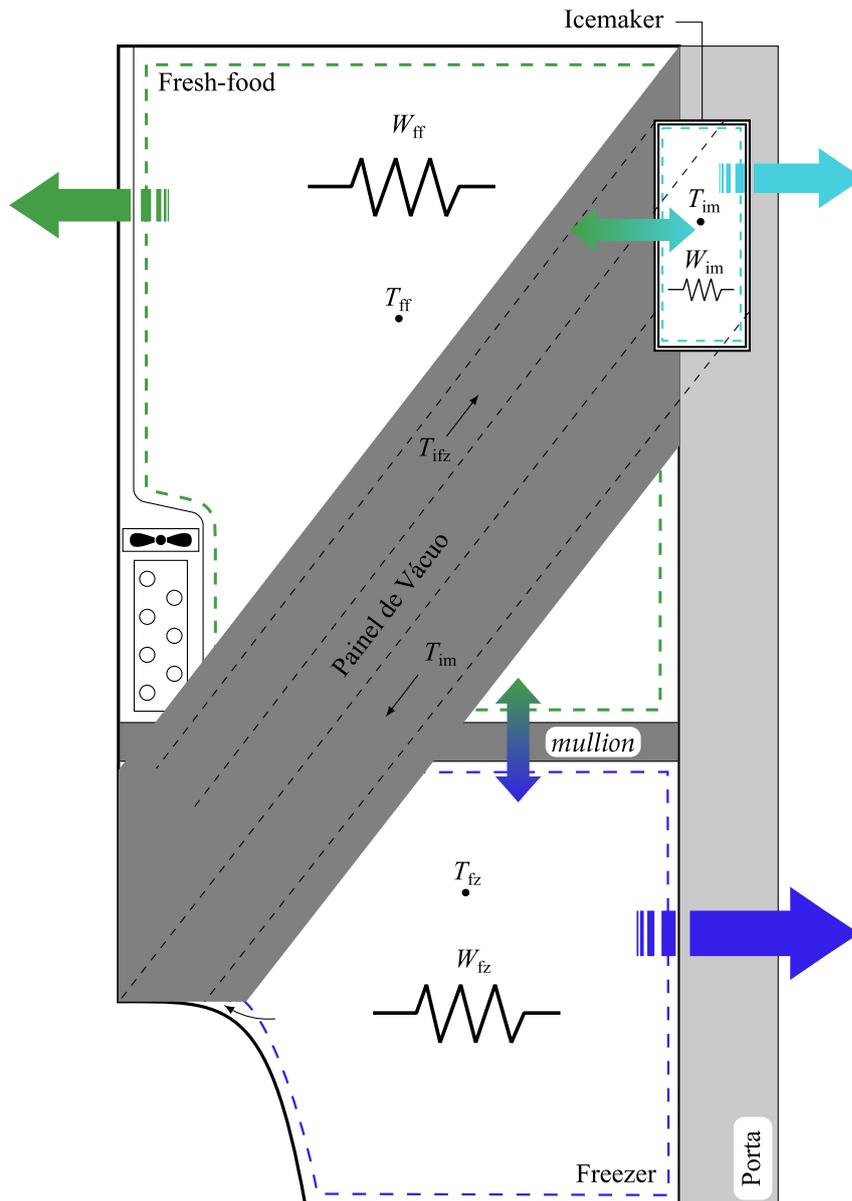


Figura 8 – Esquema do teste de fluxo de calor reverso

O refrigerador base utilizado no presente estudo possui três compartimentos refrigerados, os quais trocam calor entre si e com o ambiente externo, conforme a Figura 8. As linhas tracejadas da figura denotam os volumes de controle para os balanços de energia, enquanto as setas denotam a transferência de calor (calculada a partir da condutância). Nota-se que existem cinco condutâncias

a serem determinadas, porém somente três balanços de energia podem ser efetuados em cada um dos compartimentos indicados:

$$UA_{ff}(T_{amb} - T_{ff}) + UA_{ff-fz}(T_{ff} - T_{fz}) + UA_{ff-im}(T_{ff} - T_{im}) + \dot{W}_{ff} = 0 \quad (2.1)$$

$$UA_{fz}(T_{amb} - T_{fz}) + UA_{ff-fz}(T_{fz} - T_{ff}) + \rho \dot{V}_{fz} c_p (T_{i,fz} - T_{fz}) + \dot{W}_{fz} = 0 \quad (2.2)$$

$$UA_{im}(T_{amb} - T_{im}) + UA_{ff-im}(T_{im} - T_{ff}) + \rho \dot{V}_{im} c_p (T_{i,fz} - T_{im}) + \dot{W}_{im} = 0 \quad (2.3)$$

onde os subíndices 'ff', 'fz' e 'im' referem-se, respectivamente, ao resfriador (*fresh-food*), congelador (*freezer*) e máquina de fazer gelo (*ice maker*), já o subíndice 'i' refere-se ao ar insuflado, ρ e c_p são, respectivamente, a densidade e calor específico do ar e \dot{V} é a vazão volumétrica de ar.

Sendo assim, são necessários, no mínimo, cinco testes experimentais, linearmente independentes entre si, para que seja possível encontrar um conjunto de condutâncias que satisfaça os três balanços de energia simultaneamente.

Tabela 1 – Resultados dos testes de fluxo de calor reverso

Teste	Amb[°C]	Resfriador		Congelador		Icemaker		Erro [%]
		T[°C]	\dot{W} [W]	T[°C]	\dot{W} [W]	T[°C]	\dot{W} [W]	
1'	15,2	34,9	25,3	50,0	31,3	61,0	9,6	13,0
2'	15,4	45,2	57,6	40,1	17,8	50,2	3,7	-2,2
3'	15,5	49,9	70,1	49,8	28,2	49,9	2,4	3,0
4'	15,2	30,1	27,0	30,3	11,0	29,8	1,0	8,3
1	15,1	58,1	80,7	57,7	38,1	58,2	3,3	0,0
2	15,2	56,0	80,4	40,3	17,7	56,4	3,0	-5,8
3	15,5	40,0	35,9	39,8	19,1	55,0	6,3	-7,5

A Tabela 1 mostra os testes realizados para determinação dos valores de UA . Utilizando os dados da Tabela 1 juntamente com os balanços de energia das Equações 2.1 a 2.3, chega-se a um conjunto de condutâncias que minimiza o erro nos balanços de energia:

$$\begin{aligned} UA_{ff} &= 1,941 \text{ W/K} & UA_{ff-fz} &= 0,285 \text{ W/K} \\ UA_{fz} &= 0,832 \text{ W/K} & UA_{ff-im} &= 0,290 \text{ W/K} \\ UA_{im} &= 0,071 \text{ W/K} \end{aligned} \quad (2.4)$$

A curva de impedância do circuito de ar nada mais é do que a relação funcional entre a perda de carga no circuito, proveniente do atrito viscoso, e a vazão escoando pelo circuito. Essa curva pode ser obtida empregando-se um túnel de vento (Figura 9), equipado com um ventilador auxiliar de rotação variável, um bocal calibrado e transdutores de pressão diferencial. O ventilador auxiliar é utilizado para controlar a pressão de sucção do ventilador da seção de testes na pressão atmosférica. Já o bocal calibrado serve para calcular a

vazão volumétrica a partir da diferença de pressão medida pelo transdutor. Dessa forma, é possível variar a vazão promovida pelo ventilador e medir a diferença de pressão sobre mesmo, levantando assim a curva de performance do ventilador. Mais detalhes sobre o funcionamento dessa bancada podem ser encontrados no trabalho de Knabben et al. (2014).

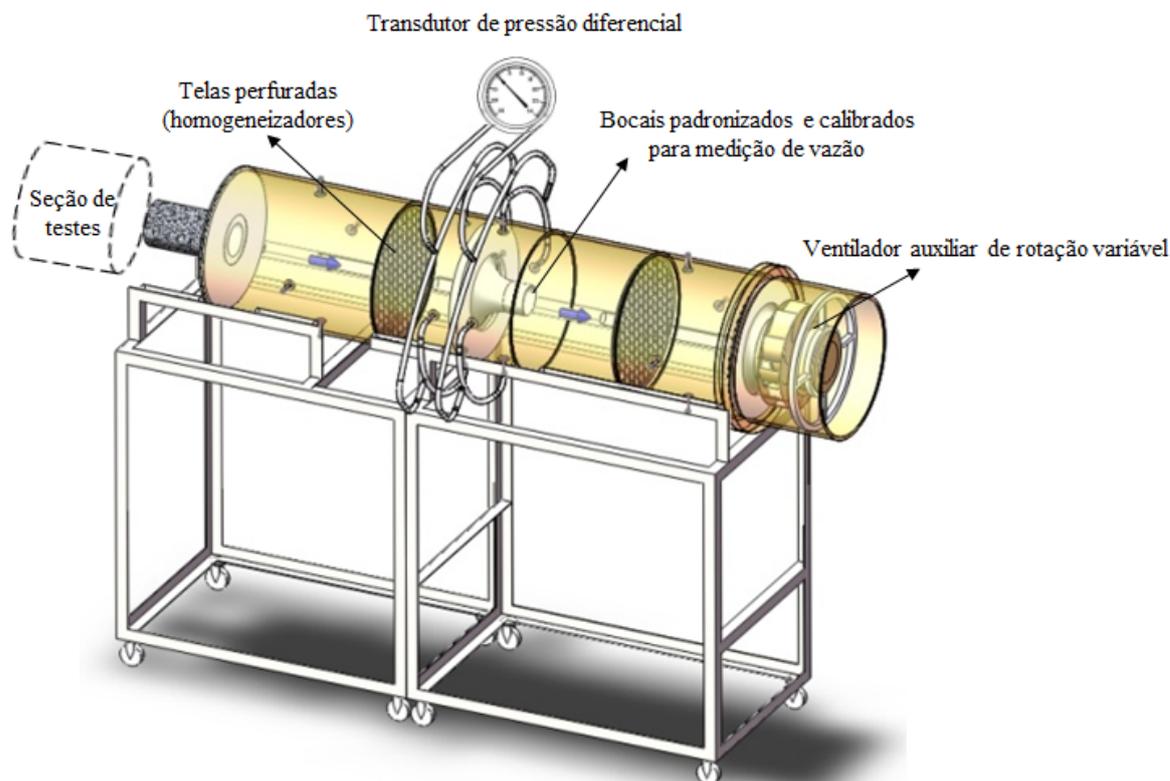


Figura 9 – Túnel de vento utilizado para levantar a curva de impedância do circuito de ar e a curva de performance dos ventiladores

Fonte: Knabben et al. (2014)

As curvas de impedância do circuito de ar do resfriador, congelador, máquina de gelo e da casa de máquinas, podem ser vistas nas Figuras 10 à 13.

2.2.2 Ventiladores

Os ventiladores, assim como o gabinete, também fazem parte do circuito de ar. O uso dos ventiladores tem se tornado cada vez mais comum nos refrigeradores domésticos, especialmente nos do tipo *frost-free*. A grande vantagem de se empregar um ventilador é o aumento da capacidade de transferência de calor do evaporador. Deve-se notar, entretanto, que toda a potência utilizada pelo ventilador é dissipada no interior do gabinete refrigerado na forma de calor, de modo que o uso de um ventilador implica em um aumento tanto no consumo de energia quanto na carga térmica.

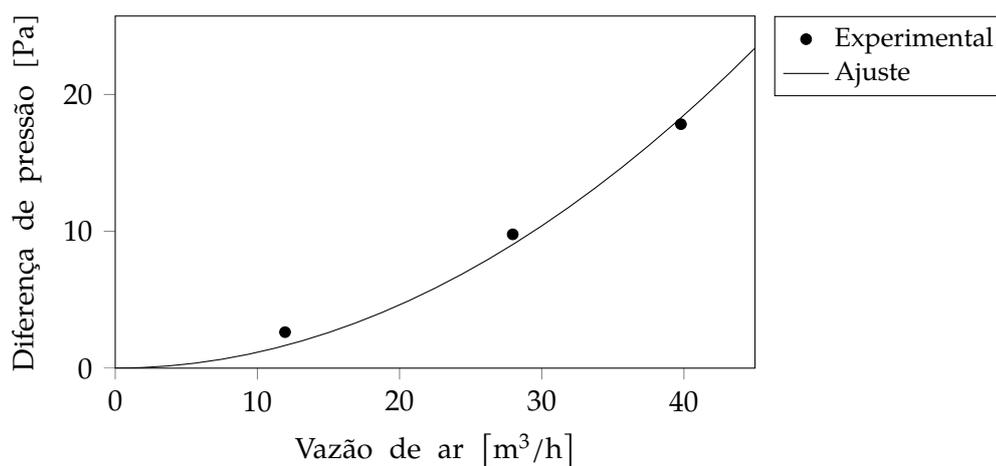


Figura 10 – Curva de impedância da casa de máquinas

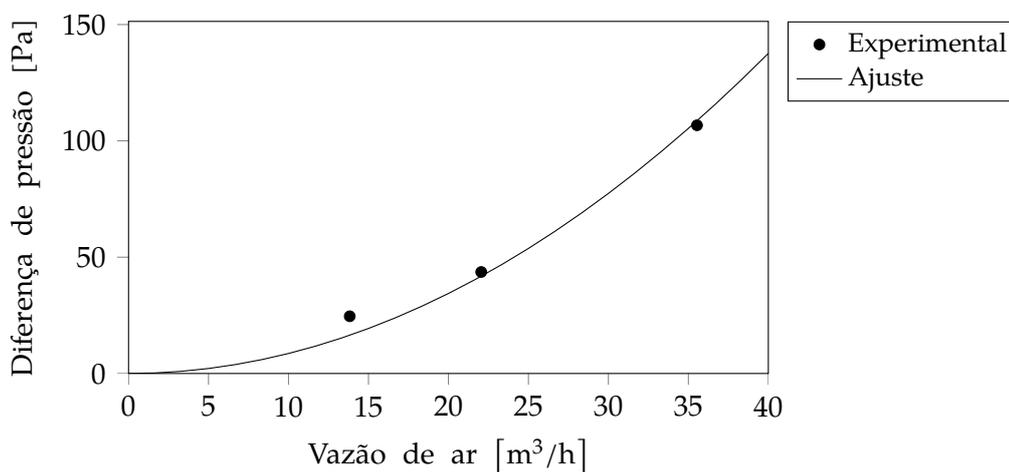


Figura 11 – Curva de impedância do resfriador

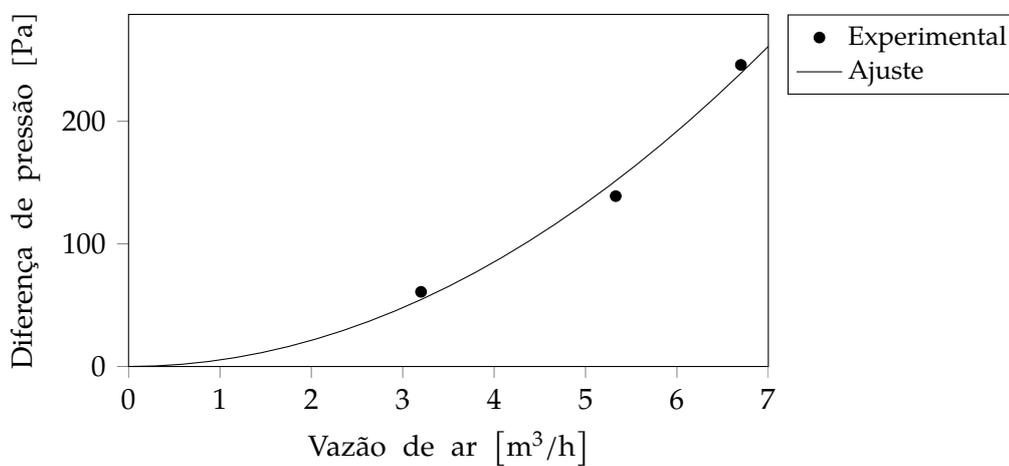


Figura 12 – Curva de impedância da máquina de fazer gelo

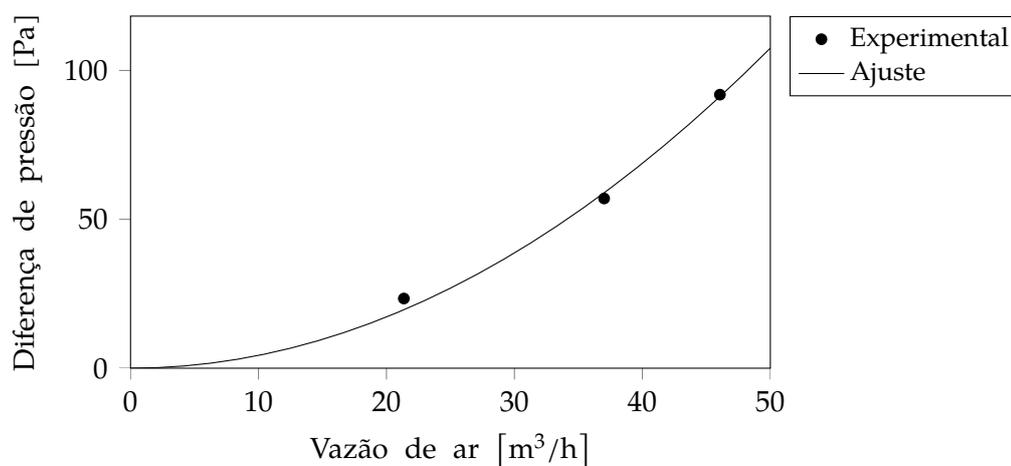


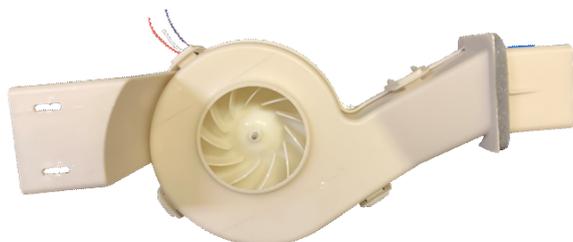
Figura 13 – Curva de impedância do congelador



(a) Ventilador do *fresh-food*



(b) Ventilador do *freezer*



(c) Ventilador do *ice maker*



(d) Ventilador da casa de máquinas

Figura 14 – Ventiladores empregados no refrigerador em estudo

Existem quatro ventiladores no refrigerador de referência, mostrados na Figura 14, um para cada circuito de ar: refrigerador, congelador, máquina de fazer gelo e casa de máquinas. Os três ventiladores dos compartimentos refrigerados são do tipo radial, possuem o mesmo motor e rotor, porém estão montados em volutas diferentes. Já o ventilador da casa da máquinas é do tipo axial. A Figura 15 mostra um diagrama dos circuitos de ar no refrigerador. Todos os quatro ventiladores possuem rotação variável, a qual pode ser controlada a partir de um sinal de tensão de modulação por largura de pulso (*pulse width modulation*) (PWM).

O ventilador, ao rotacionar as pás, promove uma diferença de pressão entre montante e jusante, a qual pode ser vista como o potencial para promover o escoamento. Os outros componentes do circuito de ar (tubulação, trocadores de calor) freiam o escoamento devido ao atrito viscoso, atuando como impedâncias do fluxo de ar. Dessa forma, pode-se correlacionar a vazão do ventilador com a diferença de pressão promovida pelo mesmo, correlação conhecida como a curva característica do ventilador. O mesmo tipo de curva pode ser obtido para o resto do circuito de ar, somando as curvas de impedância dos dutos e trocadores de calor. O cruzamento da curva característica do ventilador com a de impedância resulta no ponto de operação do circuito de ar.

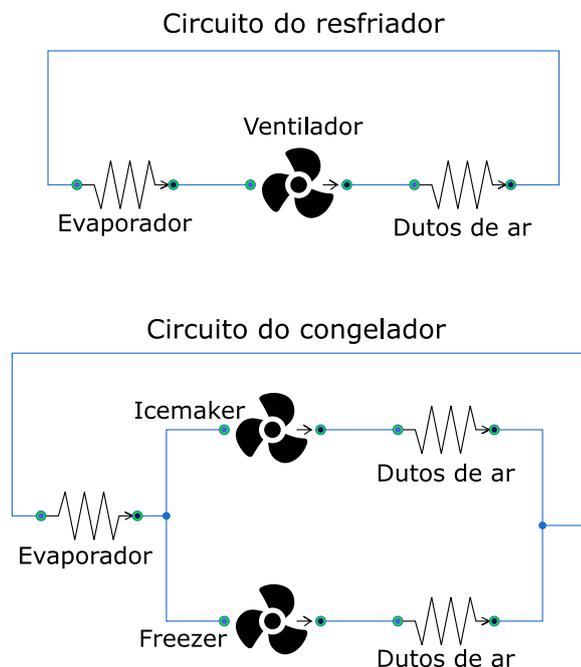


Figura 15 – Diagrama elétrico equivalente dos circuitos de ar no refrigerador

Visando determinar a curva de performance dos ventiladores, os mesmos foram removidos do refrigerador e instalados no mesmo túnel de vento utilizado para levantar a curva de impedância do circuito de ar (Figura 9).

As Figuras 16 a 19 mostram as curvas características levantadas para cada ventilador nas velocidades de 50 e 100%. Também foi avaliado o consumo de energia em função da velocidade dos ventiladores, mostrado na Figura 20. O consumo apresentou um comportamento praticamente linear em função do *duty cycle* (*dc*) do sinal PWM enviado ao ventilador: $\dot{W} = 4.36dc - 1.21$ [W], sendo 1 equivalente à velocidade máxima (100%) e 0 à mínima⁴.

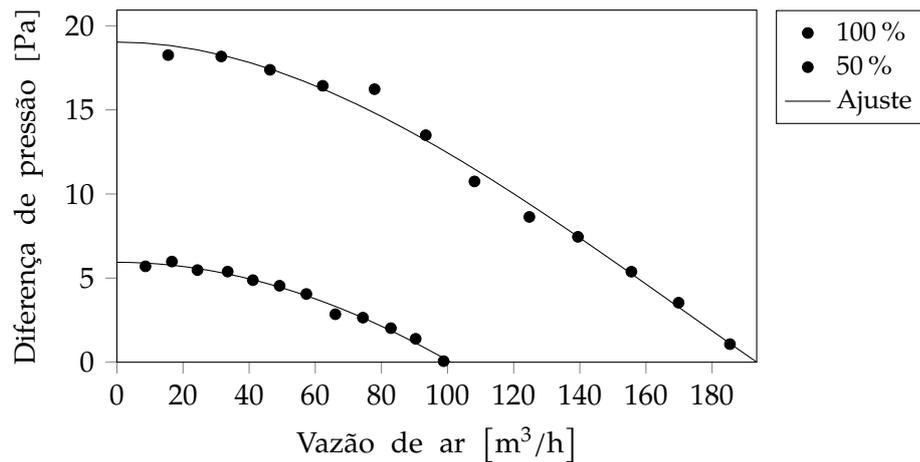


Figura 16 – Curva do ventilador da casa de máquinas

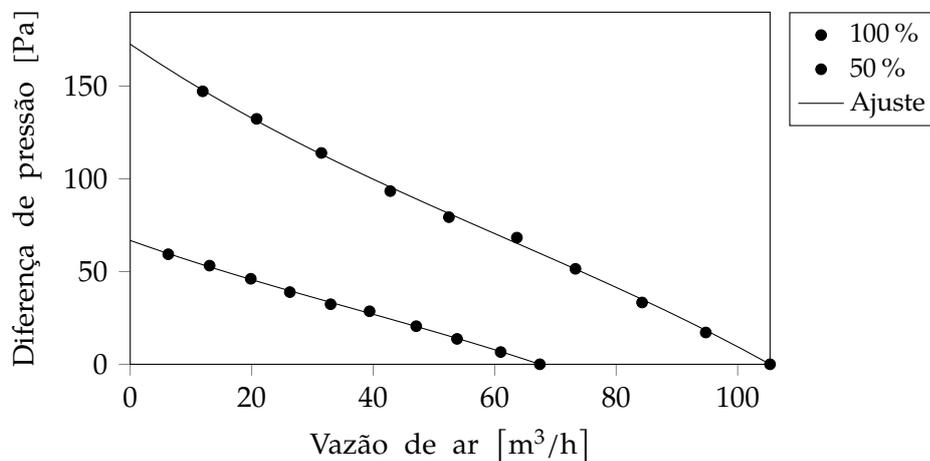


Figura 17 – Curva do ventilador do resfriador

⁴A velocidade mínima real do ventilador acontece em um sinal de aproximadamente 20%, abaixo do qual o motor não tem torque suficiente para iniciar o movimento.

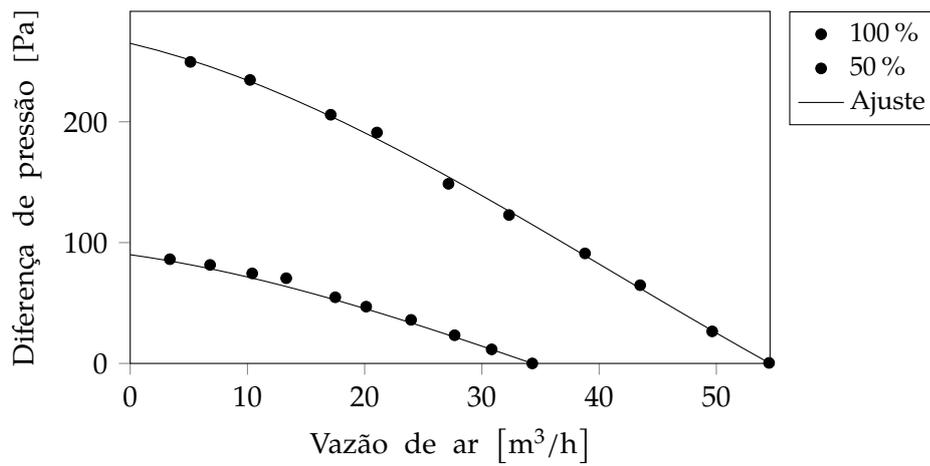


Figura 18 – Curva do ventilador da máquina de fazer gelo

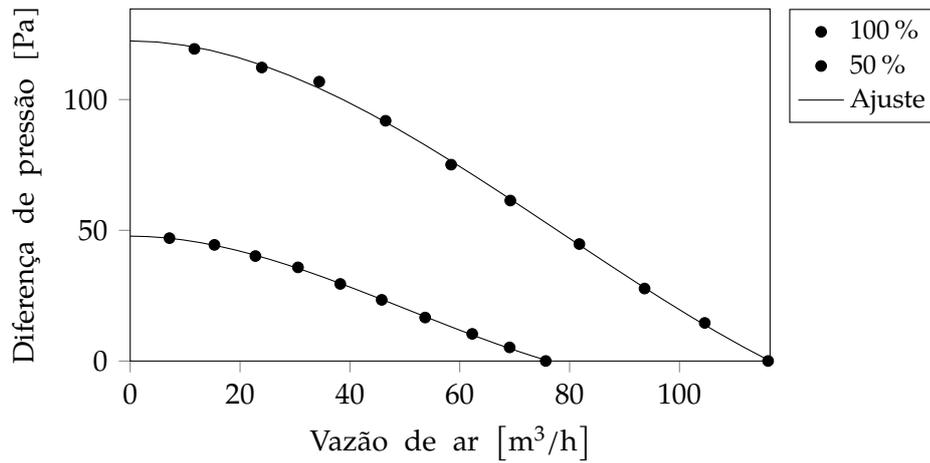


Figura 19 – Curva do ventilador do congelador

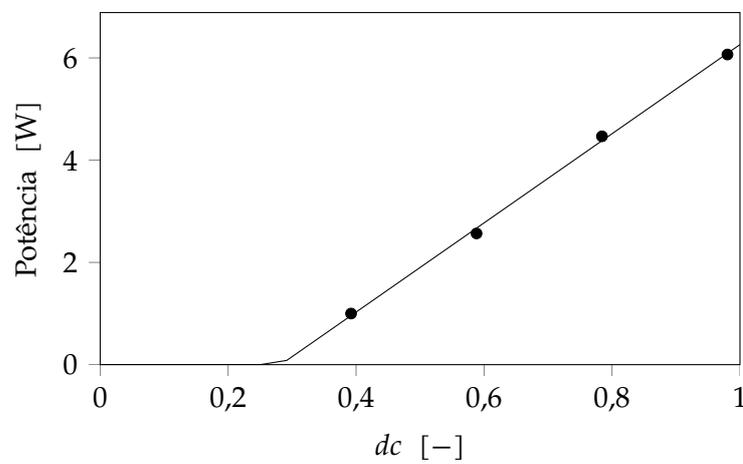


Figura 20 – Curva de consumo dos ventiladores do freezer, refrigerador e ice maker em função do duty cycle do sinal PWM

2.2.3 Trocadores de calor

O refrigerador do presente estudo conta com três trocadores de calor: dois evaporadores e um condensador. Os evaporadores são ambos do tipo tubo-aleta e manufaturados em alumínio, ilustrados na Figura 21. Já o condensador é do tipo aletas espirais e é fabricado em aço (Figura 22). Uma característica compartilhada entre os três trocadores é que todos são do tipo forçado, i.e. são combinados com um ventilador. As características geométricas dos trocadores estão detalhadas no Apêndice A.



(a) Evaporador do *fresh-food*

(b) Evaporador do *freezer*

Figura 21 – Evaporadores empregados no refrigerador em estudo



Figura 22 – Condensador empregado no refrigerador em estudo

Assim como para os ventiladores, os trocadores de calor podem ser caracterizados com curvas características. No caso dos trocadores, além da curva de impedância, também é de interesse o comportamento da condutância térmica em função da vazão de ar que escoá sobre o trocador. Sendo assim, é necessário utilizar um outro túnel de vento, acoplado a um circuito de água, possibilitando medir tanto a vazão de ar escoando sobre o trocador quanto a taxa de transferência de calor do mesmo.

O túnel utilizado para esse propósito está ilustrado na Figura 23. Além dos componentes empregados no túnel discutido na seção referente aos ventiladores, o túnel da Figura 23 conta com um banco de termopares na entrada e saída da seção de testes (onde fica o trocador de calor). Adicionalmente, é necessário um circuito de água para promover o aquecimento do trocador de calor. Nesse circuito, uma bomba hidráulica desloca água de um banho termostático para o trocador de calor, onde perde calor para a corrente de ar e retorna para o banho termostático. Sondas termopares registram a temperatura na entrada e saída do trocador de calor e um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis registra a vazão de água. Por fim, uma unidade de controle mantém a diferença de temperatura entre a entrada e saída do trocador sempre menor que 3°C , a partir do controle da rotação da bomba hidráulica.

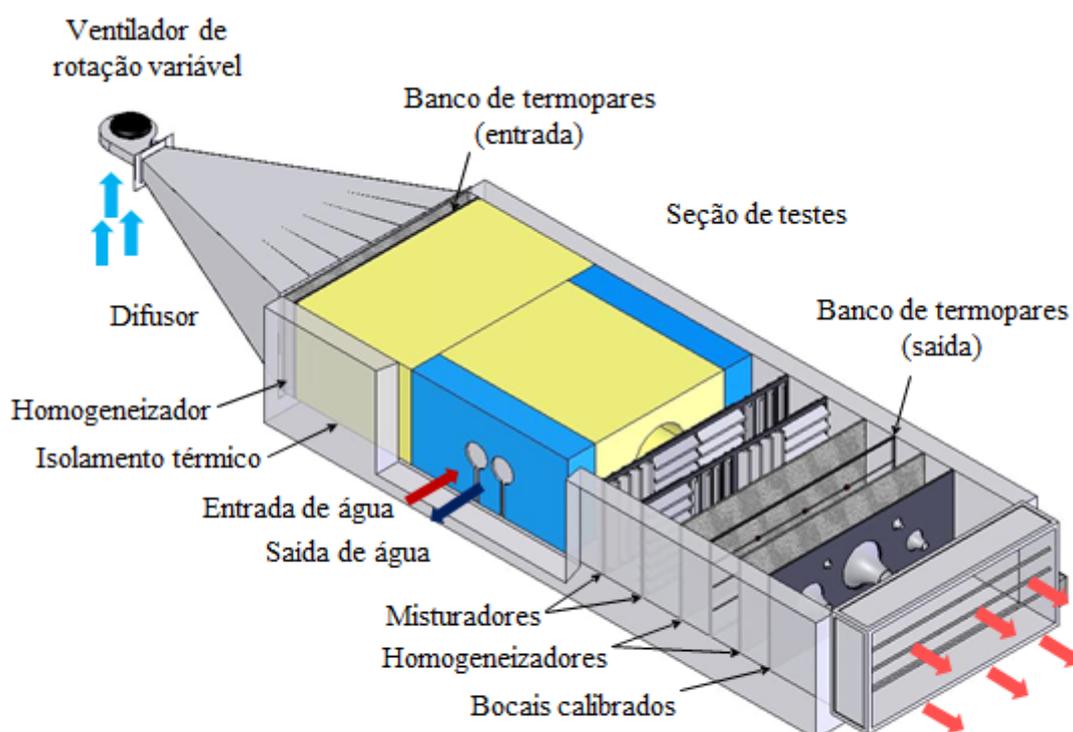


Figura 23 – Túnel de vento utilizado para levantar a curva de condutância e impedância dos trocadores de calor

Fonte: Barbosa Jr e Hartmann (2012)

Um teste bem controlado consiste, para uma determinada vazão de ar, em ajustar a vazão de água que atende ao critério de diferença de temperatura estipulado. Após atingir o regime permanente, registra-se as medições de vazão de ar, água e temperatura na entrada e saída do trocador tanto pelo lado do

ar, quanto pelo lado da água. De posse dessas informações, é possível calcular a condutância do trocador de calor através do método da efetividade-NUT (INCROPERA et al., 2008).

A Figura 24 mostra a condutância calculada para cada trocador em função da vazão de ar imposta sobre o mesmo. Já a Figura 25 mostra a curva de impedância dos trocadores.

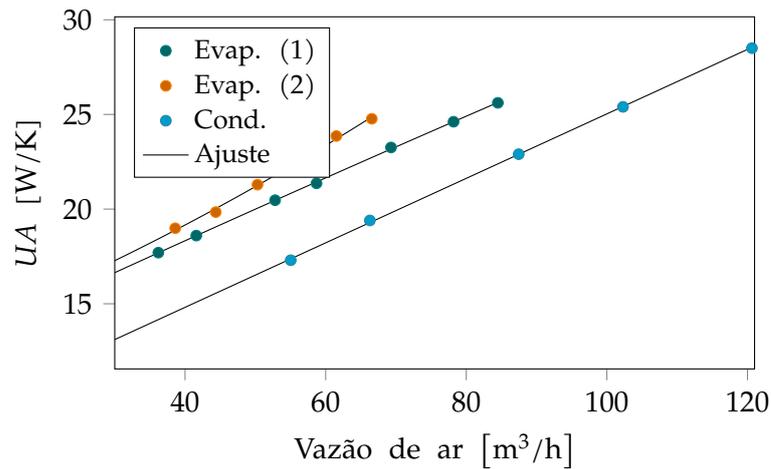


Figura 24 – Curvas características de transferência de calor dos trocadores de calor: evaporador (1) do resfriador, (2) do congelador e condensador

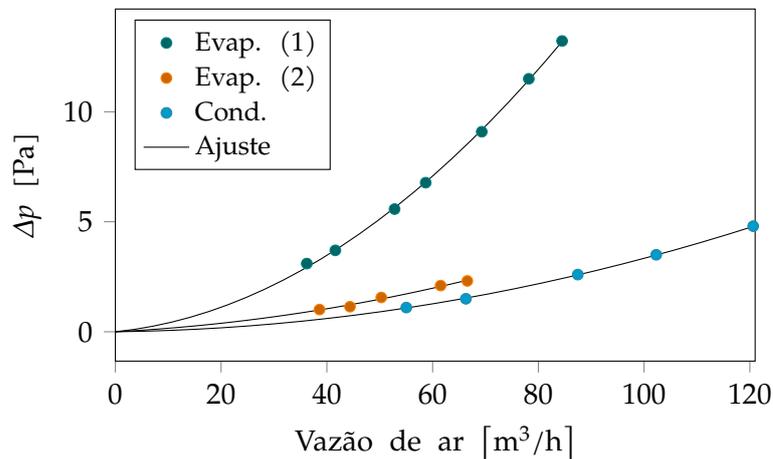


Figura 25 – Curvas características de impedância dos trocadores de calor: evaporador (1) do refrigerador, (2) do congelador e condensador

2.2.4 Tubo capilar

Uma válvula de três vias (Figura 26) liga o condensador a dois tubos capilares. A válvula opera com 4 posições distintas: (i) completamente aberta (posição também referida como home), (ii) aberta para o lado A, (iii) completamente

fechada e (iv) aberta somente aberta para o lado B. A Figura 27 mostra o estado de abertura de cada via em função da posição (número de passos) da válvula. Dois fins-de-curso previnem a válvula de ir além das posições em 0 e 54 passos. Visto que a válvula é acoplada diretamente no dispositivo de expansão, a perda de carga (impedância) da mesma foi desconsiderada frente a do tubo capilar.

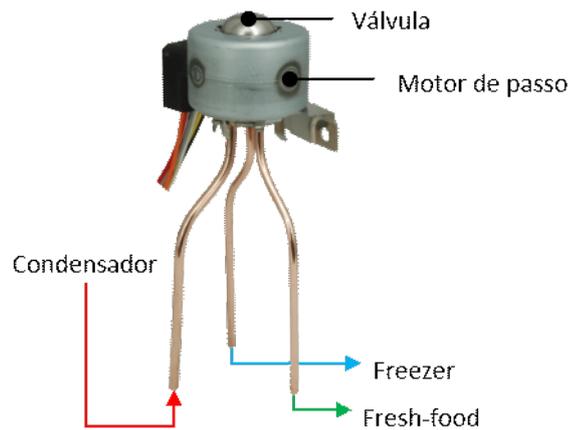


Figura 26 – Válvula de três vias com motor de passo

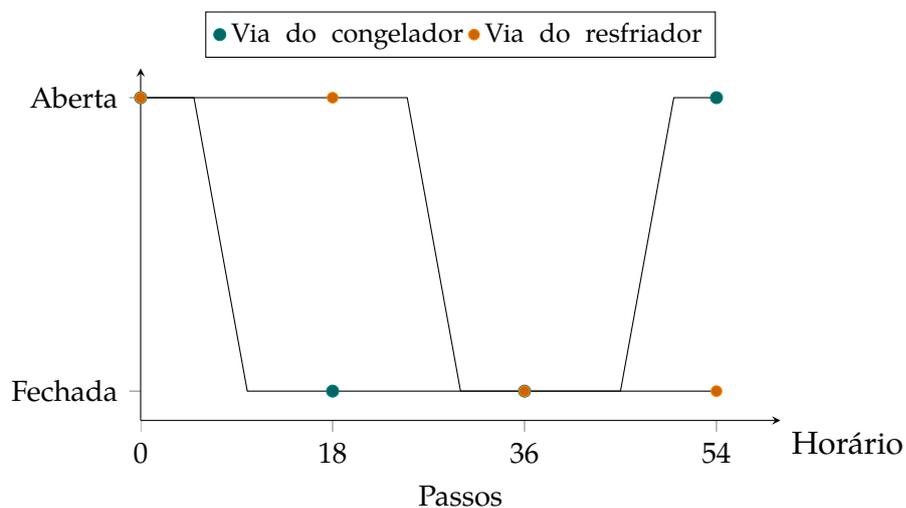


Figura 27 – Diagrama de abertura da válvula de 3 vias

Os tubos capilares são feitos de cobre e encontram-se dentro do material isolante injetado nas paredes do gabinete. É recorrente que os tubos capilares possuam diâmetros significativamente diferentes que o diâmetro nominal, fornecido pelo fabricante. Por conta disso, efetuou-se uma medição do diâmetro do capilar. Tipicamente, três métodos diferentes podem ser utilizados: (i) tomografia, (ii) vazão de Nitrogênio e (iii) imagem em microscópio. A tomografia oferece exatidão e rapidez, porém a um alto custo. Já a medição

via vazão de Nitrogênio, além de rápida tem baixo custo, embora necessite que o comprimento do capilar seja conhecido a priori. Por fim, a medição por microscópio requer um processo oneroso de embutimento, porém oferece exatidão a um custo moderado. Gómez (2014) utilizou os três métodos em seu trabalho e concluiu que as incertezas de medição são similares para todos. Como o comprimento do capilar tem um impacto menos significativo que o diâmetro, utilizou-se o comprimento nominal para determinar o diâmetro efetivo por meio da vazão de Nitrogênio.

Sendo assim, coloca-se a entrada do capilar na bancada ilustrada pela Figura 28, onde um cilindro de Nitrogênio impõe uma pressão a montante do capilar, uma sonda registra a temperatura na entrada e vazão é medida por um transdutor de vazão do tipo Coriolis. Então, aguarda-se atingir o regime permanente. Nesse momento a temperatura ambiente, vazão, pressão e temperatura a montante são gravados. Dessa forma, o diâmetro, D , pode ser obtido a partir da solução para escoamento compressível de gás ideal em um tubo horizontal:

$$\dot{m} = A_c \sqrt{\frac{2D}{fL}} \sqrt{\bar{\rho}(p_{in} - p_{out})} \quad (2.5)$$

em que A_c é a área da seção transversal, L é o comprimento total do tubo, $\bar{\rho}$ é a média entre as densidades na entrada e saída do capilar e p é a pressão. Já os subíndices 'in' e 'out' referem-se à entrada e saída, respectivamente, e f é o fator de atrito, determinado a partir da equação de Colebrook utilizando o diâmetro nominal:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3,7D_{nom}} + \frac{2,51}{Re_{nom}\sqrt{f}} \right) \quad (2.6)$$

sendo Re o número de Reynolds e ϵ a rugosidade da superfície interna do tubo capilar.

Por fim, a Tabela 2 apresenta os resultados das medições para um comprimento de referência $L_{ff} = 2,59$ m e $L_{fz} = 2,66$ m.

Tabela 2 – Vazão de nitrogênio e diâmetro efetivo dos tubos capilares

Capilar	Pressão [bar]	Temperatura [°C] Amb.	Temperatura [°C] Ent.	Vazão [L/min]	Comprimento nominal [m]	Diâmetro [mm] Nom.	Eq. 2.5
Cong.	7,375	20,5	20,4	3,806	2,66	0,66	0,668
Resf.	7,595	20,6	20,5	9,222	2,59	0,91	0,909

2.2.5 Compressor

O compressor utilizado no refrigerador em estudo (Figura 29) é um compressor hermético linear e sem óleo. A tecnologia de lubrificação empregada envolve



Figura 28 – Bancada para medição da vazão de Nitrogênio em tubos capilres

o uso de lubrificante sólido e mancalização aerostática do pistão (HÜLSE, 2008). Diferentemente dos compressores de capacidade variável convencionais, os quais modulam a taxa de deslocamento volumétrico por meio da rotação do motor, o compressor linear em questão possui deslocamento variável e o sinal de controle é a potência a ser consumida pelo compressor.



Figura 29 – Compressor utilizado no refrigerador em estudo

Para uma dada condição de operação, o sistema de compressão utiliza o deslocamento necessário para acomodar o sinal de potência enviado. Quanto maior é o valor do sinal enviado, maior é o deslocamento do pistão, até que se atinja o fim-de-curso. Desse ponto em diante, o compressor passa a atuar com o deslocamento fixo e igual ao máximo possível.

A performance dos compressores de refrigeração doméstica é avaliada através de bancadas conhecidas como calorímetros de ciclo quente (JOFFILY, 2007).

Os testes são feitos colocando o compressor no box do calorímetro, onde a temperatura do ar é controlada, e conectando as linhas de descarga e sucção na bancada. As pressões no lado de alta e baixa são controladas por meio de válvulas de expansão variáveis e, então, registra-se a potência consumida e vazão bombeada pelo compressor a partir de transdutores apropriados.

Os dados de performance do compressor em questão foram obtidos e fornecidos diretamente pelo fabricante. Cerca de 60 pontos experimentais foram fornecidos, os quais contemplam uma ampla faixa de operação: temperaturas de evaporação de -35 a -5 °C, de condensação de 35 a 65 °C e sinais de potência de 35 a 160 W⁵.

2.2.6 Caracterização da dinâmica do refrigerador

Uma vez que a teoria por trás do funcionamento do circuito de refrigeração foi discutida, pode-se avaliar a dinâmica do refrigerador experimentalmente. Inicialmente, foram realizados testes experimentais de referência, i.e. com o refrigerador nas condições de fábrica. Adicionalmente, testes foram realizados com o refrigerador operando com uma lógica de controle simplificada, visando facilitar o processo de validação do modelo matemático.

Para tanto, o refrigerador foi instrumentado com termopares e transdutores de pressão, e posto em câmara climatizada para os testes. Mais detalhes referentes à instrumentação do produto podem ser vistos no Apêndice B. Em seguida, foi projetado e construído um dispositivo, juntamente com uma interface gráfica, para efetuar a comunicação entre o computador e os atuadores do refrigerador (compressor, válvula de 3 vias e ventiladores). A Figura 30 mostra fotos do dispositivo construído. A interface gráfica, mostrada na Figura 31, foi desenvolvida em LabVIEW. Por fim, uma lógica de controle foi estipulada, a qual é baseada em quatro cenários segundo os quais nenhum compartimento possui prioridade:

1. quando a temperatura do congelador diminui abaixo do limite inferior definido pelo respectivo termostato, o *freezer* é colocado em modo desligado e a temperatura do resfriador é avaliada: se estiver acima do limite superior do termostato do resfriador, o fluxo de refrigerante é direcionado para o resfriador; caso contrário, o compressor é desligado;
2. quando a temperatura do congelador sobe acima do limite superior do respectivo termostato: se o compressor estiver desligado ele é ligado, enquanto o refrigerante é dirigido ao congelador; caso esteja ligado no resfriador, nada acontece;

⁵O valor máximo admissível para o sinal de potência é 160 W e o mínimo 20 W.

3. quando a temperatura do resfriador diminui abaixo do limite inferior do respectivo termostato, a temperatura do congelador é avaliada: se estiver acima do limite inferior do respectivo termostato, o compressor é mantido em funcionamento e o refrigerante é direcionado para o congelador; caso contrário, o compressor é desligado;
4. quando a temperatura do resfriador fica acima do limite superior do respectivo termostato: se o compressor estiver desligado, ele é ligado e o fluxo de refrigerante é direcionado para o compartimento resfriador; caso contrário, se já estiver ligado e operando no congelador, nada acontece.

Os ventiladores só são ligados se o respectivo circuito estiver ligado (e.g. se o resfriador está desligado então $\dot{V}_{ff} = 0$) com exceção do ventilador do condensador, que é ligado junto com o compressor. Além disso, antes de iniciar a operação no resfriador, o compressor efetua o evacuação da linha de baixa pressão por um tempo prescrito (*pump out time*).

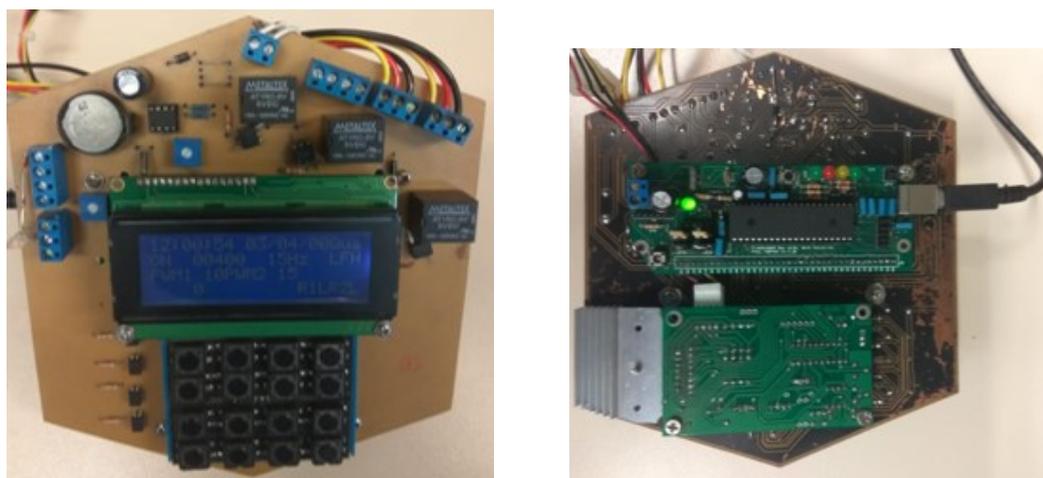


Figura 30 – Unidade de comunicação entre computador e aparelho refrigerador

Testes variando a potência de operação no *freezer*, *fresh-food* e tempo de *pump out* foram conduzidos. A Figura 32 mostra os resultados para um teste cuja banda do termostato foi de 2 a 8 °C no resfriador e de -22 a -18 °C no *freezer*, 30s de *pump out time* e o sinal de potência do compressor foi de 160W durante o *pull down*, 80W em operação no resfriador e 120W no congelador.

O teste ilustrado na Figura 32 evidencia algumas peculiaridades do refrigerador em questão. Primeiramente, destaca-se o padrão oscilatório nos picos de temperatura do *freezer* (e.g. em 3,5, 5, 6 e 6,5h), que ocorre devido à falhas na comunicação com a válvula de três vias que, mesmo recebendo o comando do computador para alterar a posição, permanece como está. O computador

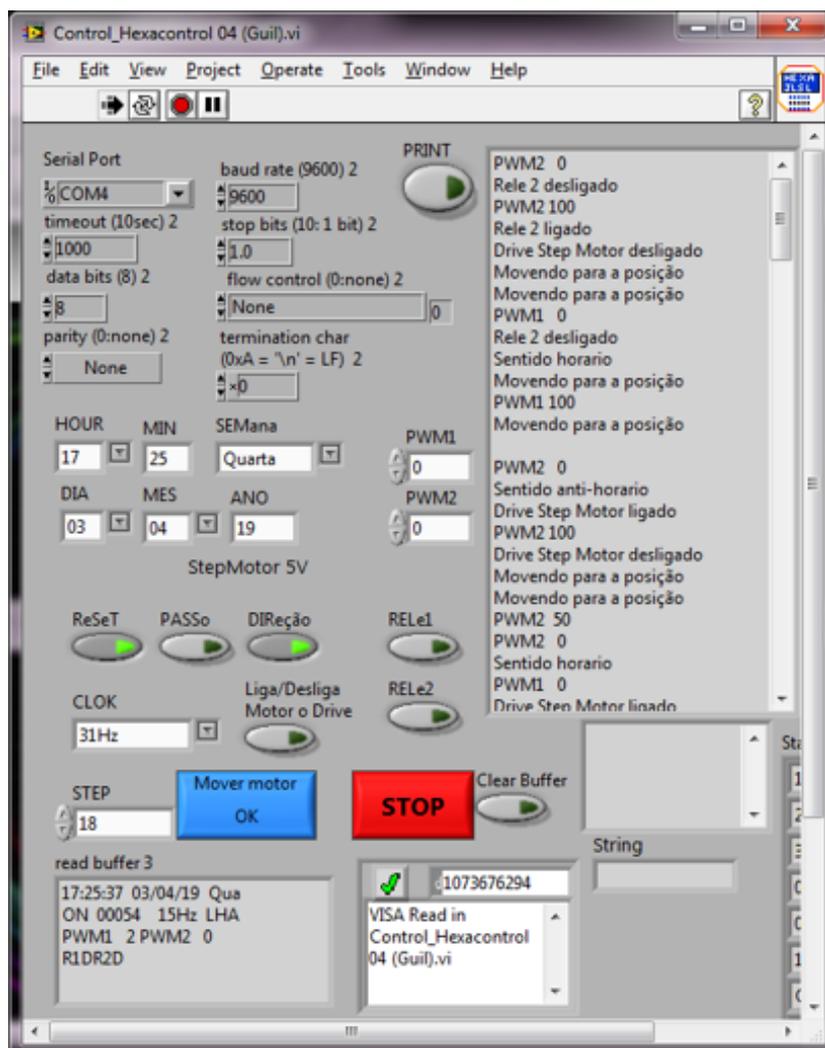


Figura 31 – Interface gráfica de comando da unidade de comunicação

identifica que a temperatura do *freezer* ainda está subindo e envia o comando novamente, até que a válvula responda. Nota-se também que, em alguns períodos, o compressor mantém uma potência constante ($\sim 4,8$ a 5h), uma vez que o compressor utilizado no refrigerador em questão trabalha com um sinal de controle em potência ao invés de rotação, tal que o controlador define a potência a ser consumida pelo compressor (~ 80 W para operação no refrigerador⁶). No caso do *freezer* o sinal de potência é 120W, porém as pressões de trabalho não permitem que o compressor atinja esse valor, já que o deslocamento máximo foi atingido. Por fim, pode-se observar que o produto operou quase sem desligar, com uma fração de funcionamento (*run time ratio*) (RTR) em cerca de 92%. Também se nota que existe um período de funcionamento para o resfriador e para o *freezer*, os quais são diferentes entre si.

⁶O valor lido no experimento é aproximadamente 5W acima dos 80, o que se deve ao consumo de energia do circuito eletrônico embarcado.

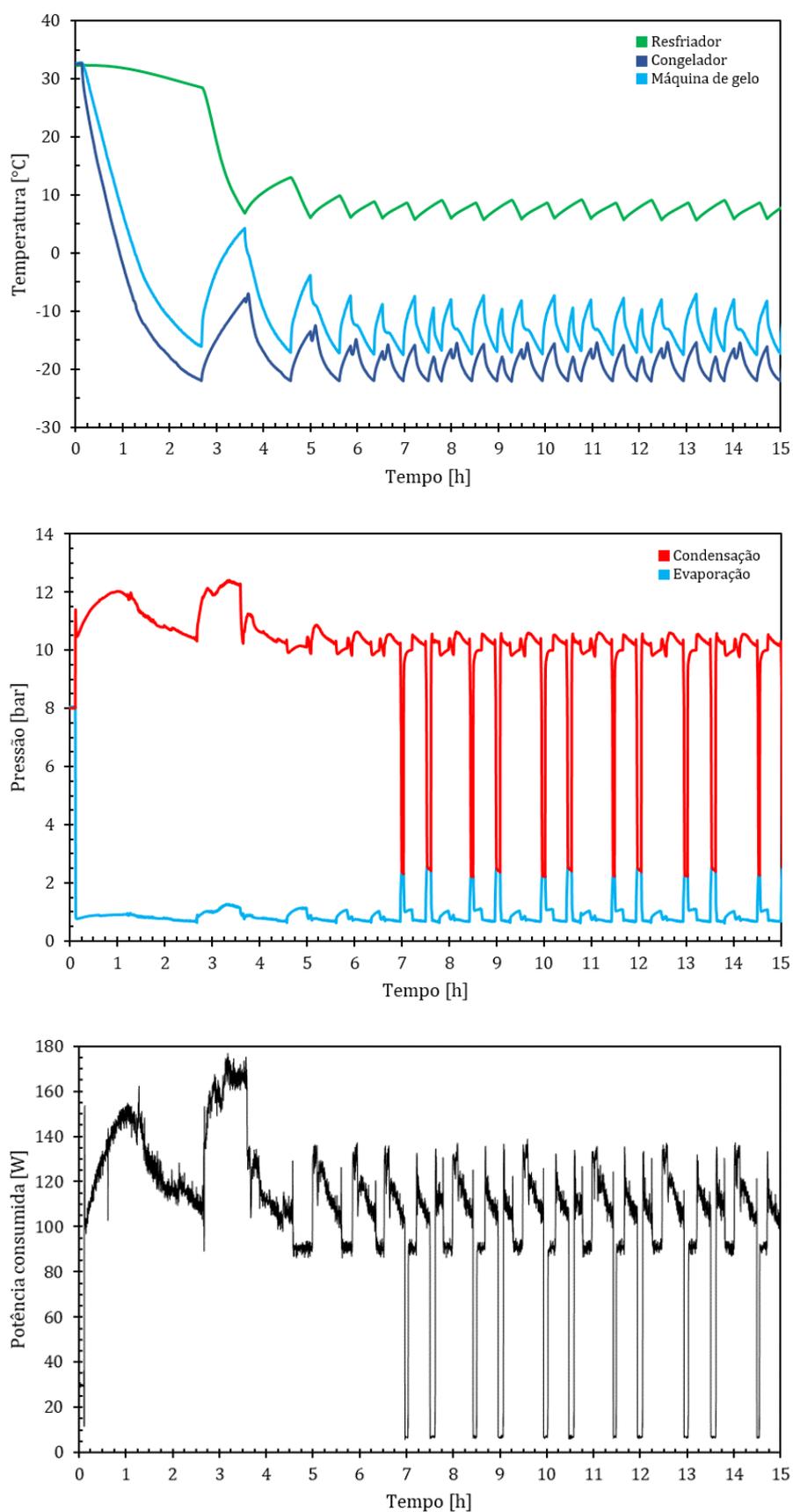


Figura 32 – Resultados experimentais dos testes com o refrigerador em estudo

2.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo, foi apresentado o refrigerador que será utilizado como alicerce do trabalho. O funcionamento do circuito de refrigeração empregado no mesmo foi descrito em detalhes. Foi feito um levantamento dos componentes desse circuito, sendo eles: gabinete de refrigeração, ventiladores, trocadores de calor, tubos capilares, válvula de três vias, válvula de retenção e compressor.

Os dados de performance de cada componente foram coletados experimentalmente. Para tanto foram utilizados dois túneis de vento e uma câmara climatizada existentes no POLO.

Para o compartimento refrigerado foi levantada uma curva de impedância do circuito de ar e condutâncias térmicas globais para as paredes.

Já os ventiladores foram caracterizados através da curva de performance que relaciona a diferença de pressão com a vazão volumétrica do ventilador.

Os trocadores de calor possuem duas curvas características relevantes, a curva de impedância do escoamento de ar (assim como o gabinete) e a relação entre a condutância térmica e a vazão volumétrica de ar.

No que diz respeito aos tubos capilares, válvula de retenção e válvula de três vias, esses tiveram suas impedâncias medidas. Os diâmetros equivalente dos capilares foram calculados com base nas vazões de Nitrogênio, enquanto a válvula de três vias teve sua impedância caracterizada por meio de uma bancada de medição de vazão mássica. A impedância da válvula de três vias foi desprezada, por ser muito menor que a dos tubos capilares.

Por fim, foi apresentado o compressor empregado no refrigerador em estudo, que opera sem óleo, com um mecanismo de compressão linear e varia a capacidade de refrigeração por meio do volume deslocado ao invés da rotação. Os dados de desempenho do compressor foram disponibilizados pelo próprio fabricante, os quais foram obtidos em calorímetro de ciclo quente para uma ampla faixa de operação.

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática de um refrigerador doméstico em regime transiente pode ser feita, essencialmente, de duas formas: completamente transiente (HERMES, 2006) ou quase-estática (BORGES, 2013). O presente trabalho utiliza as duas formas de modelagem para simular o refrigerador em questão, evidenciando as vantagens e desvantagens de cada estratégia. Entretanto, para tornar a leitura mais fluida, este capítulo foi subdividido em modelos de componentes e, ao final, são apresentadas ambas estratégias de simulação do sistema.

3.1 CONDENSADOR

O condensador utilizado no refrigerador em estudo trata-se de um trocador de calor forçado do tipo aletas espirais. Para descrever o escoamento de refrigerante dentro da serpentina deve-se recorrer às equações da conservação da massa, energia e quantidade de movimento. Adotando as seguintes hipóteses simplificativas (HERMES, 2006):

- Tubo horizontal reto e de seção transversal constante;
- Escoamento unidimensional na direção do tubo;
- Dissipação viscosa desprezível;
- Pressão uniforme ao longo da serpentina;
- Variação da energia cinética e potencial desprezível;
- Sem geração de calor;
- Efeitos de difusão de calor desprezíveis;
- Escoamento bifásico homogêneo;

pode-se desprezar, como um todo, a equação da conservação da quantidade de movimento e reescrever as equações da conservação da massa e energia da seguinte maneira (HERMES; MELO, 2008):

$$V \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (3.1)$$

$$V \left(u \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{du}{dt} \right) = (\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out} + \dot{Q} \quad (3.2)$$

Nesse ponto, é necessário escolher duas variáveis independentes para expressar as derivadas temporais. Laughman e Qiao (2017) trouxeram uma discussão acerca da influência das variáveis independentes na conservação da massa de refrigerante. O estudo mostra que descontinuidades nas derivadas da densidade

com relação à entalpia e pressão na linha de líquido saturado, associadas à tolerâncias e erros do integrador numérico, podem levar a variações consideráveis da massa de refrigerantes. Como exemplo, os autores apresentaram um modelo de trocador cujas variáveis independentes escolhidas foram a pressão e entalpia (p, h). Nesse exemplo, dependendo das tolerâncias de convergência adotadas, o sistema apresentou até ~80% de variação da massa de refrigerante. A mesma estratégia de modelagem adotada, porém com a pressão e densidade como variáveis independentes (p, ρ), apresentou menos de 0,01% de variação na carga de refrigerante para todas as tolerâncias avaliadas.

Sendo assim, definindo a densidade e pressão como variáveis independentes, pode-se escrever:

$$h = h(p, \rho) \therefore dh = \left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_p d\rho + \left. \frac{\partial h}{\partial p} \right|_\rho dp \quad (3.3)$$

Assim, a partir da Equação 3.3 e da definição de entalpia, $h = u + p/\rho$, pode-se discretizar o trocador em diversos volumes de controle⁷, conforme mostra a Figura 33, e, após alguns algebrismos, chega-se nas seguintes equações evolutivas (LAUGHMAN; QIAO, 2017):

$$V_j \frac{d\rho_j}{dt} = \dot{m}_k - \dot{m}_{k+1} \quad (3.4)$$

$$V_j \left[\left(h_j + \frac{\partial h}{\partial \rho} \right) \frac{d\rho_j}{dt} + \left(\rho_j \frac{\partial h}{\partial p} - 1 \right) \frac{dp}{dt} \right] = (\dot{m}h)_k - (\dot{m}h)_{k+1} + \dot{Q}_j \quad (3.5)$$

$$\frac{dh_j}{dt} = \left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_j \frac{d\rho_j}{dt} + \left. \frac{\partial h}{\partial p} \right|_j \frac{dp}{dt} \quad (3.6)$$

onde a entalpia na interface, h_k , é definida com base no esquema *up-wind*, a exemplo de MacArthur e Grald (1989). Visando levar em conta a inversão do escoamento, as seguintes condições são impostas:

$$\begin{aligned} h_k &= h_j & \text{se } \dot{m}_k > 0 \\ h_k &= h_{j+1} & \text{se } \dot{m}_k < 0 \end{aligned}$$

A troca de calor \dot{Q}_j é computada a partir de correlações para o coeficiente de transferência de calor, \bar{h} ⁸:

$$\dot{Q}_j = \frac{\bar{h}\pi DL}{N} (T_{w,j} - T_j) \quad (3.7)$$

onde T_j é temperatura de mistura do fluido refrigerante e T_w é a temperatura da serpentina.

⁷Tipicamente, o número de volumes de controle escolhido é igual ao número de passes do trocador de calor.

⁸As correlações usadas neste trabalho constam no Apêndice D.

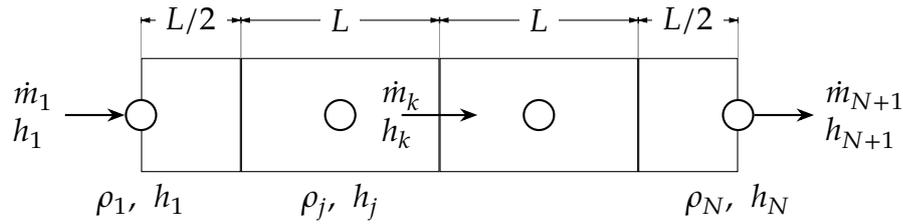


Figura 33 – Esquema de discretização do trocador de calor

Fonte: Adaptado de Laughman e Qiao (2017)

Faz-se necessário determinar uma equação evolutiva para a temperatura T_w . Sendo assim, aplica-se um balanço de energia no sólido, desprezando os efeitos de difusão de calor, tal que

$$C_w \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_{\text{air},j} + \frac{\hbar\pi DL}{N} (T_j - T_{w,j}) \quad (3.8)$$

onde C_w é a capacitância do metal e a taxa de calor trocado pelo lado do ar, \dot{Q}_{air} , deve ser computada conforme ocorre no condensador em questão (contra-corrente, corrente paralela, cruzado, etc). A Figura 34 mostra um esquema do circuito de ar na casa de máquinas. É possível notar que a configuração do trocador de calor é uma mistura de escoamento contra-corrente e cruzado. O escoamento ocorre de forma contra-corrente conforme se avança nos passes do trocador, porém dentro de um passe ele ocorre de forma cruzada. Mesmo assim, devido à suposição de que a temperatura da serpentina é uniforme em cada volume de controle, pode-se calcular a troca de calor a partir da relação ε -NUT para mudança de fase:

$$\dot{Q}_{\text{air},j} = (\rho \dot{V} c_p)_{\text{air}} \varepsilon (T_{\text{air},k+1} - T_{w,j}) \quad (3.9)$$

$$T_{\text{air},k} = T_{\text{air},k+1} - \frac{\dot{Q}_{\text{air},j}}{(\rho \dot{V} c_p)_{\text{air}}} \quad (3.10)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\text{NUT}) \quad (3.11)$$

onde $\text{NUT} = (UA/N)/\dot{C}_{\text{air}}$, e a condutância térmica global, UA , pode ser obtida a partir de correlações ou medida experimentalmente. No caso do trocador em questão, o mesmo foi submetido a testes experimentais em túnel de vento e uma curva de condutância foi levantada (Figura 24).

Em resumo, o modelo matemático, descrito nesta seção, tem como dados de entrada as vazões mássica a montante e jusante (\dot{m}_{in} e \dot{m}_{out}), entalpia do fluido refrigerante a montante (h_{in}), vazão volumétrica do ar e temperatura na entrada da casa de máquinas. As variáveis de estado desse modelo são: p , ρ_j , h_j e $T_{w,j}$. Os dados de saída são: pressão e entalpia a jusante (p e h_{out}).

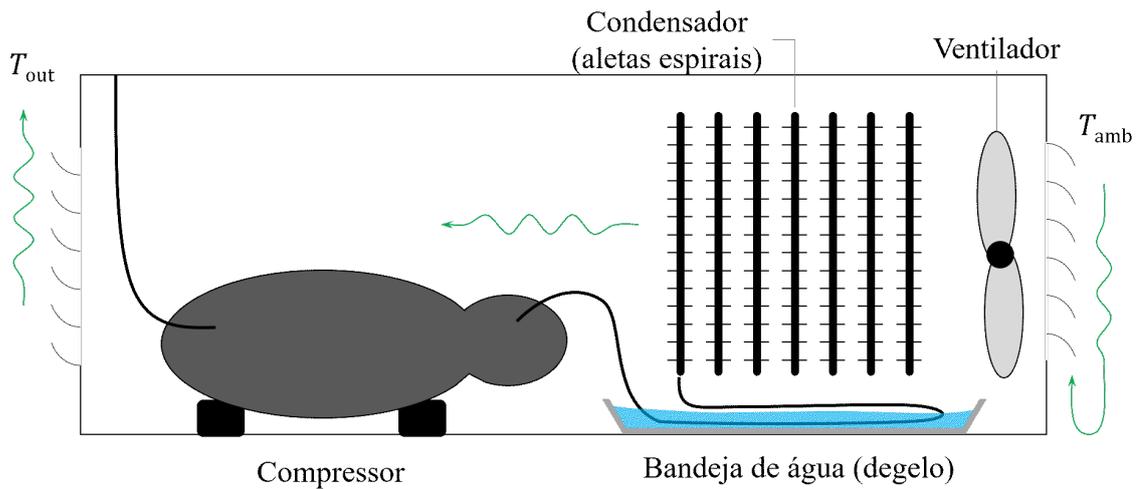


Figura 34 – Esquema da casa de máquinas do refrigerador em questão

3.2 EVAPORADOR

Na modelagem do condensador, foi assumido que o escoamento bifásico é homogêneo. Já no caso do evaporador, essa mesma suposição implica em superestimar o avanço da frente de líquido, visto que a fase líquida tem uma velocidade menor que a do vapor. Dessa maneira, é necessário levar em conta as diferentes velocidades da fase de líquido e vapor.

Para tanto, é necessário desenvolver equações da conservação para cada fase, determinar as condições de contorno apropriadas e assumir perfis de velocidade. Um modelo desse tipo é altamente não-linear e possui um número consideravelmente maior de equações e variáveis iterativas. Uma alternativa para contornar esse problema é utilizar um modelo de fração de vazio.

A fração de vazio nada mais é que a fração do volume total ocupada pelo vapor. Para escoamentos com velocidades de vapor e líquido diferentes, a fração de vazio, α , é definida como

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_v}{\rho_\ell} S} \quad (3.12)$$

onde S é a razão entre as velocidades médias do vapor e do líquido (U_v/U_ℓ), também conhecido por fator de escorregamento. O modelo homogêneo assume que as fases escoam na mesma velocidade, ou seja, $S = 1$. A densidade da mistura líquido-vapor, calculada com base na fração de vazio, é:

$$\rho = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_\ell \quad (3.13)$$

onde ρ_v e ρ_ℓ são a densidade do vapor e líquido saturados, respectivamente.

As correlações existentes para fração de vazio dependem de diversos fatores, como padrão de escoamento, vazão mássica, título, fluxo de calor e geometria/estrutura do tubo (LI et al., 2018). Usualmente, acaba-se por escolher correlações que melhor representam os dados experimentais obtidos, como mostrado por Gonçalves et al. (2009). Também se faz necessário determinar as derivadas parciais da densidade em relação à pressão e entalpia no regime de mudança de fases ($\partial\rho/\partial h|_p$ e $\partial\rho/\partial p|_h$).

Visando contornar as dificuldades impostas pela fração de vazio no modelo distribuído, optou-se por utilizar uma estratégia diferente para o evaporador: o modelo de fronteiras móveis. Wedekind e Stoecker (1968) foram pioneiros nessa frente, desde então, diversos autores utilizaram essa estratégia em modelos similares (GRALD; MACARTHUR, 1992; GRÄBER et al., 2010; BONILLA et al., 2015). O modelo de fronteiras móveis também é baseado nos princípios da conservação, e parte da ideia de dividir o trocador de calor em zonas: subresfriada, bifásica e superaquecida, para então rastrear a posição das fronteiras entre as zonas no tempo. No caso do evaporador de um sistema de refrigeração, não existe necessidade de modelar a zona subresfriada, visto que essa é uma condição impraticável.

Zona de mudança de fase – antes da fronteira

A Figura 35 mostra um esquema de evaporador em que entra refrigerante proveniente do capilar a uma vazão mássica \dot{m}_{in} e é retirado pelo compressor à uma vazão \dot{m}_{out} .



Figura 35 – Esquema de um evaporador com fluido em mudança de fase

A equação diferencial que expressa a conservação da massa é (FOX et al., 2010):

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (3.14)$$

onde ρ é a densidade do meio e G é o fluxo de massa (\dot{m}/A_c). Integrando a equação da entrada até a fronteira $\lambda(t)$ e aplicando a regra de Leibniz na

integral do termo $\partial\rho/\partial t$ da conservação da massa, obtém-se:

$$\int_0^{\lambda(t)} \frac{\partial\rho}{\partial t} dz = \frac{d}{dt} \int_0^{\lambda} \rho dz - \rho_{\lambda} \frac{d\lambda}{dt} + \rho(0) \frac{d0}{dt} \quad (3.15)$$

Introduzindo o conceito de fração de vazio para o cômputo da densidade no meio bifásico 3.13 e com base no conceito de fração de vazio média (WEDEKIND; STOECKER, 1968),

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{\lambda} \int_0^{\lambda} \alpha dz \quad (3.16)$$

a densidade média no meio bifásico pode ser expressa como:

$$\bar{\rho} = \frac{1}{\lambda} \int_0^{\lambda} \rho dz = \rho_v \bar{\alpha} + \rho_{\ell} (1 - \bar{\alpha}) \quad (3.17)$$

tal que

$$\int_0^{\lambda(t)} \frac{\partial\rho}{\partial t} dz = \lambda \frac{d\bar{\rho}}{dt} + (\bar{\rho} - \rho_{\lambda}) \frac{d\lambda}{dt} \quad (3.18)$$

Na fronteira, o refrigerante encontra-se como vapor saturado, $\rho_{\lambda} = \rho_v$, tal que:

$$\bar{\rho} - \rho_v = (\rho_{\ell} - \rho_v)(1 - \bar{\alpha}) \quad (3.19)$$

Substituindo esse resultado na equação da integral para a densidade no volume bifásico, tem-se

$$\int_0^{\lambda(t)} \frac{\partial\rho}{\partial t} dz = \lambda \frac{d\bar{\rho}}{dt} + (\rho_{\ell} - \rho_v)(1 - \bar{\alpha}) \frac{d\lambda}{dt} \quad (3.20)$$

Pode-se ainda escrever a derivada da densidade média da seguinte forma:

$$\frac{d\bar{\rho}}{dt} = \bar{\rho}' \frac{dp}{dt} - (\rho_{\ell} - \rho_v) \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \quad (3.21)$$

onde a pressão, p , é assumida uniforme ao longo do trocador.

Finalmente, a integral da conservação da massa no meio bifásico toma a seguinte forma final:

$$\lambda \bar{\rho}' \frac{dp}{dt} + (\rho_{\ell} - \rho_v) \left[(1 - \bar{\alpha}) \frac{d\lambda}{dt} - \lambda \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right] + G_{\lambda} - G_{in} = 0 \quad (3.22)$$

Seguindo para a conservação da energia, que pode ser expressa da seguinte maneira:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial z}(Gh) = \frac{dp}{dt} + q'' \frac{P}{A_c} \quad (3.23)$$

onde h é a entalpia do fluido no meio, P é o perímetro do duto, A_c é a área da seção transversal e q'' é o fluxo de calor na parede do duto. Integrando essa equação da entrada até a fronteira e aplicando as mesmas aproximações usadas anteriormente, tem-se que

$$\int_0^{\lambda(t)} \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) dz = \lambda \bar{\rho} h' \frac{dp}{dt} + [(\rho h)_\ell - (\rho h)_v] \left[(1 - \bar{\alpha}) \frac{d\lambda}{dt} - \lambda \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right] \quad (3.24)$$

onde

$$\bar{\rho} h = (\rho h)_v \bar{\alpha} + (\rho h)_\ell (1 - \bar{\alpha}) \quad (3.25)$$

$$\bar{\rho} h' = (\rho h)'_v \bar{\alpha} + (\rho h)'_\ell (1 - \bar{\alpha}) \quad (3.26)$$

A integral de dp/dt pode ser calculada da seguinte forma:

$$\int_0^\lambda \frac{dp}{dt} dz = \frac{dp}{dt} \int_0^\lambda dz = \lambda \frac{dp}{dt} \quad (3.27)$$

pois p é uniforme ao longo de z . Substituindo a integral de ρh da Equação 3.24 na Equação 3.23 e integrando o restante dos termos, tem-se:

$$\lambda \bar{\rho} h' \frac{dp}{dt} + [(\rho h)_\ell - (\rho h)_v] \left[(1 - \bar{\alpha}) \frac{d\lambda}{dt} - \lambda \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right] + G_\lambda h_v - G_{in} h_{in} - \lambda \frac{dp}{dt} - \bar{q}'' \frac{P}{A_c} \lambda = 0 \quad (3.28)$$

onde

$$\bar{q}'' = \frac{1}{\lambda} \int_0^\lambda q'' dz = \frac{1}{\lambda} \int_0^\lambda \bar{h} (T_w - T_{sat}) dz = \bar{h} (T_w - T_{sat}) \quad (3.29)$$

sendo T_w a temperatura da parede do tubo, T_{sat} a temperatura de saturação e \bar{h} o coeficiente de transferência de calor por convecção no meio bifásico.

Zona monofásica – após a fronteira

Integrando a equação do balanço de massa da fronteira até a saída, obtém-se:

$$\frac{d}{dt} \int_\lambda^L \rho dz - \rho(L) \frac{dL}{dt} + \rho_v \frac{d\lambda}{dt} + G_{out} - G_\lambda = 0 \quad (3.30)$$

onde a densidade do vapor superaquecido varia muito pouco com a temperatura⁹, sendo considerada constante e igual à ρ_v .

A integral da conservação da massa fica então:

$$(L - \lambda) \rho_v \frac{d\lambda}{dt} + G_{out} - G_\lambda = 0 \quad (3.31)$$

⁹Analisando a densidade do vapor superaquecido de HFC-134a, observa-se cerca de 8% de decaimento aproximadamente linear para 20 graus de superaquecimento.

Integrando a conservação da energia da fronteira até a saída, da mesma forma como a densidade ρ foi considerada constante e igual à ρ_v , o produto ρh também pode ser considerado constante e igual à $\rho_v h_v$, com erros ainda menores que a densidade (cerca de 2,5% de decaimento aproximadamente linear para 20 graus de superaquecimento), já que, com o aumento do superaquecimento, a densidade diminui mas a entalpia cresce, portanto o erro relativo é menor. Efetuando a integração, tem-se:

$$(L - \lambda)(\rho h)'_v \frac{dp}{dt} + (Gh)_{\text{out}} - G_\lambda h_v - (L - \lambda) \left(\frac{dp}{dt} + q'' \frac{P}{A_c} \right) = 0 \quad (3.32)$$

Assim,

$$(Gh)_{\text{out}} - G_\lambda h_v - (L - \lambda) \left\{ [1 - (\rho h)'_v] \frac{dp}{dt} + q'' \frac{P}{A_c} \right\} = 0 \quad (3.33)$$

onde o fluxo de calor pode ser calculado a partir do método ε -NUT:

$$q'' = \bar{G}\varepsilon(T_w - T_{\text{sat}}) \quad (3.34)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\text{NUT}) \quad (3.35)$$

$$\text{NUT} = \frac{4\bar{h}(L - \lambda)}{\bar{G}Dc_p} \quad (3.36)$$

em que \bar{h} é o coeficiente de transferência de calor do meio monofásico, \bar{G} é a média entre o fluxo de massa na fronteira e na saída e c_p é o calor específico do vapor na temperatura média $(T_{\text{sat}} + T_{\text{out}})/2$.

Equacionamento final

Somando as Equações 3.22 e 3.31 tem-se uma expressão para a conservação da massa global do evaporador:

$$[L\rho'_v + \lambda'(\rho_\ell - \rho_v)(1 - \bar{\alpha})] \frac{dp}{dt} + (\rho_\ell - \rho_v) \left[(1 - \bar{\alpha}) \frac{d\lambda}{dt} - \lambda \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right] + G_{\text{out}} - G_{\text{in}} = 0 \quad (3.37)$$

Substituindo o termo G_λ da Equação 3.22 na 3.28, após alguns algebrismos chega-se à expressão final para a conservação da energia na zona de mudança de fase:

$$\begin{aligned} & \lambda \left\{ [\rho_v h'_v \bar{\alpha} + (\rho_\ell h'_\ell - h_{\ell v} \rho'_\ell) (1 - \bar{\alpha}) - 1] \frac{dp}{dt} - q'' \frac{P}{A_c} \right\} \\ & + G_{\text{in}}(h_v - h_{\text{in}}) - \rho_\ell h_{\ell v} \left[(1 - \bar{\alpha}) \frac{d\lambda}{dt} - \lambda \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.38)$$

Substituindo G_λ da Equação 3.31 na 3.33, tem-se a expressão final para a conservação da energia na zona monofásica:

$$G_{\text{out}}(h_{\text{out}} - h_v) - (L - \lambda) \left\{ [1 - \rho_v h'_v] \frac{dp}{dt} + q'' \frac{P}{A_c} \right\} = 0 \quad (3.39)$$

O modelo de fração de vazio adotado, bem como o cômputo da derivada da fração de vazio com relação a pressão (α'), podem ser encontrados no Apêndice C.

Como dados de entrada tem-se a vazão mássica que entra e sai (\dot{m}_{in} e \dot{m}_{out}) e a entalpia do fluido na entrada h_{in} . As saídas do modelo são a variação da pressão e da posição da fronteira com o tempo e a entalpia do fluido na saída (p , dp/dt , λ , $d\lambda/dt$ e h_{out}).

Paredes do trocador

Assumindo que o trocador de calor tem temperatura uniforme em cada uma das regiões (bifásica e vapor) pode-se escrever a equação da conservação da energia da seguinte maneira:

$$Mc \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} \quad (3.40)$$

considerando que a massa de metal é linearmente distribuída ao longo do tubo:

$$M(z) = \frac{Mz}{L} \quad (3.41)$$

a equação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{t}{L} c \frac{dT_w}{dt} = q'_{in} - q'_{out} \quad (3.42)$$

onde os termos q' são as taxas de transferência de calor por unidade de comprimento. Integrando essa equação entre a entrada e a fronteira, logo

$$\frac{M}{L} c \left[\lambda \frac{dT_w}{dt} + (T_w - T_\lambda) \frac{d\lambda}{dt} \right] = \dot{Q}_{in}|_0^\lambda - \dot{Q}_{out}|_0^\lambda \quad (3.43)$$

Como a condução axial no trocador foi desprezada, a temperatura da parede é na verdade uma temperatura média, considerada constante ao longo do trocador (para cada região), como mostrado na Figura 36.

Substituindo T_λ e integrando a Equação 3.42 entre a fronteira e a saída tem-se:

$$\frac{M}{L} c \left[\lambda \frac{dT_{w,m}}{dt} + (T_{w,b} - T_{w,m}) \max \left(\frac{d\lambda}{dt}, 0 \right) \right] = \dot{Q}_{in}|_0^\lambda - \dot{Q}_{out}|_0^\lambda \quad (3.44)$$

$$\frac{M}{L} c \left[(L - \lambda) \frac{dT_{w,m}}{dt} + (T_{w,b} - T_{w,m}) \min \left(\frac{d\lambda}{dt}, 0 \right) \right] = \dot{Q}_{in}|_\lambda^L - \dot{Q}_{out}|_\lambda^L \quad (3.45)$$

onde os subíndices 'b' e 'm' são referentes a, respectivamente, a região bifásica e monofásica e as taxas de transferência de calor podem ser determinadas

também pelo método ε -NUT:

$$\dot{Q}_{in}|_0^\lambda = \dot{h}\pi D\lambda(T_{w,b} - T_{sat}) \quad (3.46)$$

$$\dot{Q}_{out}|_0^\lambda = (\rho\dot{V}c_p)_{air} \left\{ 1 - \exp \left[-UA\lambda / (L(\rho\dot{V}c_p)_{air}) \right] \right\} (T_{cab} - T_{w,b}) \quad (3.47)$$

$$\dot{Q}_{in}|_\lambda^L = \dot{m}c_p \left\{ 1 - \exp \left[-\dot{h}\pi D(L - \lambda) / (\dot{m}c_p) \right] \right\} (T_w - T_{sat}) \quad (3.48)$$

$$\dot{Q}_{out}|_\lambda^L = (\rho\dot{V}c_p)_{air} \left\{ 1 - \exp \left[-UA(L - \lambda) / (L(\rho\dot{V}c_p)_{air}) \right] \right\} (T_{in,m} - T_{w,b}) \quad (3.49)$$

sendo $T_{in,m} = T_{cab} - \dot{Q}_{out}|_0^\lambda / (\rho\dot{V}c_p)_{air}$.

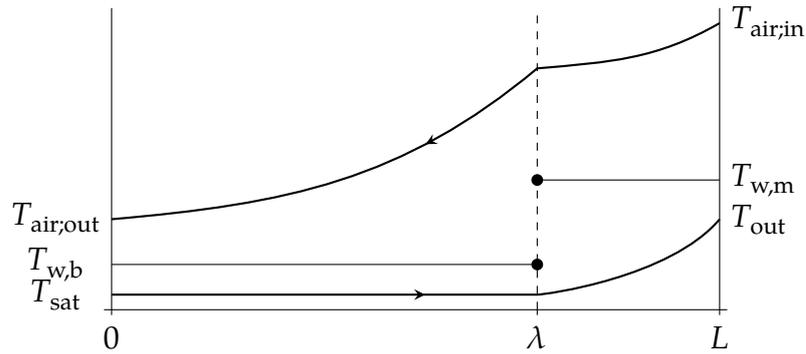


Figura 36 – Representação esquemática dos perfis de temperaturas ao longo do trocador

Assim como no condensador, o modelo descrito nesta seção tem como dados de entrada as vazões mássicas a montante e jusante, entalpia do fluido refrigerante a montante, vazão volumétrica do ar e temperatura do ar na entrada do evaporador, sendo as variáveis de estado: p , λ e T_w . Os dados de saída são a pressão e entalpia a jusante (p, h_{out}).

3.3 COMPRESSOR

Como mencionado no capítulo 2, o compressor utilizado no refrigerador em questão é do tipo linear e opera sem óleo lubrificante. Em compressores recíprocos convencionais, o movimento rotativo do motor elétrico é transformado em movimento linear a partir de um mecanismo conhecido como biela-manivela. Já no compressor linear o movimento do pistão é realizado a partir do campo magnético induzido sobre uma mola ressonante. Dessa forma, o movimento originado já é linear, o que elimina a necessidade de um mecanismo conversor. Ainda além, o pistão opera numa velocidade muito alta (120 rev s^{-1}) em relação à evolução das temperaturas, de modo que se pode considerar que o processo de compressão ocorre em regime permanente.

Dessa forma, buscou-se um modelo na literatura aberta que despreze a escala de tempo de compressão no pistão do cilindro. Foram encontrados diversos

modelos empíricos e semi-empíricos, porém todos para compressores alternativos tipo biela-manivela. No caso de um modelo transiente, há uma preferência por se adotar modelos semi-empíricos, visto que as flutuações no ponto de operação do sistema requerem um modelo capaz de efetuar extrapolações com acuracidade – característica essa presente em modelos semi-empíricos (LI, 2012). Sendo assim, o presente trabalho propõe um modelo semi-empírico para compressores lineares de deslocamento variável (SANTOS et al., 2019c).

3.3.1 Modelo da câmara de compressão

A Figura 37 ilustra o diagrama indicado de um compressor ideal com volume morto. O ponto A, no diagrama, representa o ponto morto inferior do pistão, sendo o ponto onde o cilindro atinge o maior volume, então, o gás no interior do pistão é comprimido até atingir o ponto B, onde a válvula de descarga é aberta e o gás consegue sair da câmara de compressão, até que chega-se no ponto C, ou ponto morto superior do pistão, o volume do cilindro nesse ponto é conhecido como volume morto (V_C). Do ponto C ao D acontece a expansão do gás remanescente no pistão, somente depois do ponto D é que a válvula de admissão é aberta e permite a entrada de fluido refrigerante no cilindro, até atingir o ponto A e fechar o ciclo de compressão. Assim sendo, a potência de compressão ideal é definida como (GOSNEY, 1982)

$$\dot{W}_{id} = \dot{m} \oint v dp \quad (3.50)$$

onde v é o volume específico do gás.

Considerando que os processos de compressão e expansão dentro do cilindro são politrópicos, é possível integrar a expressão analiticamente, visto que a relação entre p e v é conhecida ($pv^n = \text{cte}$):

$$\frac{\dot{W}_{id}}{\dot{m}} = v_{in} p_{in} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.51)$$

onde v_{in} é o volume específico na sucção e n o expoente politrópico tal que $1 < n < k$.

Pode-se ainda assumir que o gás na sucção tem comportamento de gás ideal, tal que:

$$\frac{\dot{W}_{id}}{\dot{m}} = T_{in} R \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.52)$$

Entretanto, fazendo um balanço de energia no compressor tem-se

$$\dot{m} h_{in} + \dot{W} = \dot{m} h_{out} + \dot{Q} \quad (3.53)$$

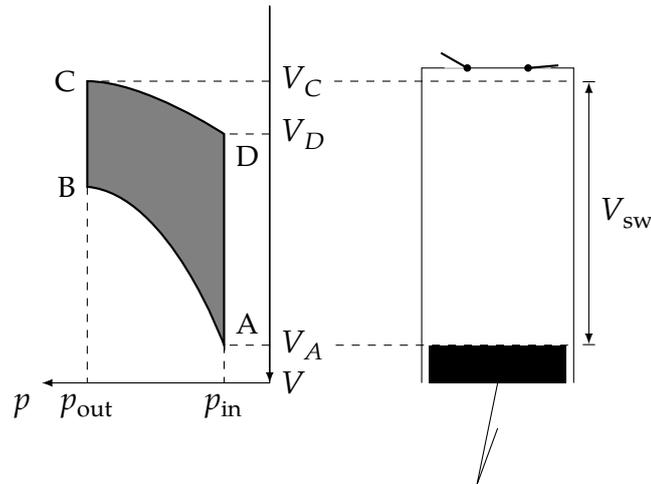


Figura 37 – Diagrama indicado de um compressor ideal com volume morto V_C

onde \dot{Q} é o calor rejeitado pelo cilindro e h a entalpia. Isolando \dot{W} chega-se em

$$\dot{W} = \dot{Q} + \dot{m}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (3.54)$$

Considerando as propriedades do refrigerante R e n constantes e substituindo-as por coeficientes de ajuste, pode-se obter uma expressão para a vazão mássica como uma função da potência de compressão:

$$\dot{m}_{\text{var}} = \frac{a_0 \dot{W}}{T_{\text{in}} \left[\left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{a_1} - 1 \right]} \quad (3.55)$$

uma vez que o sinal de controle do compressor de deslocamento variável é a potência de compressão, \dot{W}_{sig} . O compressor utiliza o deslocamento necessário para entregar a potência requerida. Caso o pistão atinja o fim de curso, a potência entregue é aquela que corresponde à vazão mássica limite \dot{m}_{max} . Isolando \dot{W} da Equação 3.55 pode-se calcular a potência na condição de deslocamento limite.

Ao utilizar o sinal de potência para calcular a vazão, a Equação 3.55 desconsidera os limites físicos do cilindro de compressão. No caso limite, o pistão chega ao fim de curso e o compressor passa a atuar como um convencional (deslocamento constante). Quando isso ocorre, a vazão passa a ser função somente das condições de contorno p_{in} , p_{out} e T_{in} , sendo assim, é necessária uma expressão para essa condição.

Adicionalmente, da definição de eficiência volumétrica ideal, sabe-se que

$$\eta_v = \frac{V_A - V_D}{V_{\text{sw}}} \quad (3.56)$$

assumindo que os processos de compressão e expansão dentro do cilindro são

processos politrópicos, vale a relação termodinâmica

$$V_D = V_C \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.57)$$

Definindo a fração de volume morto do compressor como

$$C \equiv \frac{V_C}{V_{\text{sw}}} \quad (3.58)$$

Como o volume $V_A = V_{\text{sw}} + V_C = V_{\text{sw}}(1 + C)$, a eficiência volumétrica η_v é:

$$\eta_v = 1 + C - C \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{1/n} \quad (3.59)$$

Logo, a vazão mássica teórica do compressor para um deslocamento máximo V_{sw} é:

$$\dot{m}_{\text{max}} = \frac{NV_{\text{sw}}}{v_{\text{in}}} \left[1 + C - C \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{1/n} \right] \quad (3.60)$$

onde N é a frequência em que o pistão comprime o gás no cilindro. Utilizando a suposição de gás ideal e substituindo C , n , R e V_{sw} por coeficientes de ajuste, chega-se em:

$$\dot{m}_{\text{max}} = \frac{b_0 N p_{\text{in}}}{T_{\text{in}}} \left\{ 1 - b_1 \left[\left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{b_2} - 1 \right] \right\} \quad (3.61)$$

Sendo assim, a forma final do modelo de compressão com deslocamento variável fica:

$$\dot{m} = \begin{cases} \dot{m}_{\text{var}}, & \text{se } \dot{m}_{\text{var}} < \dot{m}_{\text{max}} \\ \dot{m}_{\text{max}}, & \text{se } \dot{m}_{\text{var}} \geq \dot{m}_{\text{max}} \end{cases} \quad (3.62)$$

$$\dot{W} = \begin{cases} \dot{W}_{\text{sig}}, & \text{se } \dot{m}_{\text{var}} < \dot{m}_{\text{max}} \\ \dot{W}(\dot{m}_{\text{max}}), & \text{se } \dot{m}_{\text{var}} \geq \dot{m}_{\text{max}} \end{cases} \quad (3.63)$$

O modelo proposto foi utilizado para regredir os coeficientes a e b para um compressor Embraco Wisemotion, cujos dados experimentais foram fornecidos pelo fabricante. As Figuras 38 e 39 mostram a concordância entre os pontos experimentais e o modelo. Os valores encontrados para os coeficientes foram

$$\begin{aligned} a_0 &= 2,04559 \times 10^{-3} & a_1 &= 0,207496 \\ b_0 &= 3,58849 \times 10^{-6} & b_1 &= 2,68966 \times 10^{-5} & b_2 &= 3,02096 \end{aligned} \quad (3.64)$$

onde as unidades estão de acordo com o SI.

Em resumo, o modelo desenvolvido nesta seção tem como dados de entrada as pressões de alta e baixa, o sinal de potência do controlador e a entalpia na sucção (ou temperatura). As saídas são a potência consumida, a vazão mássica bombeada e entalpia na descarga.

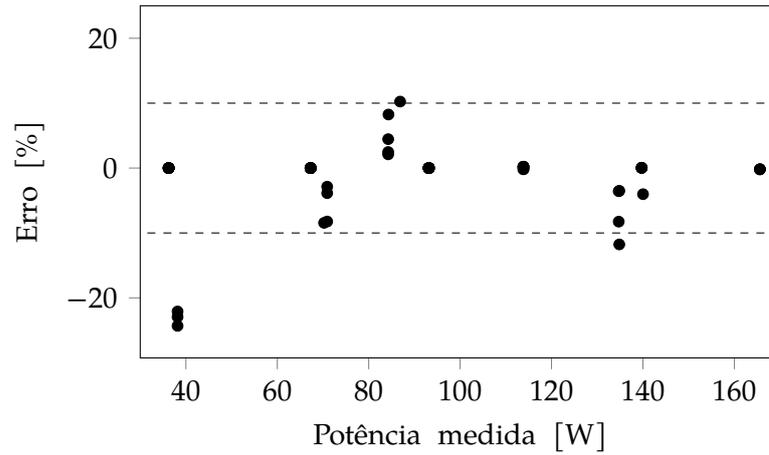


Figura 38 – Validação da potência de compressão

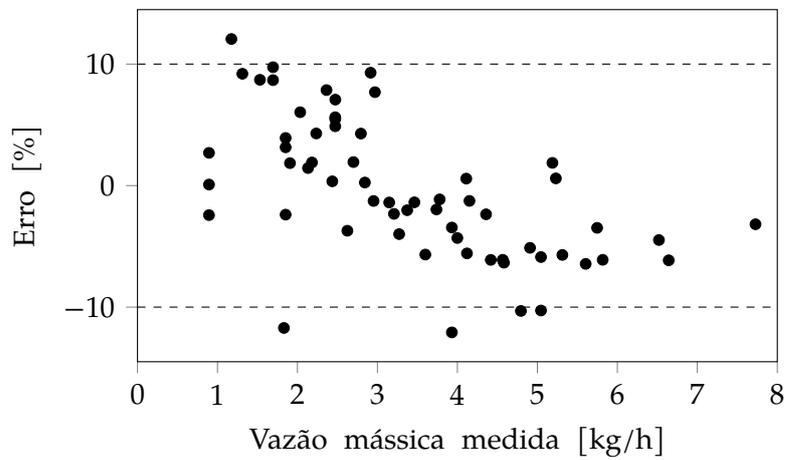


Figura 39 – Validação da vazão mássica

3.3.2 Carcaça do compressor

Em sistemas de refrigeração domésticos, o componente com maior volume interno é o compressor, particularmente a sua carcaça. Portanto, o acúmulo de massa de refrigerante na carcaça não pode ser desprezado, sendo necessário desenvolver um modelo matemático para esse volume. Para tanto, um volume de controle é traçado tanto sobre o metal da carcaça como no gás que a ocupa internamente (Figura 40) e, recorrendo-se novamente às equações da conservação: 3.8, 3.2 e 3.1:

$$C_k \frac{dT_k}{dt} = \dot{Q}_{\text{ref}} - \dot{Q}_{\text{air}} \quad (3.65)$$

$$V \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} \quad (3.66)$$

$$V \left[\left(h + \frac{\partial h}{\partial \rho} \right) \frac{d\rho}{dt} + \left(\rho \frac{\partial h}{\partial p} - 1 \right) \frac{dp}{dt} \right] = \dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}}^* - \dot{m}_{\text{out}} h - \dot{Q}_{\text{ref}} + \dot{Q}_{\text{dis}} \quad (3.67)$$

onde \dot{m}_{out} é a vazão calculada pelo modelo da câmara de compressão, dp/dt é taxa de variação da pressão no evaporador, h_{in} é a entalpia do refrigerante no passador de sucção e h é a entalpia média do refrigerante na carcaça. Vale ressaltar que \dot{m}_{in} pode assumir valores tanto positivos quanto negativos, logo deve-se contabilizar a inversão do escoamento:

$$h_{in}^* = h_{in} \text{ se } \dot{m}_{in} > 0 \quad (3.68)$$

$$h_{in}^* = h \text{ se } \dot{m}_{in} < 0 \quad (3.69)$$

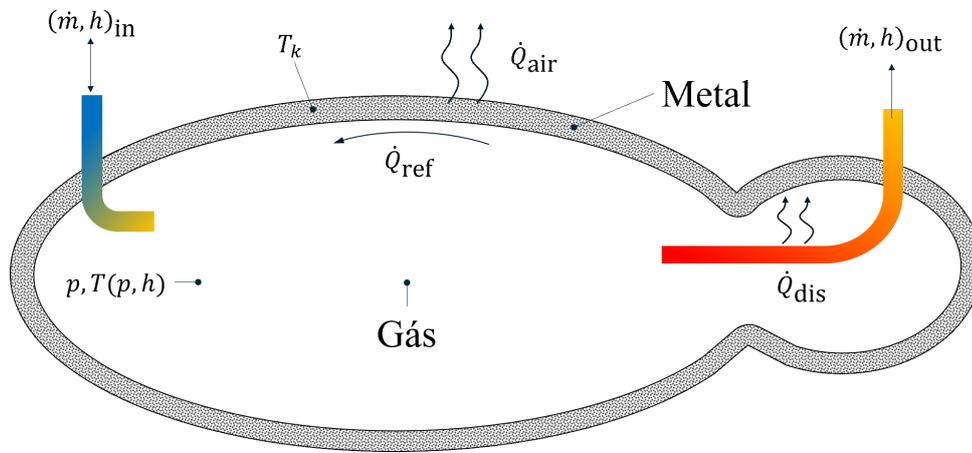


Figura 40 – Esquema da carcaça do compressor

Dessa forma, as entradas do modelo são p , dp/dt , \dot{m}_{out} e h_{in} e as saídas são \dot{m}_{in} , h e T_k .

As taxas de transferência de calor são calculadas com base em valores de condutância de referência (KNABBEN, 2019):

$$\dot{Q}_{air} = UA_{ext}(T_k - T_{amb}) \quad (3.70)$$

$$\dot{Q}_{ref} = UA_{int}(T_k - T(p, h)) \quad (3.71)$$

$$\dot{Q}_{dis} = UA_{dis}(T_2 - T(p, h)) \quad (3.72)$$

onde $UA_{int} = 10$, $UA_{ext} = 1,5$ e $UA_{dis} = 2 \text{ W/K}$.

3.4 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Como já discutido anteriormente, no refrigerador em estudo são empregados dois tubos capilares como dispositivos de expansão. Um tubo capilar nada mais é que um tubo longo ($\geq 1 \text{ m}$) de diâmetro pequeno ($\leq 1 \text{ mm}$), usualmente fabricado em cobre.

Embora o tubo capilar seja construtivamente simples, o fenômeno de expansão que ocorre ao longo do tubo é complexo. O fluido refrigerante entra no tubo

capilar no estado líquido, normalmente subresfriado, e devido ao atrito viscoso começa a perder pressão de forma aproximadamente linear, conforme ilustra a Figura 41. Nessa região, a temperatura do refrigerante bem como a sua temperatura de saturação permanecem praticamente constantes (região entre 1 e 2). É interessante notar que entre os pontos 1 e 2a o escoamento encontra-se em equilíbrio termodinâmico na fase líquida, pois a pressão do fluido é maior que a pressão de saturação. Já do ponto 2a ao ponto 2, o escoamento encontra-se em equilíbrio metaestável, visto que a pressão do fluido está abaixo da pressão de saturação, porém o refrigerante permanece na fase líquida (líquido superaquecido). Do ponto 2 em diante, inicia-se a formação de vapor, que acelera o escoamento reduzindo ainda mais a pressão. A partir do ponto 2b, o fluido encontra-se novamente em equilíbrio termodinâmico entre as fases líquido e vapor. Outra particularidade do escoamento em tubos capilares pode ser destacada no ponto 3, onde o escoamento atinge a pressão crítica, ou pressão sônica. Nessa condição, o abaixamento da pressão a jusante não afeta mais o escoamento e o mesmo é dito bloqueado.

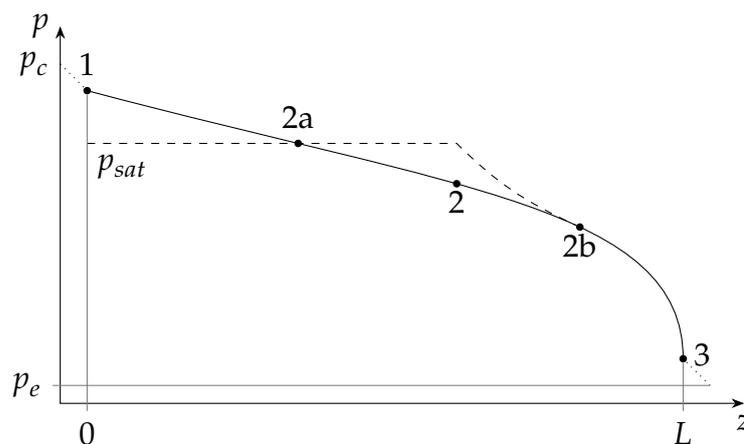


Figura 41 – Diagrama ilustrativo da pressão ao longo do comprimento de um tubo capilar adiabático

Fonte: Adaptado de Hermes (2006)

Hermes et al. (2008) propuseram um modelo matemático para tubos capilares adiabáticos e diabáticos baseado nas equações da conservação, a fim de aprimorar o que já havia sido realizado por Mezavilla (1995), Hermes (2000) e Nellis e Klein (2008). O modelo foi proposto visando aplicabilidade em uma ampla faixa de operação, baixo custo computacional, estabilidade numérica e exatidão. O modelo descrito por Hermes et al. (2008) cumpre com diversos dos quesitos objetivados, porém não é explícito para a vazão, o que implica em iterações adicionais (custo computacional) para encontrar a vazão.

Heimel et al. (2014) propuseram utilizar uma rede neural para determinar a vazão no tubo capilar. Uma rede neural nada mais é que uma estrutura matemática que relaciona dados de entrada (\vec{e}) com dados de saída (\vec{s}) a partir de um conjunto de coeficientes (\vec{b}_i), também conhecidos como pesos. A rede neural é semelhante à um modelo totalmente empírico, pois não tem física alguma envolvida. Alguns autores relatam que uma rede neural é como uma tabela, onde os cálculos realizados são o mecanismo de busca. As grandes vantagens de se empregar uma rede neural, são: velocidade, robustez e continuidade. A escolha das variáveis de entrada são de extrema importância, pois deve-se escolhê-las de modo que exerçam influência sobre a variável de saída.

Hermes (2006) comenta que o modelo do capilar tem por objetivo determinar a vazão mássica e estado termodinâmico na saída do dispositivo de expansão. Além disso, Hermes et al. (2010) propuseram uma equação explícita para a vazão do capilar restrita a refrigerante líquido subresfriado na entrada do dispositivo:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{D^5}{\pi 8fL} \left[\frac{p_{in} - p_f}{v_f} + \frac{p_f - p_{out}}{a} + \ln \left(\frac{ap_{out} + b}{ap_f + b} \right) \right]} \quad (3.73)$$

onde as constantes a e b vêm da correlação para o volume específico em uma linha isentálpica utilizada (YILMAZ; UNAL, 1996) e o subíndice f representa o ponto de vaporização (*flash point*). Nota-se pela expressão acima que a vazão, para um capilar adiabático, é função do diâmetro, comprimento, pressões a montante e jusante, volume específico (ou densidade) e da viscosidade (embutida no fator de atrito f). Para um capilar não-adiabático, pode-se incluir como dados de entrada, a taxa de transferência de calor (ou fluxo, q'') bem como os comprimentos da região de entrada e de troca de calor (subíndices 'en' e 'hx', respectivamente). Sendo assim,

$$\vec{e} = [p_{in}, p_{out}, \rho_{in}, q'', D, L, L_{en}, L_{hx}] \quad (3.74)$$

$$\vec{s} = [\dot{m}] \quad (3.75)$$

Diferentemente do que foi realizado por Heimel et al. (2014), os fenômenos de expansão e troca de calor foram separados, dessa forma a rede neural é responsável por determinar a vazão mássica enquanto a troca de calor é determinada a partir da efetividade e NTU, pelo lado da linha de sucção:

$$q'' = \frac{\dot{m}c_p \varepsilon (T_{cap,in} - T_{suc,in})}{\pi D_{cap} L_{hx}} \quad (3.76)$$

onde se utiliza a relação ε -NUT para capacitância infinita, $\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$, e a condutância térmica é calculada com base no coeficiente de transferência de

calor, \dot{h} , determinado a partir da correlação $\dot{h} = (k/D)0,023Re^{0,8}Pr^{0,3}$ (DITTUS; BOELTER, 1930), onde Pr é o número de Prandtl e k a condutividade térmica do fluido. Sendo assim, $NUT = (\dot{h}\pi D_{cap}L_{hx})/(\dot{m}c_p)$.

Contudo, faz-se necessário determinar os coeficientes b_i , ou seja treinar a rede. Visando obter resultados consistentes deve-se utilizar uma massa de dados substancial. Heimel et al. (2014) por exemplo utilizaram mais de 30 000 para o treinamento. Idealmente, deve-se utilizar dados experimentais para treinar qualquer modelo empírico, porém é possível treiná-la com resultados de modelos matemáticos também. Visto que a massa de dados necessária é grande demais para ser realizada experimentalmente, utilizou-se o modelo físico proposto por Hermes (2006), implementado em Python, para gerar os pontos da base de dados.

Um algoritmo, também escrito em Python, foi desenvolvido para estruturar e treinar a rede neural. Foi escolhida uma rede de duas camadas escondidas de 30 e 12 neurônios, respectivamente. A função de transferência entre as primeiras camadas é a função sigmoideal, enquanto para a última camada utilizou-se uma função puramente linear, como ilustrado na Figura 42.

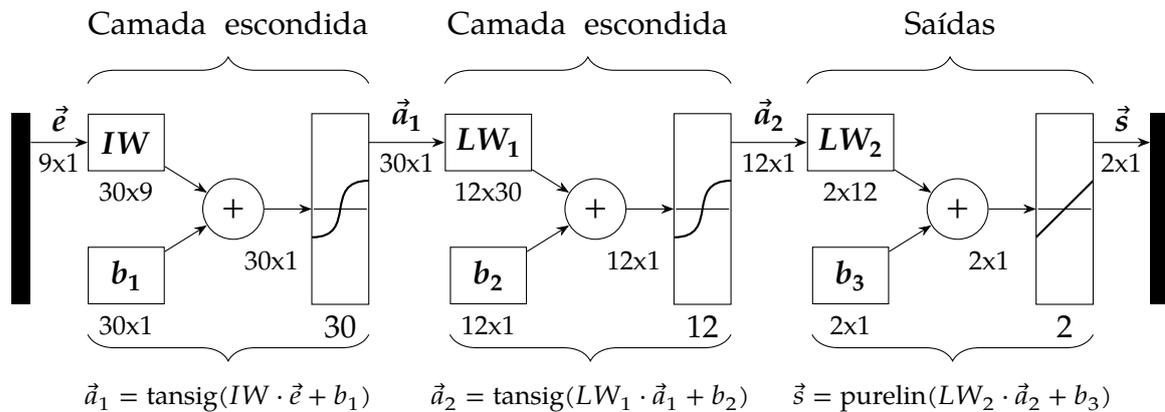


Figura 42 – Diagrama de operações da rede neural

Fonte: Adaptado de Heimel et al. (2014)

O treinamento da rede consiste em reduzir o erro quadrático a partir do método do gradiente. Por outro lado, a função matemática expressa pela rede neural é complexa, logo computar o gradiente da rede em relação aos pesos é um processo significativamente oneroso. Esse problema é contornado utilizando-se o método conhecido como *backpropagation* para computar o gradiente (AGGARWAL, 2018). Sendo assim, calcula-se uma base de dados de 30 000 pontos com o modelo físico do capilar, cujos limites estão dispostos na Tabela 3. Um algoritmo inicia os pesos com valores aleatórios entre 0 e 1. Em seguida, são selecionados aleatoriamente 30% dos pontos da base de dados para realizar

o treinamento da rede. Calcula-se o gradiente da rede neural e, a partir desse gradiente, determina-se novos pesos que diminuem o erro quadrático, o que configura uma época de treinamento. Esse procedimento se repete por diversas épocas até que se atinja um mínimo local ou que o erro seja satisfatório.

Tabela 3 – Limites dos valores de entrada e saída da rede neural

Variável	D [mm]	L [m]	L_{en} [m]	L_{hx} [m]	p_{in} [bar]	ρ_{in} [kg/m ³]	p_{out} [bar]	q'' [W/m ²]
Máximo	1,00	4	1	3	16	1 451	8	0
Mínimo	0,55	2	0,2	1	0,4	2,4	0,2	-25 000

A diferença entre as vazões do modelo físico e a rede neural treinada estão apresentados na Figura 43. Também foram realizados alguns teste a título de demonstrar que a rede é capaz de reproduzir o mesmo comportamento que o modelo físico em função de variações nas condições de contorno. As Figuras 44 e 45 mostram a resposta da rede e do modelo físico em função de variações na pressão de saída do capilar e entalpia na entrada, mostrando que de fato a rede foi capaz de reproduzir o comportamento do modelo físico.

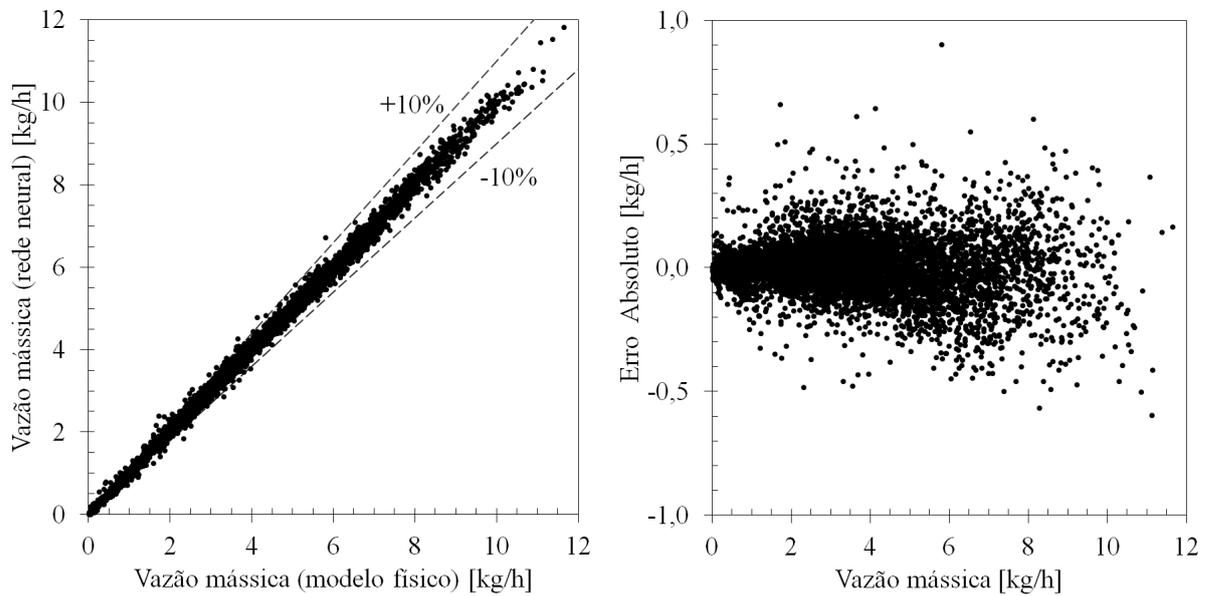


Figura 43 – Validação da rede neural

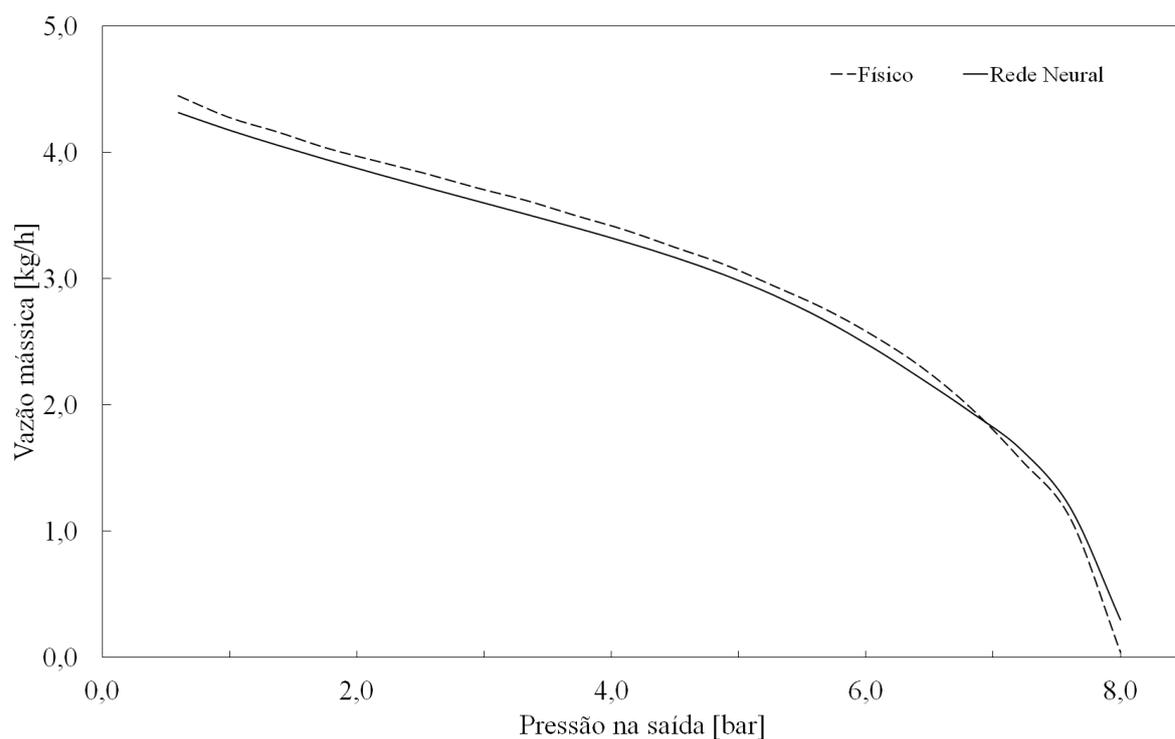


Figura 44 – Sensibilidade da rede e modelo físico à pressão de saída

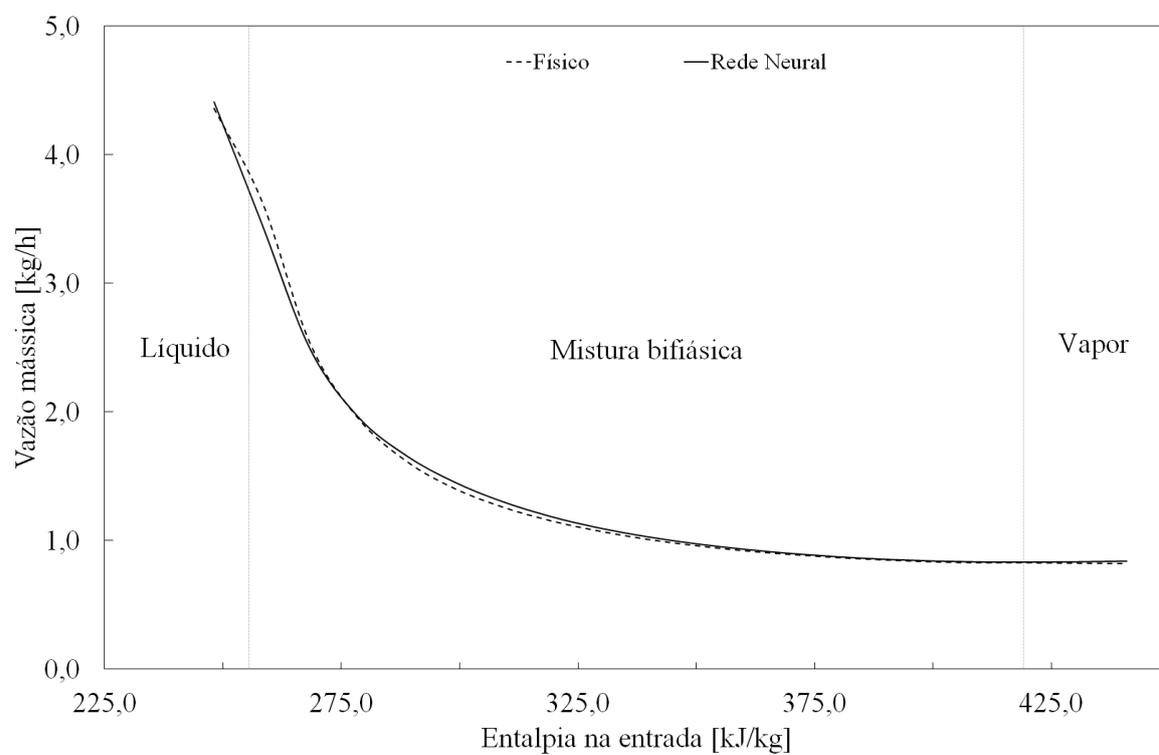


Figura 45 – Sensibilidade da rede e modelo físico à entalpia de entrada

3.5 VÁLVULA DE RETENÇÃO

A válvula de retenção utilizada no refrigerador do presente estudo, nada mais é que uma esfera confinada em um cone (como ilustra a Figura 46). Visando minimizar a perda de carga, a válvula não possui mola. A relação entre a perda de pressão que o escoamento sofre e a vazão através da válvula pode ser obtida a partir da equação do orifício (FOX et al., 2010):

$$\dot{m} = C_D A_c \sqrt{\rho_{in} (p_{in} - p_{out})} \quad (3.77)$$

onde A_c é a área da seção transversal e C_D é o coeficiente de descarga.

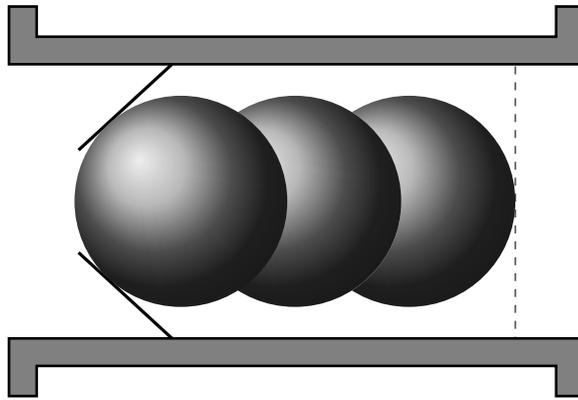


Figura 46 – Diagrama esquemático da válvula de retenção

Como a esfera impede que o fluxo de refrigerante inverta, se $p_{out} > p_{in}$ então $\dot{m} = 0$ (ou $A_c = 0$). Para evitar fortes descontinuidades, assume-se que a A_c varia linearmente com a diferença de pressão até que atinja um valor máximo A_{max} em um Δp_{max} :

$$A_c = \begin{cases} 0 & \text{se } (p_{in} - p_{out}) \leq 0 \\ A_{max} \frac{p_{in} - p_{out}}{\Delta p_{max}} & \text{se } (p_{in} - p_{out}) < \Delta p_{max} \\ A_{max} & \text{se } (p_{in} - p_{out}) \geq \Delta p_{max} \end{cases} \quad (3.78)$$

Devido à baixa impedância da válvula, assumiu-se que para uma vazão de referência 5 kg/h de vapor saturado a 0°C, A_{max} é 5 mm² e Δp_{max} é 0,1 bar. O que resulta em $C_D = 0,731$.

3.6 COMPARTIMENTOS REFRIGERADOS

Como já visto anteriormente, o refrigerador em questão possui 3 compartimentos refrigerados: (i) congelador, (ii) refrigerador e (iii) máquina de fazer gelo. Sendo assim, deve-se encontrar equações evolutivas para a temperatura de

cada um dos compartimentos. Um balanço de energia no ar do compartimento refrigerado resulta em

$$\rho V c_p \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} \quad (3.79)$$

onde V é o volume do gabinete, ρ é a densidade do ar e c_p é o calor específico do ar a pressão constante.

No desenvolvimento do seu modelo de gabinete, Hermes (2006) mostrou que a infiltração de ar no gabinete não pode ser desprezada. Dessa forma, assumindo que o ar se comporta como gás ideal e que a pressão interna no gabinete refrigerado é constante e igual à atmosférica, tem-se que

$$\rho V c_p \frac{T_{amb}}{T} \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} \quad (3.80)$$

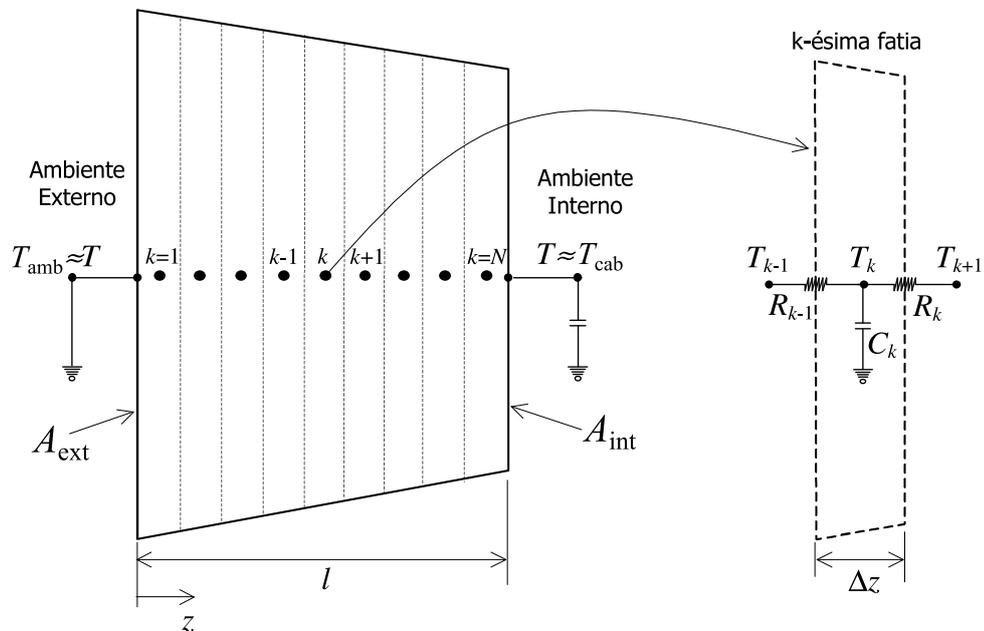


Figura 47 – Modelo de condução unidimensional nas paredes (volumes finitos)

Fonte: Hermes (2006)

O calor removido pode ser determinado a partir do insuflamento de ar frio: $\dot{Q}_{out} = \rho \dot{V} c_p (T - T_i)$, onde \dot{V} é a vazão volumétrica de ar e T_i é a temperatura do ar insuflado. Já o calor que entra pelas paredes, \dot{Q}_{in} , pode ser calculado por meio da condutância global determinada anteriormente: $\dot{Q}_{in} = UA(T_{amb} - T)$. Entretanto, a taxa calculada dessa forma é válida somente para o regime permanente, durante o transiente existe acúmulo de energia nas paredes do refrigerador que não pode ser desprezado. Uma análise de escalas realizada por Hermes (2006) mostra que a condução de calor nas paredes pode ser considerada unidimensional. Sendo assim, é possível utilizar um modelo de

volumes finitos conforme ilustra a Figura 47, cujo equacionamento é:

$$(\rho c)_w A_k \Delta z \frac{dT_k}{dt} = \frac{k_w A_k}{\Delta z} (T_{k+1} + T_{k-1} - 2T_k) + \sum UA \Delta T \quad (3.81)$$

assumindo ainda que a temperatura do revestimento interno da parede encontra-se na mesma temperatura que o ar do compartimento refrigerado e que a temperatura do revestimento externo, encontra-se na mesma temperatura que o ar ambiente, então pode-se escrever que

$$\left(C_{\text{lin}} + \rho V c_p \frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{cab}}} \right) \frac{dT_{\text{cab}}}{dt} = \frac{k_w A_N}{\Delta z / 2} (T_N - T_{\text{cab}}) - \rho \dot{V} (T_i - T_{\text{cab}}) \quad (3.82)$$

$$(\rho c)_w A_k \Delta z \frac{dT_k}{dt} = \frac{k_w A_k}{\Delta z} (T_{k+1} + T_{k-1} - 2T_k) \quad \forall k \in [2, N-1] \quad (3.83)$$

$$(\rho c)_w A_1 \Delta z \frac{dT_1}{dt} = \frac{k_w A_1}{\Delta z} (T_2 + 2T_{\text{amb}} - 3T_1) \quad (3.84)$$

$$(\rho c)_w A_N \Delta z \frac{dT_N}{dt} = \frac{k_w A_N}{\Delta z} (T_N + 2T_{\text{cab}} - 3T_N) \quad (3.85)$$

em que C_{lin} representa a capacidade térmica do revestimento plástico no interior do compartimento refrigerado e T_{cab} a temperatura do compartimento refrigerado em questão ('ff' ou 'fz').

Por fim, a condutividade térmica da parede pode ser calculada com base no valor de condutância global encontrado para cada compartimento:

$$k_{w,\text{cab}} = \frac{(UA)_{\text{cab}} l_{\text{cab}}}{A_{\text{cab}}} \quad (3.86)$$

sendo l_{cab} a espessura média da parede e A_{cab} a área média da superfície do respectivo compartimento refrigerado.

O equacionamento final para cada compartimento fica:

$$\left(C_{\text{lin,ff}} + \rho V_{\text{ff}} c_p \frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{ff}}} \right) \frac{dT_{\text{ff}}}{dt} = \frac{k_{w,\text{ff}} A_{N,\text{ff}}}{\Delta z / 2} (T_{N,\text{ff}} - T_{\text{ff}}) + UA_{\text{ff-im}} (T_{\text{im}} - T_{\text{ff}}) \quad (3.87)$$

$$+ UA_{\text{ff-fz}} (T_{\text{fz}} - T_{\text{ff}}) - \rho \dot{V}_{\text{ff}} (T_{i,\text{ff}} - T_{\text{ff}})$$

$$(\rho c)_w \frac{dT_1}{dt} = \frac{k_{w,\text{ff}}}{\Delta z^2} (T_{2,\text{ff}} + 2T_{\text{amb}} - 3T_{1,\text{ff}}) \quad (3.88)$$

$$(\rho c)_w \frac{dT_N}{dt} = \frac{k_{w,\text{ff}}}{\Delta z^2} (T_{N,\text{ff}} + 2T_{\text{ff}} - 3T_{N,\text{ff}}) \quad (3.89)$$

$$(\rho c)_w \frac{dT_{k,\text{ff}}}{dt} = \frac{k_{w,\text{ff}}}{\Delta z^2} (T_{k+1,\text{ff}} + T_{k-1,\text{ff}} - 2T_{k,\text{ff}}) \quad \forall k \in [2, N-1] \quad (3.90)$$

$$\left(C_{\text{lin,fz}} + \rho V_{\text{fz}} c_p \frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{fz}}} \right) \frac{dT_{\text{fz}}}{dt} = \frac{k_{w,\text{fz}} A_{N,\text{fz}}}{\Delta z / 2} (T_{N,\text{fz}} - T_{\text{fz}}) + UA_{\text{ff-fz}} (T_{\text{ff}} - T_{\text{fz}}) \quad (3.91)$$

$$- \rho \dot{V}_{\text{fz}} (T_{i,\text{fz}} - T_{\text{fz}})$$

$$(\rho c)_w \frac{dT_1}{dt} = \frac{k_{w,\text{fz}}}{\Delta z^2} (T_{2,\text{fz}} + 2T_{\text{amb}} - 3T_{1,\text{fz}}) \quad (3.92)$$

$$(\rho c)_w \frac{dT_N}{dt} = \frac{k_{w,fz}}{\Delta z^2} (T_{N,fz} + 2T_{fz} - 3T_{N,fz}) \quad (3.93)$$

$$(\rho c)_w \frac{dT_{k,fz}}{dt} = \frac{k_{w,fz}}{\Delta z^2} (T_{k+1,fz} + T_{k-1,fz} - 2T_{k,fz}) \quad \forall k \in [2, N - 1] \quad (3.94)$$

$$\left(C_{lin,im} + \rho V_{im} c_p \frac{T_{amb}}{T_{im}} \right) \frac{dT_{im}}{dt} = UA(T_{amb} - T_{im}) + UA_{ff-im}(T_{ff} - T_{im}) - \rho \dot{V}_{im}(T_{i,im} - T_{im}) \quad (3.95)$$

Vale ressaltar que, para a máquina de gelo, a inércia térmica das paredes foi desprezada pois esse compartimento é muito pequeno em relação aos outros.

3.7 SOLUÇÃO QUASE-ESTÁTICA

A estratégia de modelagem quase-estática parte do princípio que a dinâmica interna do circuito de refrigeração (migração de massa) é muito mais rápida que a dinâmica das temperaturas dos gabinetes de refrigeração, o que possibilita considerar que o circuito de refrigeração está em regime permanente, como ilustrado na Figura 48. Sendo assim, a vazão de refrigerante é uniforme ao longo de todo o circuito de refrigeração, em qualquer instante de tempo.

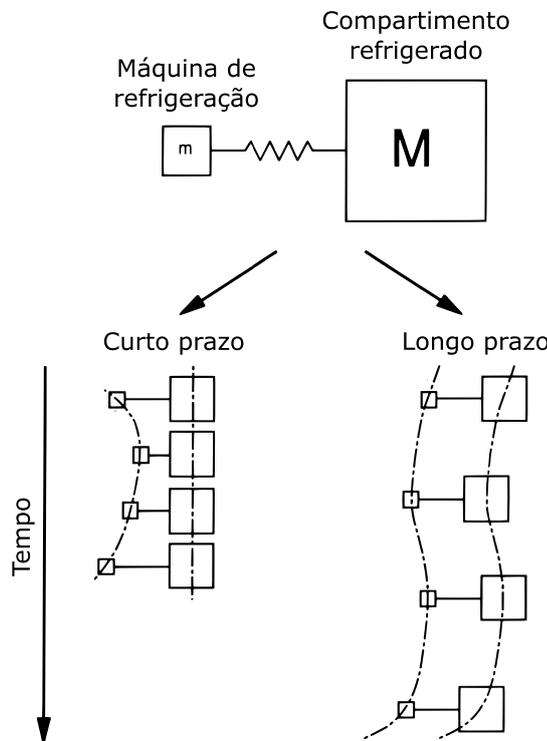


Figura 48 – Acoplamento entre uma máquina de refrigeração e compartimento refrigerado

Gonçalves et al. (2009) apresentaram uma metodologia de solução para o sistema de refrigeração em regime permanente. Em suma, propuseram que os submodelos para o inventário de massa e vazão no capilar fossem substituídos por graus de superaquecimento e subresfriamento prescritos nas saídas do evaporador e condensador, respectivamente.

Entretanto, a metodologia proposta por Gonçalves et al. (2009) não é apropriada para determinação do consumo de energia de aparelhos refrigeradores, devido ao seu caráter transiente. Visando solucionar esse empecilho, Hermes et al. (2009) apresentaram uma maneira de estimar a RTR a partir da carga térmica e capacidade de refrigeração em regime permanente. Ainda assim, a metodologia de Hermes et al. (2009) não leva em conta a dinâmica do refrigerador, portanto não é capaz de avaliar o impacto de diferentes lógicas de controle, por exemplo.

Borges et al. (2011) implementaram a metodologia de solução do ciclo de refrigeração proposta por Gonçalves et al. (2009), porém introduziram a inércia térmica dos trocadores de calor e dos compartimentos refrigerados na simulação. Dessa forma, é possível capturar parcialmente a dinâmica do refrigerador. Borges et al. (2011) validaram essa metodologia para um aparelho de único evaporador. O presente trabalho explora a mesma estratégia porém para um refrigerador de dois evaporadores (SANTOS et al., 2019a).

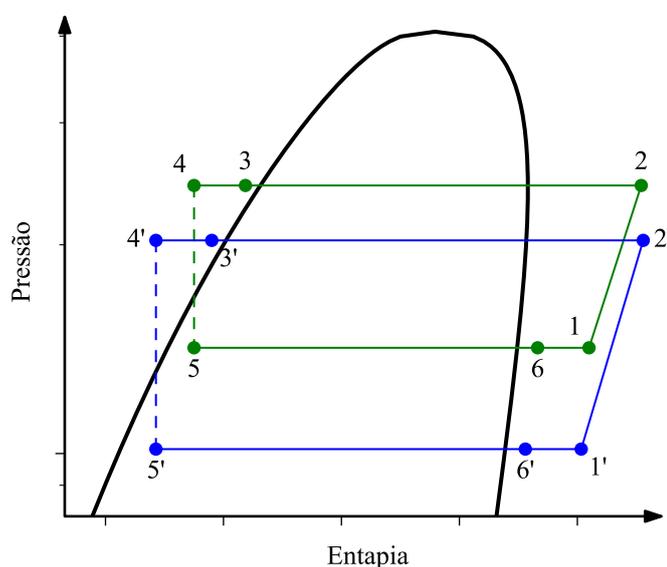


Figura 49 – Diagrama Pressão-Entalpia de um refrigerador com dois evaporadores em paralelo

Considerando então o diagrama apresentado na Figura 49, da suposição de fluido superaquecido e subresfriado nas saídas dos evaporadores e condensador,

tem-se respectivamente:

$$h_{6,6'} = \text{Entalpia}(p_e, T_e + \Delta T_{\text{sup}}) \quad (3.96)$$

$$h_3 = \text{Entalpia}(p_c, T_c - \Delta T_{\text{sub}}) \quad (3.97)$$

onde p_c e p_e são, respectivamente, as pressões de saturação na linha de alta (condensação) e baixa (evaporação), T_e e T_c são as respectivas temperaturas de saturação e ΔT o grau de superaquecimento (sup) ou subresfriamento (sub) prescrito.

A vazão no sistema é determinada pelo modelo do compressor descrito na seção 3.3. A entalpia na entrada do evaporador e do compressor é obtida a partir de um balanço de energia no trocador de calor interno:

$$T_1 = T_6 + \varepsilon (T_3 - T_6) \quad (3.98)$$

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6) \quad (3.99)$$

em que ε representa a efetividade do trocador de calor interno.

Considerando as paredes dos trocadores de calor como sólidos de capacitância concentrada e aplicando a conservação da energia, obtém-se:

$$C_{w,fz} \frac{dT_{w,fz}}{dt} = UA_{fz} (T_{fz} - T_{w,fz}) - \dot{Q}_{e,fz} \quad (3.100)$$

$$C_{w,ff} \frac{dT_{w,ff}}{dt} = UA_{ff} (T_{ff} - T_{w,ff}) - \dot{Q}_{e,ff} \quad (3.101)$$

$$C_{w,c} \frac{dT_{w,c}}{dt} = UA_c (T_{\text{amb}} - T_{w,c}) - \dot{Q}_c \quad (3.102)$$

onde os subíndices e e c referem-se, respectivamente, ao evaporador e condensador. As taxas de transferência de calor são calculadas da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_{e,fz} = \dot{m} (h_{6'} - h_{5'}) = UA_{\text{int},fz} (T_{w,fz} - T_e) \quad (3.103)$$

$$\dot{Q}_{e,ff} = \dot{m} (h_2 - h_1) = UA_{\text{int},ff} (T_{w,ff} - T_e) \quad (3.104)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m} (h_2 - h_3) = UA_{\text{int},c} (T_c - T_{w,c}) \quad (3.105)$$

onde UA_{int} representa o coeficiente de transferência de calor pelo lado do refrigerante. Como tanto nos evaporadores como no condensador há mudança de fase, considerou-se que $UA_{\text{int}} = 100UA_{\text{ext}}$, sendo que a condutância pelo lado do ar foi obtida experimentalmente. O mesmo modelo descrito na seção 3.6 foi utilizado para o gabinete refrigerado.

Com o equacionamento proposto nesta seção, apenas as temperaturas são integradas no tempo. As pressões de trabalho são variáveis algébricas iterativas, calculadas como se o sistema de refrigeração operasse em regime permanente a cada instante de tempo. Em resumo, as Equações 3.96 e 3.97 substituem os submodelos do capilar e do inventário de massa (GONÇALVES et al., 2009).

3.8 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram levantados modelos matemáticos para os componentes do ciclo de refrigeração, previamente discutidos no capítulo anterior.

Em resumo, um modelo de volumes finitos baseado no trabalho de Hermes e Melo (2008) foi adotado para o condensador. Esse modelo adotou variáveis de independentes as quais reduzem as variações na carga de refrigerante do sistema simulado. Já para o evaporador, foi utilizado um modelo de fronteiras móveis – sendo essa uma metodologia computacionalmente mais leve que o modelo de volumes finitos (SCHURT et al., 2009).

Para o compressor, foi proposto um modelo semi-empírico. O modelo proposto necessita de apenas três coeficientes para determinar a vazão e mais três para a potência de compressão. Em suma, a partir de um sinal de controle (o qual é a própria potência de compressão), o modelo computa a vazão mássica máxima e a vazão para atingir a potência do sinal. Caso o sinal implique em uma vazão maior que a máxima, utiliza-se a vazão máxima, caso contrário a vazão do sinal – a potência real é computada de acordo (SANTOS et al., 2019c).

Já para o tubo capilar, um modelo físico proposto por Hermes et al. (2008) foi utilizado para treinar uma rede neural artificial. Dessa forma, a fragilidade e lentidão do modelo físico de tubo capilar são substituídas pela robustez e rapidez da rede neural, sem comprometer a acuracidade do modelo. Para tanto, foram utilizados cerca de 30 000 pontos de treinamento.

A válvula de retenção foi modelada a partir da equação do orifício e, visando suavizar as transições entre válvula aberta e fechada, foi assumido um perfil linear da área do orifício em função da diferença de pressão.

Para os compartimentos refrigerados, foram adotados modelos de volumes finitos para as paredes, segundo o trabalho de Hermes (2006), a fim de computar a inércia térmica do isolamento. Entretanto, empregou-se para o ar um modelo de capacidade global.

Por fim, foi apresentada a metodologia de solução quase-estática, semelhante à proposta por Borges et al. (2011). Enquanto o transiente completo necessita dos modelos detalhados para o escoamento de refrigerante dentro dos componentes do sistema, a solução quase-estática utiliza apenas o modelo para a bomba do compressor, paredes dos trocadores de calor e compartimentos refrigerados. O inventário de massa e modelo do tubo capilar são substituídos por subresfriamento e superaquecimento prescritos nas saídas do condensador e evaporador, respectivamente (GONÇALVES et al., 2009).

4 IMPLEMENTAÇÃO

Os modelos matemáticos levantados anteriormente precisam ser implementados em uma linguagem de programação. Atualmente, existem diversas opções disponíveis, com bibliotecas de integradores numéricos prontas, e.g. FORTRAN, Python, MATLAB, Modelica, dentre outras.

Um dos objetivos do trabalho é viabilizar a programação gráfica do ciclo de refrigeração. Nesse aspecto, a linguagem de programação Modelica oferece um ambiente onde é possível “arrastar e soltar” caixas que representam os submodelos dos componentes e conectá-los entre si para formar o modelo do sistema (MODELICA ASSOCIATION, 2020).

Existem diversas plataformas de programação que utilizam a linguagem Modelica. O presente trabalho utilizou a plataforma Dymola (DYNASIM AB, 2020). Para o cômputo das propriedades do refrigerante, foi utilizada a biblioteca de propriedades termodinâmicas CoolProp (BELL et al., 2014).

4.1 PLATAFORMA DYMOLA/MODELICA

A linguagem Modelica possui algumas peculiaridades que devem ser destacadas. Trata-se de uma linguagem orientada a objetos, baseada em equações e foi desenvolvida visando a modelagem de sistemas multi-domínios (e.g. mecânico, térmico, hidráulico, elétrico, etc).

O fato de a linguagem ser orientada a objetos permite que o mesmo código seja reutilizado diversas vezes a partir de classes. Por exemplo, o submodelo do evaporador é programado na forma de uma classe: **Evaporador**. Assim, no código de programação, tanto o evaporador do *freezer* quanto o do *fresh-food* são instâncias da classe **Evaporador**. Dessa forma, uma alteração no submodelo **Evaporador** se propaga em todas as instâncias (objetos) desse submodelo.

Outra peculiaridade é que no ambiente de programação gráfica, o fluxo de informação pode ser do tipo causal ou acausal. Para entender o que isso significa, considere o exemplo da Figura 50, onde o submodelo **Compressor** cujas entradas são p_{in} , p_{out} , h_{in} e saídas \dot{m} , h_{out} , está conectado a tanques infinitos onde a pressão e a entalpia são constantes. No fluxo de informação causal (50a), a programação gráfica ocorre desta forma: as saídas de um submodelo são conectados nas respectivas entradas do outro. Na Figura 50a, há uma certa dificuldade em entender do que se trata o modelo, porém o fluxo de informação está claro para o usuário. Em contraponto, na programação acausal (50b), imediatamente se entende do que se trata o modelo, porém o fluxo de informação não está claro. Na Figura 50b, as portas (●, ●) que fazem interface entre os modelos carregam informações de \dot{m} , h e p . Dessa forma, cada conexão

representa um conjunto de três equações. O solver numérico analisa o conjunto final de equações fornecidas para então determinar quais são as entradas e saídas de cada modelo.

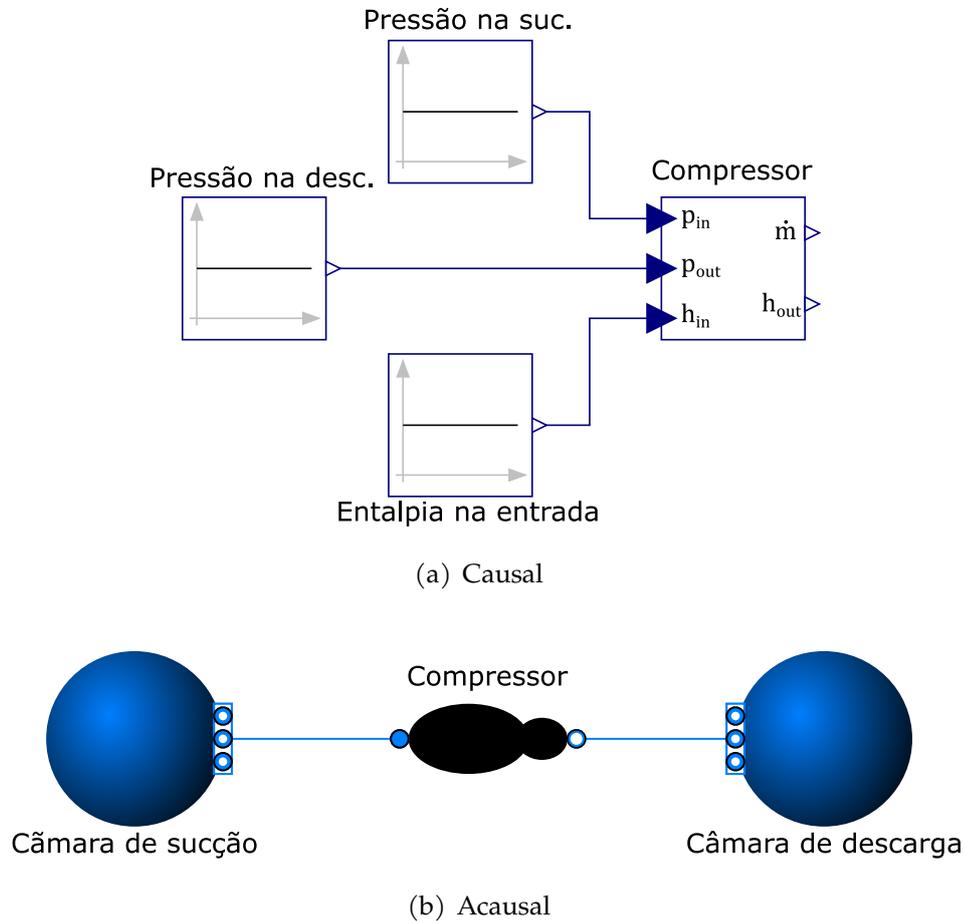


Figura 50 – Exemplos de programação gráfica

Em suma, pode-se dizer que do ponto de vista do usuário, a programação acausal é mais intuitiva pois as conexões entre modelos são físicas ao invés de numéricas (vide Figuras 50a e 50b). Entretanto, para o desenvolvedor do código, implementar os submodelos de forma genérica pode se tornar uma tarefa onerosa.

No Dymola, as classes (ou objetos) podem ser organizadas em pacotes, estruturando uma biblioteca. Os modelos descritos neste trabalho foram reunidos e organizados na forma de uma biblioteca chamada **TransientSimulations**. Cada modelo desenvolvido é representado no diagrama de blocos pelo seu respectivo ícone (como o compressor da Figura 50b).

4.2 PROBLEMA INICIAL

Completamente transiente

A solução completamente transiente envolve o acoplamento dos submodelos previamente desenvolvidos e montagem do problema de inicial. A Tabela 4 sumariza as entradas e saídas de cada submodelo. Visto que todas as variáveis listadas como entradas também estão listadas como saídas, existe solução para o problema.

Tabela 4 – Resumo das entradas e saídas dos submodelos

Submodelo	Entradas	Saídas
Compressor	$p_c, p_{ff}, dp_{ff}/dt, h_1$	$\dot{m}_{comp}, \dot{m}_{suc}$
Condensador	$\dot{m}_{comp}, \dot{m}_{cap,ff}, \dot{m}_{cap,fz}, h_2$	p_c, h_3
Tubo Capilar+iHX (ff)	$p_c, p_{ff}, h_5, h_3, \dot{m}_{ff}$	$\dot{m}_{cap,ff}, h_4, h_6$
Tubo Capilar+iHX (fz)	$p_c, p_{fz}, h_5', h_3', \dot{m}_{fz}$	$\dot{m}_{cap,fz}, h_4', h_6'$
Evaporador (ff)	$\dot{m}_{ff}, \dot{m}_{cap,ff}, h_4$	$p_{ff}, dp_{ff}/dt, h_5$
Evaporador (fz)	$\dot{m}_{fz}, \dot{m}_{cap,fz}, h_4'$	$p_{fz}, dp_{fz}/dt, h_5'$
Válvula de retenção	$\dot{m}_{suc}, h_5', p_{ff}, p_{fz}$	$\dot{m}_{ff}, \dot{m}_{fz}$

Utilizando os submodelos implementados na biblioteca **TransientSimulations** é possível montar o diagrama de blocos apresentado na Figura 51. A ferramenta de conferência da plataforma retorna que o modelo possui 1128 equações e 1128 variáveis, o que indica ser de fato um modelo solucionável.

Ainda assim, é necessário resolver o problema de inicialização. Para tanto, basta reconhecer as variáveis de estado do problema e aplicar as condições iniciais apropriadas. As variáveis de estado são aquelas que serão integradas no tempo e, portanto, precisam de uma condição inicial. São elas:

- Pressões: p_{ff}, p_{fz} e p_c ;
- Densidades: ρ_j (condensador) e ρ_{comp} ;
- Entalpias: h_j (condensador) e h_{comp} ;
- Temperaturas $T_{ff}, T_{fz}, T_{im}, T_{ff,j}, T_{fz,j}, T_{w,j}$ (condensador), $T_{w,b}$ e $T_{w,m}$ (evap. *fresh-food*), $T_{w,b}$ e $T_{w,m}$ (evap. *freezer*);
- Fronteiras: $\lambda_{ff}, \lambda_{fz}$.

Considerando que o sistema de refrigeração inicializa em equilíbrio com a temperatura ambiente, então

$$T_{ff} = T_{fz} = T_{im} = T_{fz,1...} = T_{w,1...} = \dots = T_{amb} \quad (4.1)$$

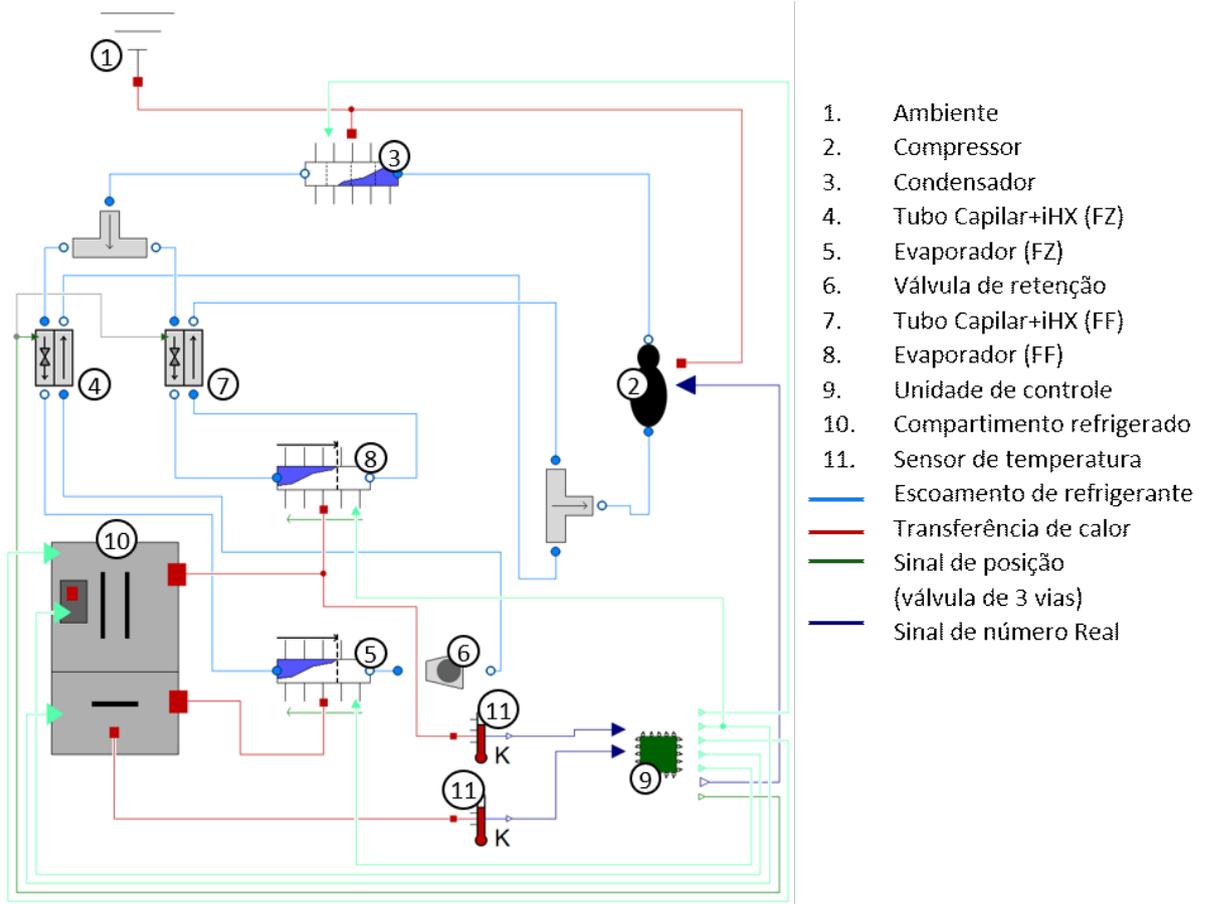


Figura 51 – Modelo do refrigerador em estudo (diagrama de blocos)

A densidade média do refrigerante dentro do sistema é

$$\rho_{\text{inicial}} = \frac{M_{\text{ref}}}{\sum V_j} \quad (4.2)$$

onde M_{ref} é a carga de refrigerante no sistema e V_j o volume de cada componente (evaporador, condensador, compressor, etc), logo: $\rho_j = \rho_{\text{comp}} = \rho_{\text{inicial}}$.

Densidade e temperatura são duas propriedades intensivas do fluido refrigerante que definem completamente o estado termodinâmico:

$$h_{\text{inicial}} = \text{Entalpia}(\rho_{\text{inicial}}, T_{\text{amb}}) \quad (4.3)$$

$$p_{\text{inicial}} = \text{Pressão}(\rho_{\text{inicial}}, T_{\text{amb}}) \quad (4.4)$$

dessa forma, $p_{\text{ff}} = p_{\text{fz}} = p_c = p_{\text{inicial}}$ e $h_j = h_{\text{comp}} = h_{\text{inicial}}$.

Por fim, assume-se que os evaporadores estão completamente superaquecidos:

$$\lambda_{\text{ff}} = \lambda_{\text{fz}} = 0 \quad (4.5)$$

Usualmente o refrigerante encontra-se superaquecido na inicialização. Entretanto, em casos de alta carga ou baixa temperatura onde $\rho_{\text{inicial}} > \rho_v(T_{\text{amb}})$

assume-se vapor saturado em todos os componentes, exceto o refrigerante na carcaça do compressor, nesse caso:

$$\rho_{\text{comp}} = \frac{M_{\text{ref}} - \rho_v(\sum V_j - V_{\text{comp}})}{V_{\text{comp}}} \quad (4.6)$$

$$h_{\text{comp}} = \text{Entalpia}(\rho_{\text{comp}}, T_{\text{amb}}) \quad (4.7)$$

Quase-estático

Tomando a formulação quase-estática apresentada, após o equacionamento completo do problema, a ferramenta de conferência da plataforma retornou que o sistema possui 197 equações e 197 variáveis, cerca de 5 vezes menos que o modelo transiente.

Como o método quase-estático despreza a migração de massa, as pressões de trabalho do sistema acabam por se tornar variáveis algébricas, sendo assim não necessitam de uma condição inicial. A dinâmica do sistema é dada pela massa térmica dos compartimentos e trocadores de calor, sendo a temperatura desses componentes as variáveis de estado do problema:

$$T_{\text{ff}}, T_{\text{fz}}, T_{\text{im}}, T_{\text{w,ff}}, T_{\text{w,fz}}, T_{\text{w,c}}$$

Como no problema inicial anterior, todas as temperaturas são iguais à temperatura ambiente (T_{amb}).

4.3 SOLVERS E INTEGRADORES NUMÉRICOS

O Dymola 2017 (DYNASIM AB, 2020) conta com diversos integradores numéricos disponíveis para o usuário, desde métodos históricos como Euler e Runge-Kutta até aqueles com passo de tempo adaptativo e ordem variável, como o CVODE (COHEN; HINDMARSH, 1996). Dentre eles, o método DASSL, desenvolvido por Petzold (1982), foi o integrador numérico escolhido para este trabalho.

O DASSL (*Differential/Algebraic System Solver*) é um solucionador de sistemas implícitos de equações diferenciais algébricas (EDAs). EDAs são diferentes de equações diferenciais ordinárias (EDOs) no sentido que não é possível resolver o sistema explicitamente para as derivadas y' .

Em essência, para resolver as derivadas temporais, essas são substituídas pela respectiva fórmula de diferenciação regressiva. As equações de cada instante de tempo são então resolvidas pelo método de Newton modificado, onde um fator de sub-relaxação é usado, o qual depende dos passos de tempo do instante atual e anterior. Por fim, a convergência se dá quando a diferença entre iterações das variáveis for menor que um valor de tolerância relativo:

$\text{abs}(\Delta y) \leq \text{tol} \cdot \text{abs}(y)$. Já os sistemas lineares são resolvidos por sub-rotinas do pacote LINPACK (DONGARRA et al., 1979).

A tolerância adotada em todas as simulações do presente trabalho foi de 0,0001 – o que implica em cerca de 0,05 °C para as temperaturas, 0,001 bar para as pressões de trabalho, 1 mm para os comprimentos e 0,001 kg/h para as vazões.

4.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Este capítulo introduziu a plataforma escolhida para implementação dos modelos descritos no capítulo anterior. Em resumo, o Dymola é uma plataforma fechada que utiliza a linguagem *open-source* Modelica para desenvolvimento dos modelos. Nela, é possível modelar o sistema graficamente de forma física, conectando blocos (que representam modelos dos componentes) entre si, formando assim o modelo do sistema.

Neste capítulo também foi apresentada a montagem do problema inicial, tanto para a solução quase-estática – onde basicamente as condições iniciais são de temperaturas iguais à temperatura ambiente – quanto para o transiente completo. Na formulação completa, é necessário determinar valores iniciais para as variáveis de estado como pressões, densidades e posições da fronteira, as quais são funções da carga de refrigerante, volume interno e temperatura ambiente.

Por fim, foi apresentado, brevemente, o método de solução adotado para resolver o sistema de EDAs resultante: o DASSL.

5 RESULTADOS

Este capítulo de resultados foi dividido em duas seções, a primeira trata dos resultados obtidos com a estratégia de modelagem completamente transiente. Em seguida, foram explorados os resultados do modelo quase-estático.

5.1 TRANSIENTE COMPLETO

Utilizando o modelo formado pelo diagrama de blocos da Figura 51, foi possível simular o comportamento do sistema tanto para o regime de abaixamento inicial da temperatura (*pull down*) quanto para o regime cíclico. As Figuras 52 e 53 mostram os resultados da simulação, juntamente com as observações experimentais, para ambos os regimes. Nos resultados apresentados, a unidade de controle do modelo foi configurada exatamente como a do experimento. Os parâmetros de controle utilizados no teste estão listados na Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros da unidade de controle

Parâmetro	Valor	
PoT	30 s	
N_{cd}	100 %	
N_{ff}	30 %	
N_{fz}	30 %	
N_{im}	30 %	
	Congelador	Resfriador
T_{on}	-18 °C	9 °C
T_{off}	-22 °C	5,5 °C
\dot{W}_{sig}	120 W	80 W

Nota: N representa o sinal de velocidade do ventilador, T_{off} e T_{on} são as temperaturas de corte do termostato, \dot{W}_{sig} é o sinal de potência enviado ao compressor e PoT é tempo de evacuação do lado de baixa (*pump out time*)

Como se pode ver pelas Figuras 52 e 53, o modelo foi capaz de prever razoavelmente a dinâmica do refrigerador. Os níveis médios de pressão, potência consumida e temperatura ficaram próximos dos observados experimentalmente.

No regime de *pull down* (Figura 52), nota-se que o modelo superestima a velocidade de subida da pressão de condensação (~ 0 a 1h), atingindo o pico da pressão de condensação em torno de 0,25h, enquanto a pressão de condensação no experimento faz uma subida mais suave, atingindo o pico em torno de 1h. Essa diferença está associada à hipótese de escoamento homogêneo no condensador, que estima uma evolução temporal da pressão mais acentuada que quando se utiliza a fração de vazio (a mesma coisa acontece no momento em que a válvula de três vias chaveia para o resfriador - por volta de 2,75h).

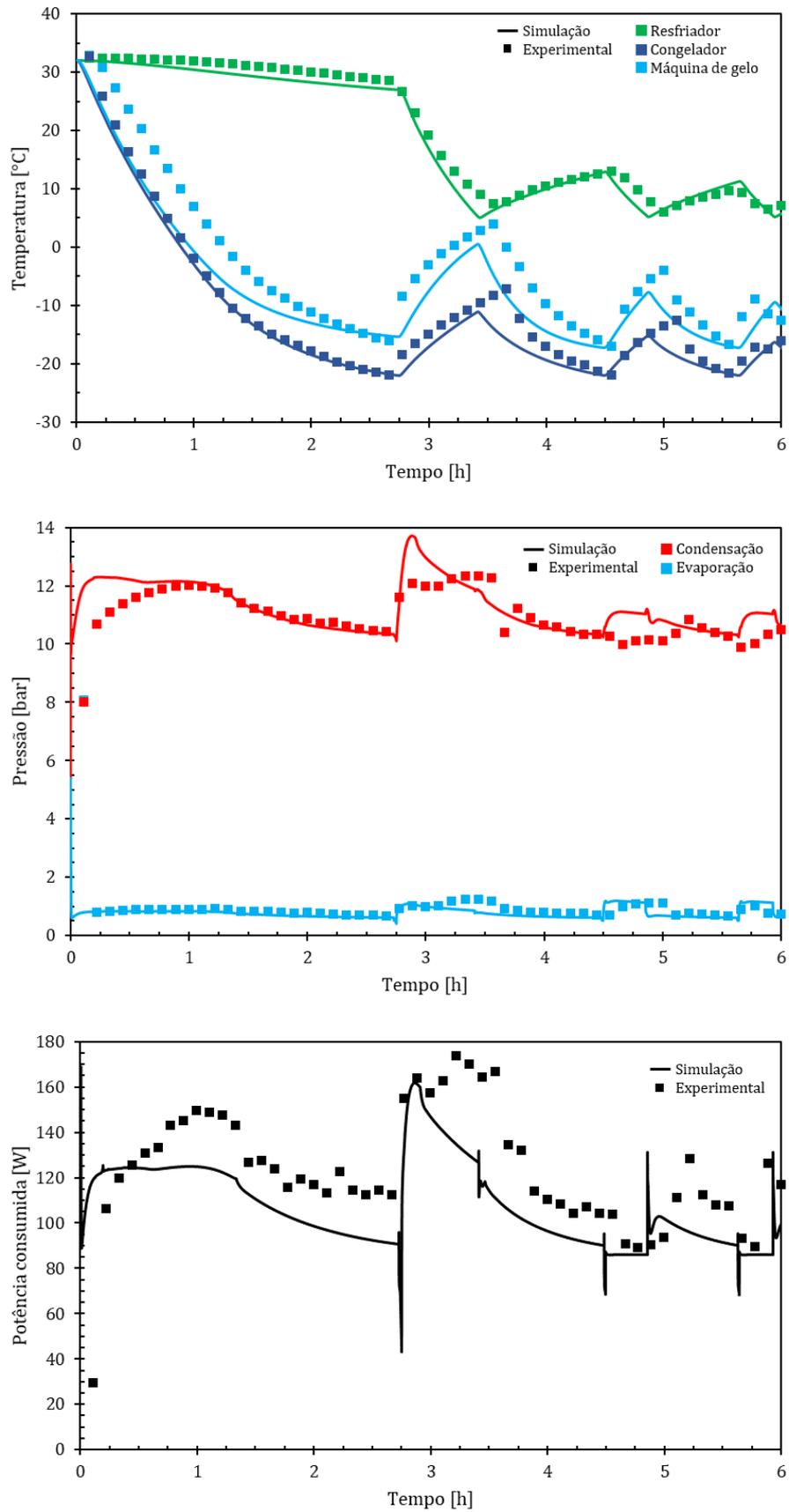


Figura 52 – Resultados da simulação para o regime de *pull down* (condições da Tabela 5)

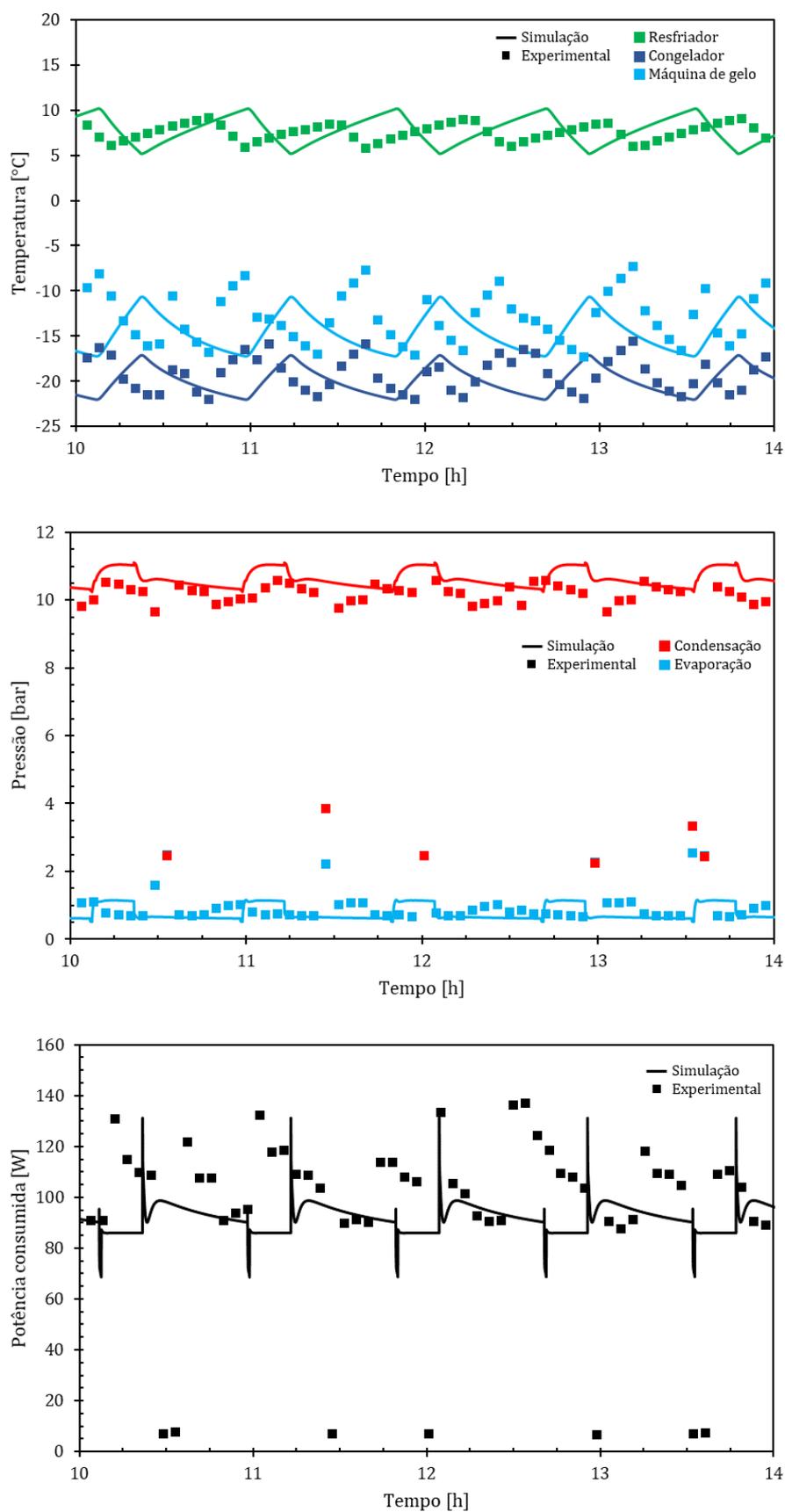


Figura 53 – Resultados da simulação para o regime cíclico (condições da Tabela 5)

Os erros na pressão de evaporação também podem ser atribuídos ao modelo de fração de vazio. A potência de compressão é um resultado do modelo do compressor, sendo essencialmente função das pressões de trabalho. Dessa forma, quando essas estão de acordo com o experimento a potência de compressão também está. Em alguns instantes observa-se que a potência de compressão oscila bruscamente, o que ocorre quando a válvula muda de posição. Os casos em que a potência cai bruscamente estão associados ao *pump out* do evaporador do *freezer*¹⁰. Ainda, pode-se notar que a temperatura do *ice maker* cai junto com a temperatura do *freezer* até que ambas começam a se separar por volta de 1h, enquanto no experimento a diferença de temperatura entre os compartimentos é evidente desde o início. Isso pode ser justificado pelo fato de a inércia térmica das paredes da máquina de gelo ter sido desprezada. Uma similaridade, entretanto, entre o modelo e o experimento está no momento em que a pressão de condensação começa a baixar (1,25h), o que está vinculado ao enchimento do evaporador, e ocorre no exato momento em que título na saída do evaporador fica abaixo de 1.

Já no regime cíclico, Figura 53, nota-se que o modelo do compressor nunca desliga, enquanto no experimento o compressor desligou algumas vezes por um curto período de tempo. Isso pode estar associado à histerese do sensor de temperatura ou até mesmo à oscilação do sinal processado pelo sistema de aquisição, fenômenos que não estão presentes na simulação. Quanto às leituras de temperatura, embora se note uma clara semelhança entre o formato das curvas, o experimento e simulação encontram-se significativamente defasados. Isso ocorre devido a pequenas diferenças nos períodos do ciclo que acabam por se somar e defasar os sinais. Nesse caso, deve-se observar os valores de tempo médio do período para tomar uma conclusão quanto à acuracidade do modelo. Nesse sentido, uma comparação entre os valores médios do regime cíclico simulado e experimental é apresentada na Tabela 6. Pode-se apontar, ainda, no gráfico da potência consumida, que durante a operação no resfriador a potência permanece praticamente constante (em torno de 80 W), o que é uma característica peculiar do compressor utilizado, que faz o controle de capacidade com base na potência como sinal de controle. Entretanto, durante a operação no *freezer*, observa-se um pico de potência, próximo de 120 W, sendo esse o sinal do controlador (Tabela 5). O pico ocorre pois a pressão de trabalho no resfriador é maior que no congelador, sendo assim, no momento em que a válvula de três vias troca para o circuito do congelador o sinal de potência enviado para o compressor também é aumentado de 80 W para 120 W, o que aumenta a vazão e

¹⁰Ao evacuar o evaporador de baixa a pressão tende a cair, o que por sua vez implica em uma razão de pressão maior e, por consequência uma vazão deslocada também menor. Como a potência de compressão é proporcional a vazão deslocada, essa também diminui.

por consequência a potência. No entanto, com o aumento repentino da vazão, a pressão de evaporação cai estabilizando o sistema. Adicionalmente, nota-se que nessa condição de operação, i.e. pressões de trabalho, o compressor não consegue atingir a condição imposta pelo controle 120W, portanto está operando com o deslocamento máximo – o mesmo pode ser visto nos resultados experimentais.

Tabela 6 – Valores médios simulado e experimental (condições da Tabela 5)

	Consumo [kWh/mês]	Temperatura média [°C]			Pressões [bar]		Período [min]	
		Resf.	Cong.	Icemaker	Sucção	Descarga	Resf.	Cong.
Sim.	67,0	7,8	-20,0	-14,5	0,77	10,62	51,4	51,2
Exp.	69,1	7,5	-19,2	-13,1	0,99	9,40	45,5	45,9
Dif.	-3,0%	0,3°C	-0,7°C	-1,4°C	-22,8%	13%	12,9%	11,5%

Dada a característica transiente do modelo, é possível utilizá-lo para investigar o impacto da lógica de controle na dinâmica do sistema de refrigeração, bem como nos níveis médios das variáveis de interesse. Por exemplo, alterando o *pump out time* de 30 segundos para 0s. As Figuras 54 e 55 mostram os resultados da simulação em que se alterou o valor do parâmetro de controle PoT de 30s para 0s, todos os outros parâmetros permanecerem iguais aos da Tabela 5.

Nesse caso, assim como esperado, as observações acerca do *pull down* do congelador são as mesmas, visto que esse ocorre da mesma forma. Entretanto, ao iniciar a operação no resfriador, nota-se algumas diferenças entre as Figuras 52 (30s) e 54 (0s): a queda brusca na potência de compressão já não é tão acentuada nem duradoura como no caso em que se tem PoT de 30s, o que também era esperado já que essa queda havia sido associada ao evacuação do evaporador de baixa. Também é possível observar que o modelo superestimou uma capacidade de refrigeração durante o *pull down* do *fresh-food*, isso pode ser atribuído a dois fatores principais: uma impedância subestimada¹¹ da válvula de retenção no evaporador do freezer e/ou à escolha do modelo de fração de vazio no evaporador¹².

No que diz respeito ao regime cíclico, é possível observar que, no caso de 0s, o compressor desliga com uma frequência considerável, embora a simulação tenha apontado que o compressor opera ligado constantemente. Nesse caso, destaca-se que a temperatura simulada do resfriador oscilou com uma

¹¹A impedância da válvula de retenção pode retardar a evacuação do evaporador de baixa, fazendo com que o circuito do resfriador opere com pouco refrigerante nos instantes iniciais da mudança de congelador para resfriador.

¹²O modelo de fração de vazio está fortemente associado ao acúmulo de massa e preenchimento do evaporador, ou seja, é imperativo na relação entre a massa de refrigerante no evaporador e a capacidade de refrigeração.

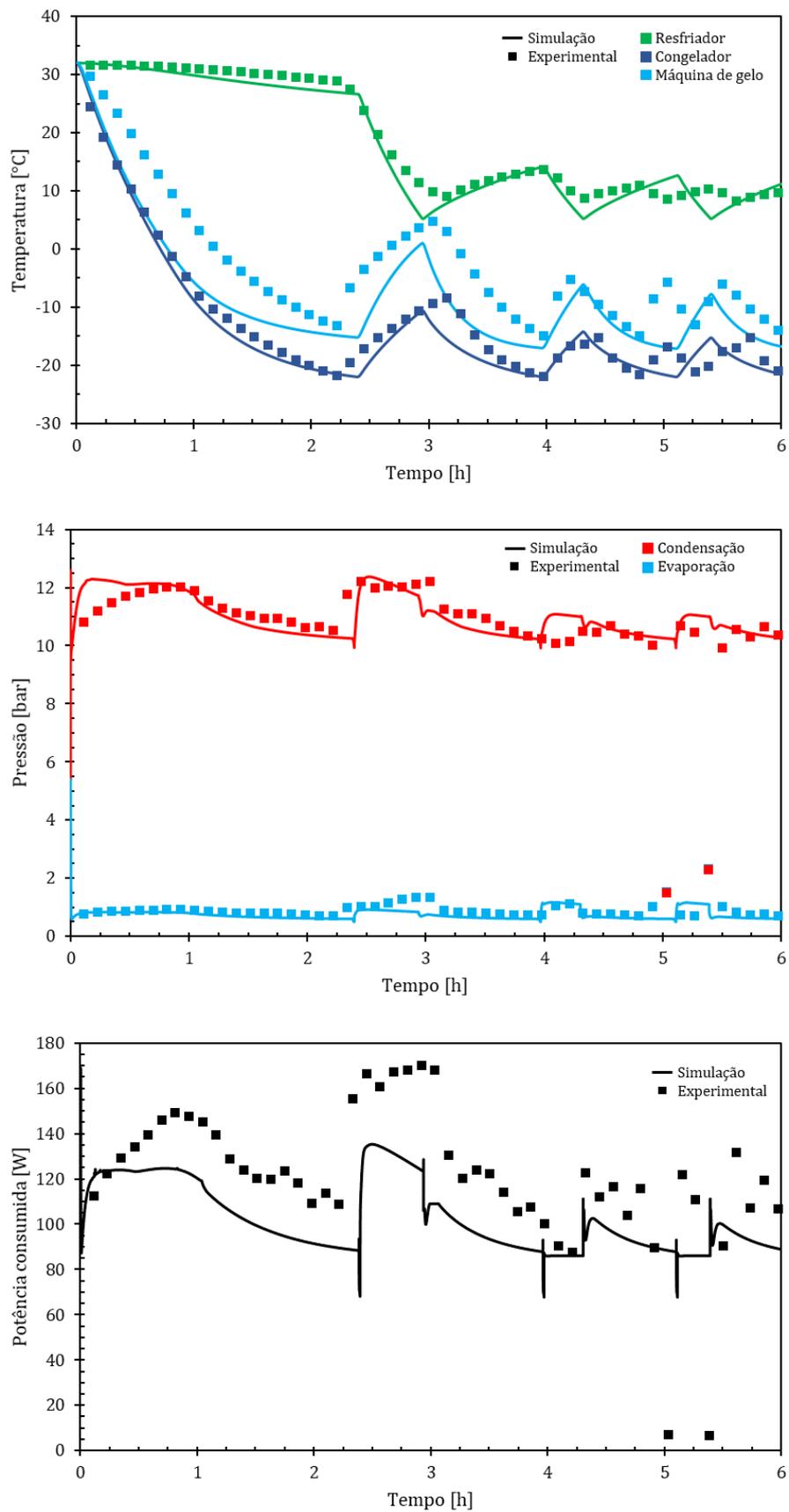


Figura 54 – Resultados da simulação para o regime de *pull down* (PoT 0s)

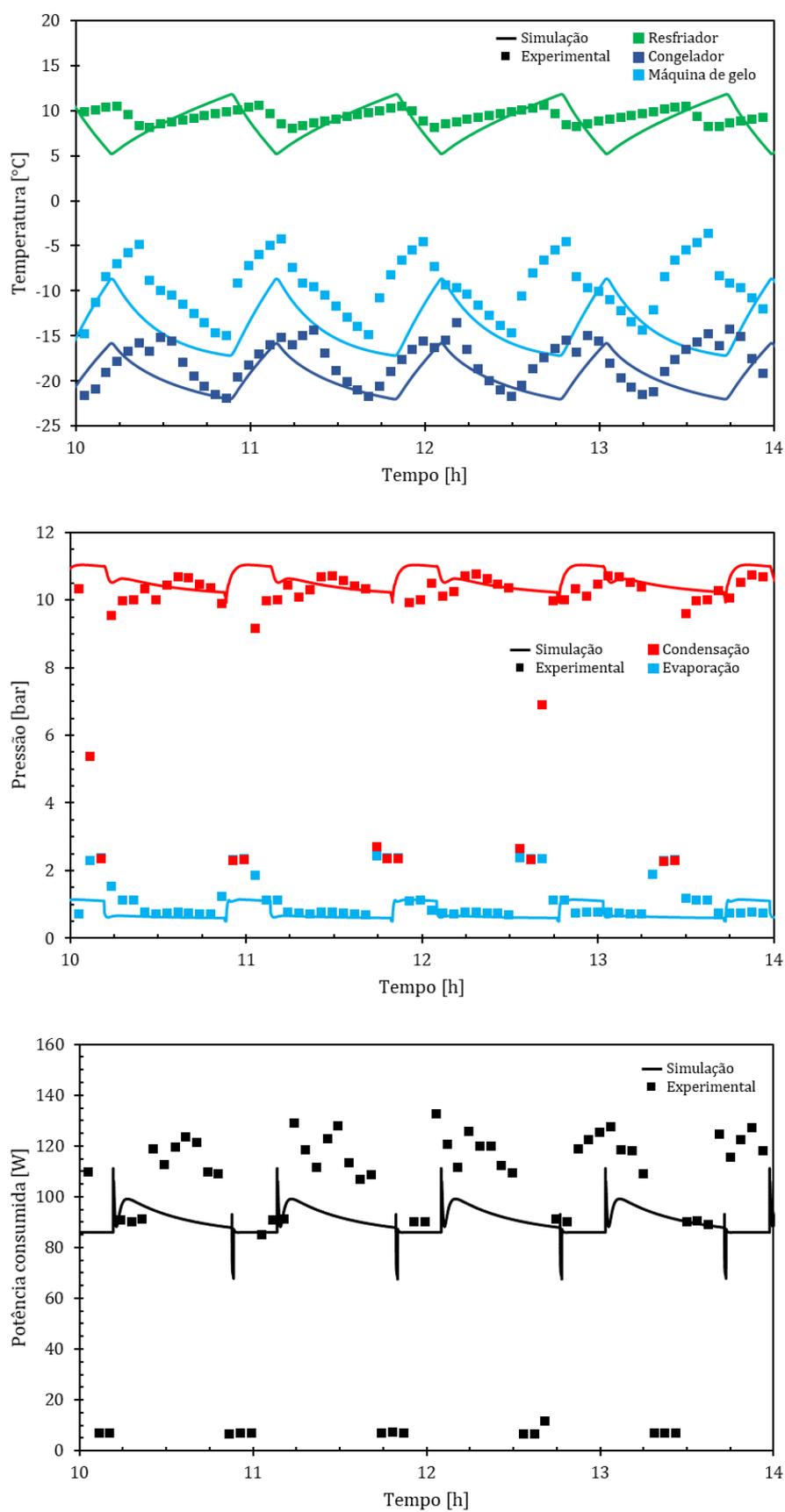


Figura 55 – Resultados da simulação para o regime cíclico (PoT 0s)

amplitude significativamente maior que a experimental, o que justifica a simulação ter apresentado uma fração de funcionamento maior. O motivo por trás da amplitude aumentada pode ser associado ao modelo de gabinete, o qual não é suficientemente detalhado para capturar as nuances de transferência de calor que ocorrem no compartimento refrigerado real. Por fim, para que se possa comparar os resultados experimentais e simulados, os valores médios do regime cíclico estão apresentados na Tabela 7. É possível observar que, ao alterar o valor de PoT de 30s para 0s, tem-se uma redução de 4,2% no consumo de energia do aparelho¹³. Utilizando o novo valor de PoT, a simulação apontou uma redução de 1,2%, por mais que a redução no consumo tenha sido subestimada, ressalta-se que a simulação foi capaz de acertar a tendência física.

No contexto de esforço computacional, o modelo transiente completo teve uma média aproximada de 2min de simulação por segundo de computador (2min/s_{CPU}), cerca de 120 vezes mais rápido que a realidade¹⁴. Neste ínterim, é relevante comentar que o modelo transiente já teve diversas simplificações (i.e. sem perdas de carga nos trocadores, fronteiras móveis, ar seco) e utiliza integradores numéricos de alta performance, tal que um modelo mais sofisticado tende a crescer ainda mais o esforço computacional. Dentro desse contexto, espera-se que o modelo quase-estático apresente uma velocidade de simulação mais elevada.

Tabela 7 – Valores médios simulado e experimental (PoT 0s)

	Consumo [kWh/mês]	Temperatura média [°C]			Pressões [bar]		Período [min]	
		Resf.	Cong.	Icemaker	Sucção	Descarga	Resf.	Cong.
Sim.	66,2	8,7	-19,5	-14,0	0,76	10,56	57,2	56,8
Exp.	66,1	8,2	-17,8	-9,6	1,11	8,87	48,0	47,8
Dif.	0,2%	0,5°C	-1,7°C	-4,4°C	-31,6%	19,0%	19,1%	18,8%

5.2 QUASE-ESTÁTICO

A formulação descrita na seção 3.7 foi capaz de simular o comportamento do sistema no regime cíclico, bem como no *pull down*. A mesma unidade de controle do modelo completamente transiente foi utilizada aqui, com exceção do parâmetro de controle PoT, pois a estratégia de modelagem quase-estática despreza a migração de massa dentro do circuito de refrigeração. Os resultados

¹³Nota-se que essa redução no consumo de energia não necessariamente é um benefício para o fabricante do aparelho refrigerador, uma vez que outros requisitos de projeto podem ter sido negativamente afetados, tal como o tempo de *pull down* do resfriador.

¹⁴Esses valores foram obtidos em um notebook operando com Windows 10, processador Intel i7 8ª geração e 16GB de memória RAM.

obtidos são mostrados nas Figuras 56 e 57, juntamente com a sua contraparte experimental.

Imediatamente, nota-se que a pressão de condensação, e por consequência a potência consumida, são superestimadas durante o regime inicial (Figura 56). Isso já era esperado, visto que a migração de massa no modelo quase-estático, que tem um papel importante nos instantes iniciais de operação, foi desprezada. Mesmo assim, o tempo de *pull down* do congelador foi razoavelmente capturado, ao contrário do resfriador, onde a capacidade de refrigeração nos instantes iniciais foi superestimada. Por fim, pode-se observar também que, no instante em que se inicia a operação no resfriador, a pressão de sucção sobe abruptamente e em seguida cai abruptamente. Isso ocorre pois, na simulação quase-estática, a pressão de evaporação está vinculada à temperatura da parede do trocador de calor. Como o trocador está na temperatura ambiente a pressão de evaporação fica próxima da pressão de saturação nesta temperatura. Já durante o regime cíclico, nos momentos em que o compressor desliga, a pressão de evaporação “equaliza” com a pressão de saturação na temperatura do ar do gabinete. O mesmo pode ser visto no lado de alta (condensação). Entretanto, como o condensador está no ambiente externo, a pressão de condensação se iguala à pressão de saturação do refrigerante à temperatura ambiente.

Na Figura 57, referente ao regime cíclico, pode-se observar que o padrão de ciclagem da simulação é semelhante ao do experimento (desligado, ligado em 80 W praticamente constante, ligado em 120 W em decaimento, desligado). Também se nota que a pressão de condensação prevista foi um tanto superestimada. Em geral, pode-se observar que os períodos de ciclagem e níveis médios das variáveis de interesse da simulação estão de acordo com a contraparte experimental. A Tabela 8 apresenta a média das variáveis durante o regime cíclico, onde se pode observar com mais clareza as diferenças entre o experimento e a simulação.

Tabela 8 – Valores médios simulado e experimental (modelo quase-estático)

	Consumo [kWh/mês]	Temperatura média [°C]			Pressões [bar]		Período [min]	
		Resf.	Cong.	Icemaker	Sucção	Descarga	Resf.	Cong.
Sim.	59,7	7,5	-19,8	-7,7	1,25	11,23	32,4	32,4
Exp.	64,7	7,5	-19,5	-9,8	0,96	8,79	45,3	23,0
Dif.	-7,7%	0 °C	-0,3 °C	2,1 °C	30,2 %	27,8 %	-12,9 %	9,4 %

Visando avaliar a capacidade do modelo quase-estático em auxiliar na avaliação de novas estratégias de controle, uma segunda lógica foi programada na unidade de controle do aparelho refrigerador. Nessa lógica foi imposta uma prioridade para o congelador, i.e. sempre que a temperatura do congelador

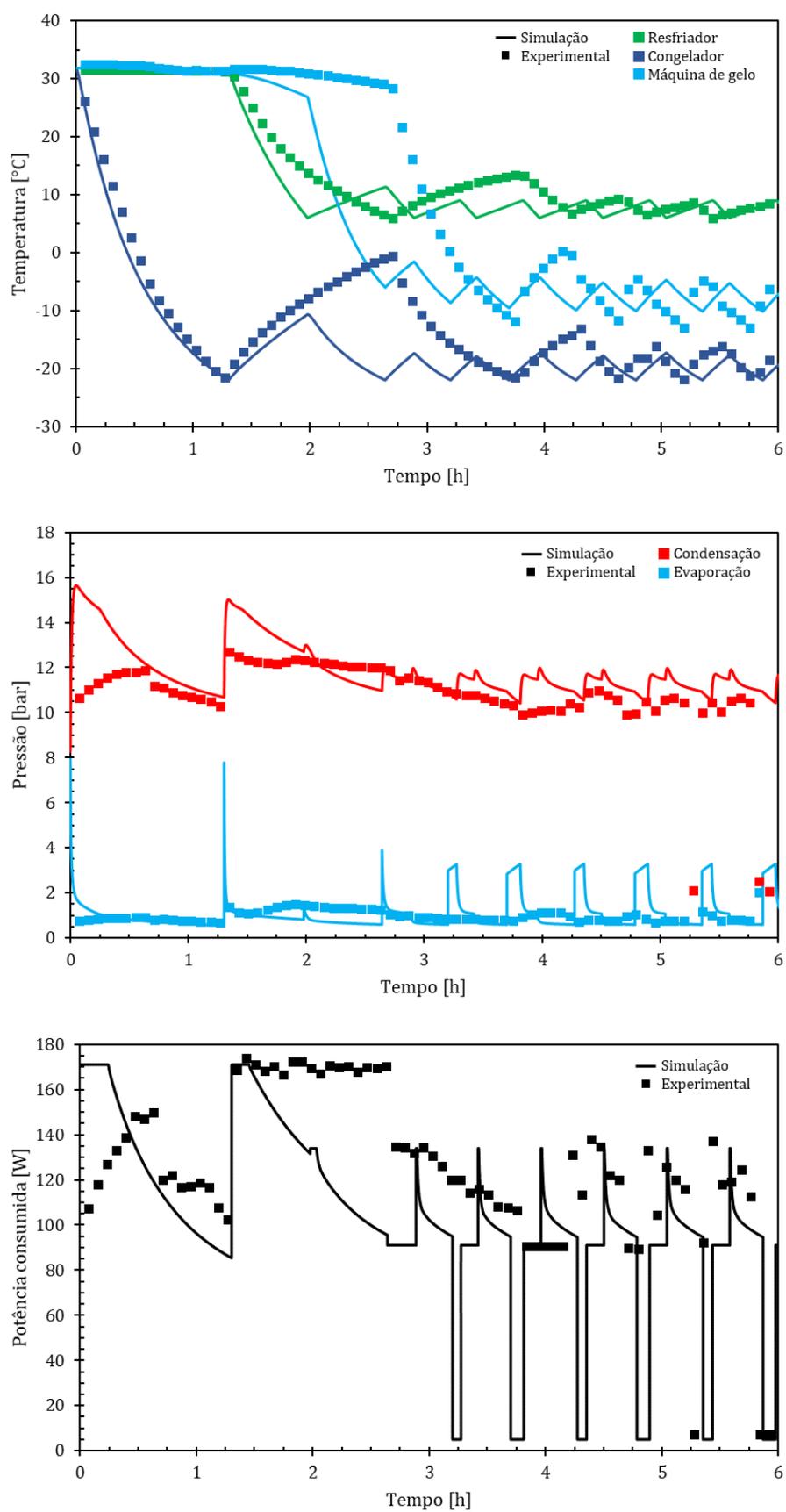


Figura 56 – Resultados da simulação quase-estática para o regime de *pull down*

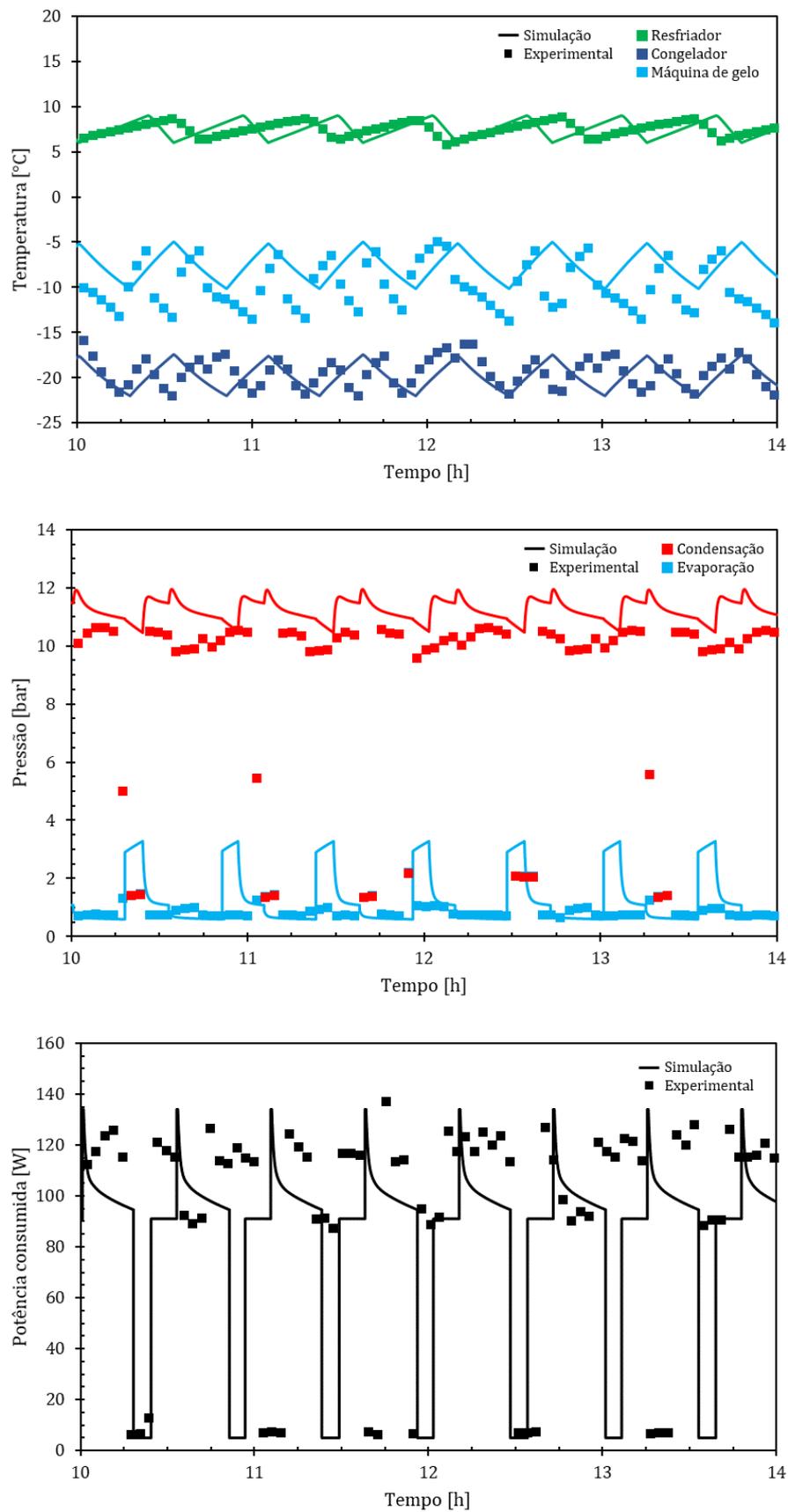


Figura 57 – Resultados da simulação quase-estática para o regime cíclico

ultrapassar o limite superior do termostato, a válvula de três vias direciona o fluido refrigerante para o congelador. A mesma lógica foi replicada na unidade de controle da simulação. As Figuras 58 e 59 mostram os resultados experimentais e simulados para a lógica de controle nova.

A prioridade para o congelador fica evidente na Figura 58, onde o *pull down* do resfriador é feito em etapas ao custo de se manter a temperatura do congelador dentro da banda do termostato. Contudo, nota-se que a capacidade de refrigeração ainda é superestimada no resfriador. No experimento, o tempo que leva para o resfriador atingir a temperatura de corte inferior é cerca de 6h, em contraste com as 3,75h da simulação. Entretanto, deve-se ressaltar que a dinâmica do experimento foi bem capturada pelo modelo, o que corrobora o uso do modelo quase-estático no desenvolvimento de novas estratégias de controle.

A partir da Tabela 9, vê-se que os períodos e níveis médios das variáveis permaneceram razoáveis. Também pode-se notar um novo padrão de ciclagem na Figura 59. Porém, destaca-se que na lógica original o consumo de energia foi de 64,7kWh/mês (Tabela 8), já com a nova lógica foi de 66,8kWh/mês, ou seja, um aumento de 3,2%. Fazendo a mesma análise para os resultados da simulação chega-se à um aumento de 3,3%. Se, por um lado, os valores absolutos das variáveis podem apresentar um erro significativo, por outro lado, os valores relativos apresentam as tendências físicas corretas. Nesse exemplo, o modelo foi capaz de indicar que a nova lógica de controle implica em um consumo de energia maior.

No que tange ao custo computacional, pode-se afirmar que a velocidade de computação aumentou consideravelmente. O modelo quase-estático foi capaz de simular cerca de 13min/s_{CPU} (~800x mais rápido que a realidade), em contraste aos 2min/s_{CPU} do transiente completo.

Tabela 9 – Valores médios simulado e experimental com nova lógica de controle (modelo quase-estático)

	Consumo [kWh/mês]	Temperatura média [°C]			Pressões [bar]		Período [min]	
		Resf.	Cong.	Icemaker	Sucção	Descarga	Resf.	Cong.
Sim.	61,7	8,0	-20,0	-7,8	1,22	11,15	35,9	29,5
Exp.	66,8	7,8	-19,5	-10,3	0,94	8,99	33,6	23,8
Dif.	-11,3%	0,2°C	-0,5°C	-2,5°C	24,0%	29,8%	2,3%	5,7%

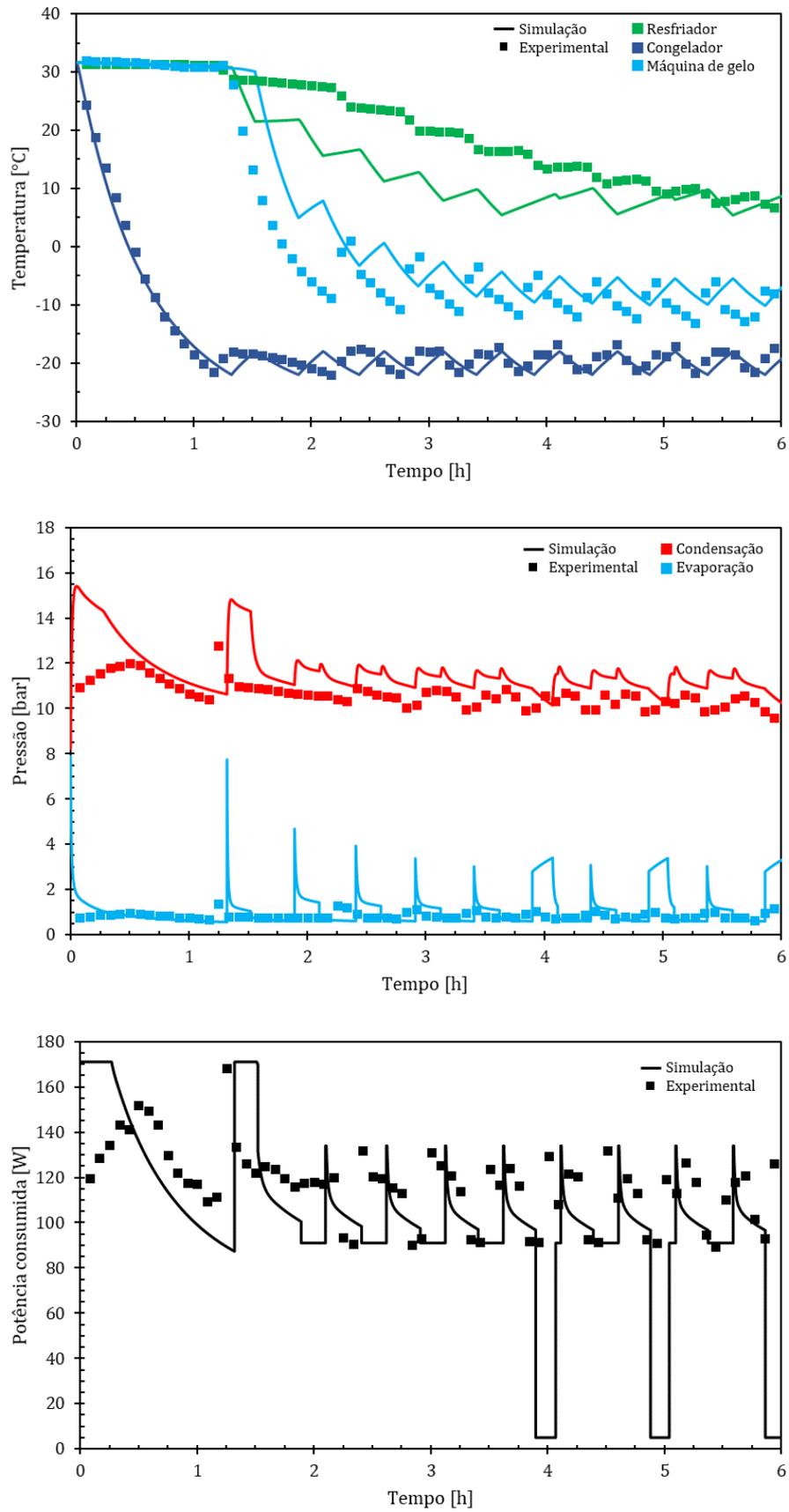


Figura 58 – Resultados da simulação quase-estática com nova lógica de controle (*pull down*)

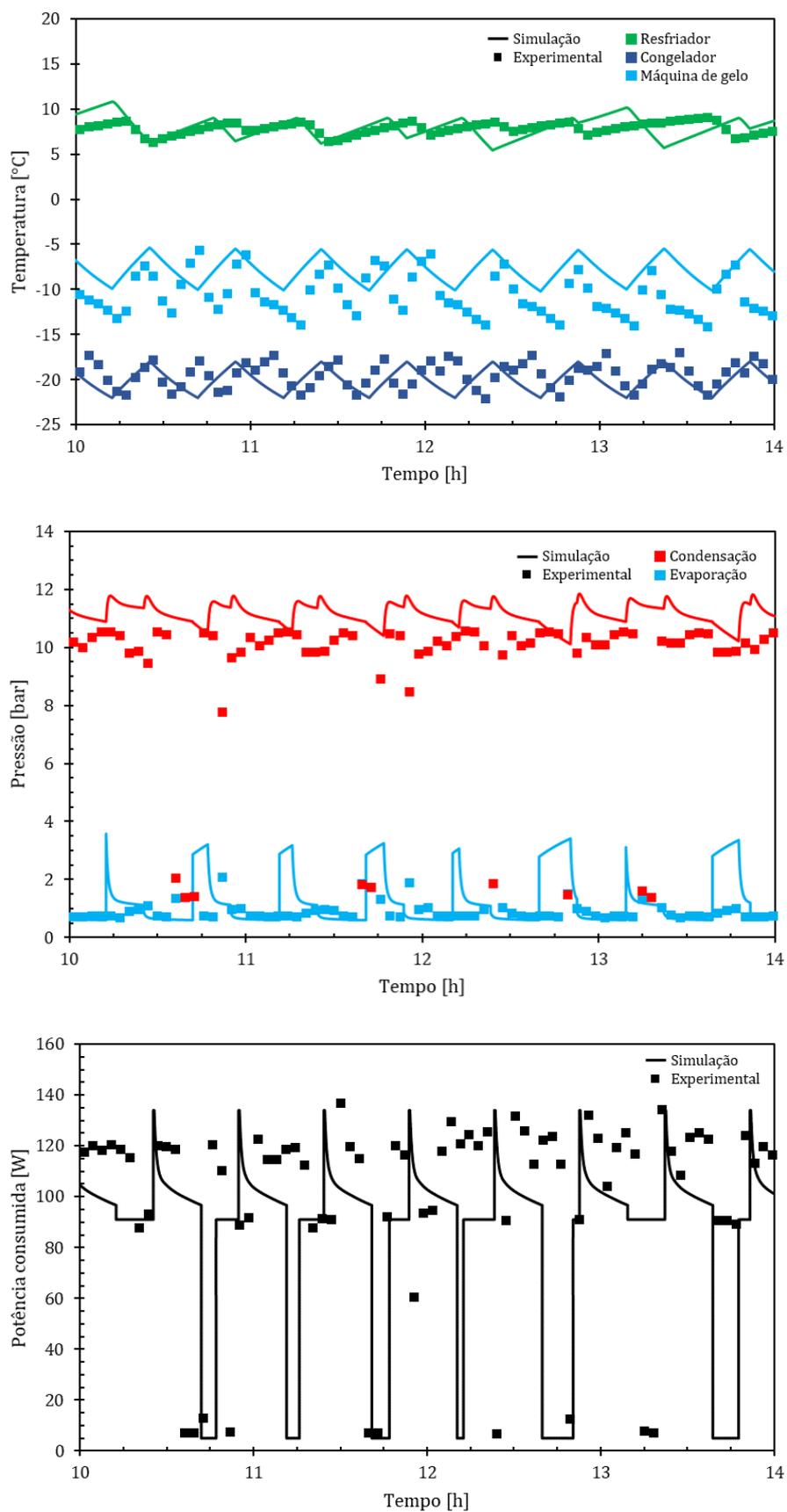


Figura 59 – Resultados da simulação quase-estática com nova lógica (cíclico)

5.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Os modelos quase-estático e transiente completo, desenvolvidos e implementados em Modelica, foram ambos avaliados contra dados experimentais. O modelo transiente completo apresentou resultados satisfatórios em relação à dinâmica do sistema, tanto no regime de *pull down* quanto do cíclico periódico. O modelo também capturou as tendências corretas, visto que uma mudança no tempo de *pump out* do produto implicou numa redução de 4% no consumo de energia, enquanto o modelo previu uma redução de 1,4%. Os erros RMS do modelo transiente completo ficaram em 2% para o consumo de energia, 2 °C para as temperaturas dos compartimentos, 23% para as pressões e 8 min para os períodos.

Já o modelo quase estático não capturou adequadamente o *pull down*, fato esse que já era esperado devido aos efeitos de migração de massa, os quais tem um papel importante nos instantes iniciais da operação do refrigerador. Entretanto, o regime cíclico foi representado com fidelidade satisfatória. O modelo quase-estático também foi capaz de capturar corretamente as tendências, uma vez que tanto a simulação quanto o experimento apontaram uma redução no consumo de energia ao se empregar uma lógica de controle alternativa, a qual priorizava o resfriamento do congelador. Os erros RMS do modelo quase-estático ficaram em 13,7% para o consumo de energia, 1,3 °C para as temperaturas dos compartimentos, 28% para as pressões e 3,2 min para os períodos.

Por fim, pode-se comparar também o desempenho computacional de cada modelo. As simulações transientes se mostraram frágeis com relação às condições de operação, apresentando problemas de convergência em alguns cenários. Já as simulações quase-estáticas apresentaram alta robustez, conseguindo simular todas as condições sem divergir. A velocidade de simulação ficou em torno de 2 min/ s_{CPU} contra cerca de 13 min/ s_{CPU} do modelo quase-estático

6 CONCLUSÕES

O estudo realizado no presente trabalho agregou assuntos de diversos campos como modelos fluidodinâmicos, de transferência de calor, compressores, dispositivos de expansão, entre outros. Sendo assim, este capítulo foi subdividido em seções, apresentando conclusões sobre os modelos dos componentes e os métodos de solução (quase-estático e transiente completo).

6.1 SUBMODELOS

Um modelo inédito de compressor linear sem óleo foi idealizado no presente trabalho. O modelo utiliza apenas três coeficientes de ajuste para a vazão e mais três para a potência. Ao final do ajuste, o erro quadrático médio apresentado pelo modelo ficou abaixo de 10% tanto para a vazão quanto para a potência.

Durante a realização do presente trabalho, foi observado que o modelo do tubo capilar é mais dispendioso que os demais. O modelo físico apresentado por Hermes et al. (2008) levou cerca de 0,4s para convergir com condições de contorno prescritas. No problema transiente, a solução de cada instante de tempo é iterativa, portanto o modelo do capilar é avaliado diversas vezes, tornando o modelo físico altamente custoso. Sob o ponto de vista computacional, a rede neural utilizada foi capaz de eliminar o alto custo do modelo físico capilar com pouco detrimento de acuracidade. O mesmo caso em que o modelo físico levou 0,4s é executado em menos de 1ms pela rede neural.

Quanto aos modelos de trocadores de calor, dois tipos foram adotados: volumes finitos e fronteiras móveis. O modelo de fronteiras móveis se mostrou mais rápido, pois tem menos equações. Porém, a implementação do modelo de fronteiras móveis se mostrou mais desafiadora que o de volumes finitos, particularmente devido às condições para permitir o aparecimento e desaparecimento da fronteira. Adicionalmente, o conceito de fração de vazio média utilizada no modelo de fronteiras móveis facilita a derivação da fração de vazio, pois essa passa a depender da pressão somente, motivos esses que levaram à adoção do modelo de volumes finitos para o condensador, pois para esse trocador é necessário modelar duas fronteiras ao invés de apenas uma. Por fim, o modelo de volumes finitos, por mais que seja computacionalmente mais pesado, é mais versátil pois pode ser aplicado como condensador ou evaporador mudando somente as correlações de fração de vazio e coeficiente de transferência de calor.

Os compartimentos refrigerados foram modelados a partir do método de capacitância global. Esse tipo de modelo é usualmente adotado quando se trata de refrigeradores domésticos e, em geral, apresenta bons resultados. Entretanto, com apenas um nó não é possível identificar a estratificação de temperatura

dentro do compartimento, parâmetro importante no desenvolvimento do compartimento refrigerado. No caso do presente trabalho, o compartimento refrigerado é bastante complexo: 3 prateleiras e 3 gaveteiros com 9 saídas de ar no *fresh-food* e 2 prateleiras com 5 saídas de ar no *freezer*. Visando simplificar o modelo matemático, os gaveteiros e prateleiras foram removidos, o que aproxima o modelo de capacidade global da situação real do gabinete refrigerado.

6.2 SOLUÇÃO COMPLETA E QUASE-ESTÁTICA

A solução quase-estática se mostrou rápida e altamente robusta. Dessa forma, é ideal para realizar exercícios de otimização e avaliar lógicas de controle (SANTOS et al., 2019a,b), sendo capaz de prever razoavelmente bem a dinâmica do sistema e o consumo de energia. Devido ao número reduzido de equações (~ 200), com a solução quase-estática pode-se recorrer a modelos mais detalhados para o gabinete de refrigeração sem comprometer o tempo de CPU. Entretanto, trata-se de um método menos versátil, pois as equações estão amarradas à arquitetura de ciclo. Uma vez que a arquitetura muda, é necessário reformular as equações de solução do sistema.

Já o transiente completo é mais versátil, pois permite estruturar a arquitetura de ciclo de forma direta, sendo necessário apenas formular apropriadamente o problema inicial. A solução completa também permite avaliar todos os parâmetros possíveis que influenciam a performance do circuito de refrigeração como, por exemplo, as perdas cíclicas por migração de massa no interior do circuito. Por outro lado, é um método de solução computacionalmente pesado e sujeito a diversos fatores que podem divergir a solução em cada passo de tempo. A maior diferença entre o transiente completo e o método quase-estático se resume no cômputo da carga de refrigerante. Mesmo assim, o cômputo correto da distribuição de massa no sistema está fortemente associado à escolha dos modelos de fração de vazio, como já apontado por Gonçalves et al. (2009). Em suma, utilizar a solução transiente completa faz sentido apenas para o desenvolvimento de arquiteturas de ciclo inovadoras ou estudos detalhados acerca da migração de massa no sistema de refrigeração, especialmente durante o *pull down*. Para exercícios associados à operação cíclica do refrigerador, o método quase-estático deve tomar preferência pois apresenta resultados satisfatórios com alta robustez e baixo custo de recursos humanos e computacionais.

Pode-se ainda destacar a possibilidade de auto-ajuste do modelo quase-estático. Santos et al. (2019b) propuseram que alguns dos parâmetros de fechamento (UA , C_s , dentre outros) podem ser ajustados com base em uma rotina de minimização do erro (e.g. o método de Newton-Raphson). Os autores realizaram o procedimento utilizando como referência dados experimentais de dois

refrigeradores, sendo um refrigerador combinado e outro de um compartimento apenas, contudo, ambos os aparelhos utilizavam evaporador único. A mesma metodologia pode ser aplicada e validada contra dados experimentais de um refrigerador com dois evaporadores.

6.3 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Mesmo com todas as realizações do presente trabalho, existem lacunas a serem preenchidas. Dessa forma, foram elencadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Acoplar a solução quase-estática a um modelo mais detalhado dos compartimentos refrigerados: levando em conta as paredes separadamente, o tubo de aquecimento do flange, a influência da temperatura da casa de máquinas na carga térmica, correlações apropriadas para convecção natural e forçada nas paredes, a estratificação de temperatura devido as prateleiras, visando aprimorar os resultados obtidos pelo método quase-estático;
- Complementar os modelos para que haja:
 - Abertura de portas;
 - Formação de geada;
 - Degelo;

assim como feito por Borges (2013), visando melhorar o uso de sensores e as lógicas de controle empregadas em refrigeradores domésticos;

- Desenvolver uma biblioteca de propriedades refrigerantes orientada para aplicação em modelos transientes. Algumas características dessa biblioteca: alta velocidade, derivadas da densidade contínuas na linha de saturação, opção de embutir o modelo de fração de vazio no cômputo da densidade e suas derivadas. Explorar o uso de redes neurais (MORA et al., 2014).
- Desenvolver/implementar um modelo de trocador com as fases (líquido e vapor) separadas – i.e. eliminar a necessidade da fração de vazio;
- Estender a faixa de validação para mais condições de operação e parâmetros da lógica de controle;
- Aplicar e validar a metodologia de auto-ajuste para o modelo quase-estático de dois evaporadores;

- Investigar estratégias de controle capazes de controlar as temperaturas de ambos os compartimento adequadamente, enquanto minimizando o consumo de energia em refrigeradores com arquitetura de ciclo em paralelo;
- Validar simulações de arquiteturas de ciclo diferentes (mais complexas). Dentre as arquiteturas empregadas no mercado de refrigeradores domésticos, investigar qual é a arquitetura de ciclo com mais de um evaporador que possui o melhor desempenho termodinâmico.

BIBLIOGRAFIA

AGGARWAL, C. C. Training Deep Neural Networks. In: NEURAL Networks and Deep Learning: A Textbook. Springer, 2018. cap. 3.

BARBOSA JR, J.; HARTMANN, D. Air-side heat transfer and pressure drop in spiral wire-on-tube condensers. *Int J. Refrig*, v. 35, p. 939–951, 2012.

BELL, I. H.; WRONSKI, J.; QUOLIN, S.; LEMORT, V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014.

BONILLA, J.; DORMIDO, S.; CELLIER, F. E. Switching moving boundary models for two-phase flow evaporators and condensers. *Comun Nonlinear Sci Numer Simulat*, v. 20, p. 743–768, 2015.

BORGES, B. N.; HERMES, C. J. L.; GONÇALVES, J. M.; MELO, C. Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach. *Applied Energy*, v. 88, p. 748–754, 2011.

BORGES, B. N. **Modelagem semi-empírica de um refrigerador frost-free sujeito à abertura de portas**. 2013. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

BUTRYMOWICZ, D.; ŚMIERCIEW, K.; KARWACKI, J.; GAGAN, J. Experimental investigations of low-temperature driven ejection refrigeration cycle operating with isobutane. *Int J. Refrig*, v. 39, p. 196–209, mar. 2014.

CARVALHO JR., A. M.; LOBO, A. C. O. **Regulamento específico para o uso da etiqueta nacional de conservação da energia - ENCE: Linha de refrigeradores e assemelhados (Congeladores, combinados e conservadores)**. Rio de Janeiro, 2003. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pdf/resp001.pdf>>. Acesso em: 23 abr. 2020.

CIONCOLINI, A.; THOME, J. R. Void fraction prediction in annular two-phase flow. *International Journal of Multiphase flow*, n. 43, p. 72–84, 2012.

COHEN, S. D.; HINDMARSH, A. C. CVODE A Stiff/Nonstiff ODE Solver in C. **Computers in Physics**, v. 10, n. 2, p. 138–143, 1996.

DINIZ, M. C.; HERMES, C. J. L.; DESCHAMPS, C. J. Transient simulation of small-capacity reciprocating compressors in on-off controlled refrigerators. **Int J. Refrig**, v. 102, p. 12–21, 2019.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiator of the tubular type. **University of California Publications in Engineering**, v. 2, p. 443–461, 1930.

DOBSON, M. K.; CHATO, J. C. Condensation in smooth horizontal tubes. In: ASHRAE Transactions. 1994. v. 100.1, p. 744–755.

DONGARRA, J. J.; MOLER, C. B.; BUNCH, J. R.; STEWART, G. W. **LINPACK User's guide**. SIAM, 1979.

DYNASIM AB. **Dymola**. 2020. Disponível em: <www.dynasim.se>. Acesso em: 26 mar. 2020.

ELETROBRÁS; PROCEL. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso**. 2005.

EUROPEAN COMMISSION. **Energy label generator**. 2020. Disponível em: <https://ec.europa.eu/energy/topics/energy-efficiency/energy-label-and-ecodesign/energy-label-generator_en>. Acesso em: 23 abr. 2020.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7. ed.: Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2010.

FTC. **EnergyGuide Labels: Templates for Manufacturers**. Jul. 2013. Disponível em: <<https://www.ftc.gov/tips-advice/business-center/guidance/energyguide-labels-templates-manufacturers>>. Acesso em: 23 abr. 2020.

GÓMEZ, D. A. T. **Avaliação experimental do desempenho térmico de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção**. 2014. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

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, n. 8–9, p. 1622–1630, 2009.

GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration**. Cambridge; New York: Cambridge University Press, 1982.

GRÄBER, M.; STRUPP, N. C.; TEGETHOFF, W. Moving boundary heat exchanger model and validation procedure. In: 7. EUROSIM Congress of Modelling and Simulation. 2010.

GRALD, E. W.; MACARTHUR, J. W. A moving boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows. **Int. J. Heat and Fluid Flow**, v. 13, n. 3, p. 266–272, 1992.

HEIMEL, M.; LANG, W.; ALMBAUER, R. Performance prediction using Artificial Neural Network for isobutane flow in non-adiabatic capillary tubes. **Int J. Refrig**, v. 38, p. 281–289, 2014.

HERMES, C. J. L. **Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente**. 2000. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

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

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. A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators. **Int J. Refrig**, v. 31, p. 1341–1357, 2008.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; GONÇALVES, J. M. Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation. **Int J. Refrig**, v. 31, p. 1358–1367, 2008.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. Algebraic solution of capillary tube flows Part I: Adiabatic capillary tubes. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 449–457, 2010.

HÜLSE, E. R. **Modelagem e análise de um compressor linear para refrigeração doméstica**. 2008. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

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.

INMETRO. **Histórico do programa brasileiro de etiquetagem**. 2015. Disponível em: <<http://www2.inmetro.gov.br/pbe/historico.php>>. Acesso em: 23 abr. 2020.

JAKOBSEN, A. **Energy optimisation of refrigeration systems**. Mar. 1995. Ph.D. Thesis – Technical University of Denmark.

JOFFILY, L. **Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste**. 2007. Mestrado em Ciências Mecânicas (Dissertação) – Universidade de Brasília.

JUNG, D.; SONG, K.-H.; CHO, Y.; KIM, S.-J. Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerant. **Int J. Refrig**, v. 26, p. 4–11, 2003.

KANDLIKAR, S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. **ASME Journal of Heat Transfer**, v. 112, p. 219–228, 1990.

KLEIN, S. A. **Engineering Equation Solver**. WI, US, 2011.

KNABBEN, F. T. **Aplicabilidade de dispositivos de expansão variável em refrigeradores domésticos**. 2019. Doutorado em Engenharia Mecânica (Tese) – Universidade Federal de Santa Catarina.

KNABBEN, F. T.; MELO, C.; VIEIRA, L. A. T.; HARTMANN, D. Fluid dynamic characterization of the cold air loop of household refrigerators. In: 15.

BRAZILIAN Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT). Belém, PA, BR, 2014.

LAUGHMAN, C. R.; QIAO, H. On the influence of state selection on mass conservation in dynamic vapour compression cycle models. **Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems**, v. 23, n. 3, p. 262–283, 2017.

LI, S.; CAI, W.; CHEN, J.; ZHANG, H.; JIANG, Y. Evaluation analysis of correlations for predicting void fraction of condensation hydrocarbon refrigerant upward flow in a spiral pipe. **Applied Thermal Engineering**, v. 140, n. 25, p. 716–732, 2018.

LI, W. Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation. **Int J. Refrig**, v. 35, p. 1722–1733, 2012.

LU, Z.; DING, G. Temperature and time-sharing running combination control strategy of two-circuit cycle refrigerator–freezer with parallel evaporators. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 11–12, p. 1208–1217, 2006.

MACARTHUR, J. W.; GRALD, E. W. Unsteady compressible two-phase model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data. **Int J. Refrig**, v. 12, p. 29–41, 1989.

MELO, C.; SILVA, L. W. da. A Perspective on energy savings in household refrigerators. In: SUSTAINABLE Refrigeration and Heat Pump Technology Conference. Stockholm, Sweden, 2010.

MEZAVILLA, M. M. **Simulação do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares não-adiabáticos**. 1995. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

MODELICA ASSOCIATION. **Modelica**. 2020. Disponível em: <www.modelica.org>. Acesso em: 20 abr. 2020.

MORA, J. E.; PÉREZ, C.; GONZÁLEZ, F. F.; OCAMPO, J. D. D. Thermodynamic properties of refrigerants using artificial neural networks. **International Journal of Refrigeration**, v. 46, p. 9–16, 2014.

NEGRÃO, C. O. R.; HERMES, C. J. L. Energy and cost savings in household refrigerating appliances: A simulation-based design approach. **Applied Energy**, v. 88, n. 9, p. 3051–3060, 2011.

NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat Transfer**. New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2008.

PETZOLD, L. R. A description of DASSL: A differential/algebraic system solver. In: 10. IMACS World Congress. Montreal, 1982. P. 65–68.

RADERMACHER, R.; KIM, K. Domestic refrigerators: recent developments. **Int J. Refrig**, v. 19, n. 1, p. 61–69, jan. 1996.

RAZNJEVIC, K. **Handbook of thermodynamic tables and chart**. Washington DC, USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1976.

SANTOS, G. Z. dos; BUZZI, B. F.; HERMES, C. J. L. Quasi-steady simulation of the transient behaviour of a dual-evaporator refrigerator running with a linear compressor. In: 14. CONGRESO Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. 2019a.

SANTOS, G. Z. dos; BUZZI, B. F.; RONZONI, A. F.; HERMES, C. J. L. Quasi-steady-state simulation of the on-off behaviour of household refrigerators: A self-tuning approach. In: 25. INTERNATIONAL Congress of Refrigeration. Montreal, CA, ago. 2019b.

SANTOS, G. Z. dos; RONZONI, A. F.; HERMES, C. J. L. Performance characterization of small variable-capacity reciprocating compressors using a minimal dataset. **Int J. Refrig**, v. 107, p. 191–201, 2019c.

SCHURT, L. C.; HERMES, C. J. L.; NETO, A. T. A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. **Int J. Refrig**, v. 32, p. 1672–1682, 2009.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken, NJ, USA: John Wiley e Sons, Inc., 2003.

THE MATHWORKS, I. **MATLAB**. 2020. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/products/matlab>>. Acesso em: 20 jun. 2020.

WANG, H. **Modelling of a refrigerating system coupled with a refrigerated room**. 1991. Doctorate in Mechanical Engineering – Delft University of Technology, Delft, NL.

WEDEKIND, G. L.; STOECKER, W. F. Theoretical model for predicting the transient response of the mixture-vapor transition point in horizontal evaporating flow. **Journal of Heat Transfer**, p. 165–174, 1968.

YILMAZ, T.; UNAL, S. General equations for the design of capillary tubes. **ASME Journal of Fluids Engineering**, v. 118, p. 150–154, 1996.

YOON, J. W.; JUNG, H. W.; J., C. H.; KIM, Y. Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer. **Int J. Refrig**, v. 34, p. 216–224, 2011.

ZHOU, M.; WANG, X.; YU, J. Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer. **Energy Conversion and Management**, v. 73, p. 278–284, 2013.

APÊNDICE A - CARACTERÍSTICAS GERAIS DO REFRIGERADOR BASE

Neste apêndice serão descritas as características gerais do refrigerador utilizado para validação da modelagem matemática. Os dados aqui descritos foram obtidos através de experimentos com o produto ou diretamente do fabricante do refrigerador, a partir de modelos tridimensionais, desenhos técnicos e informações de fornecedores.

Modelo KitchenAid KRFC704FBS00

Tipo: Refrigerador-freezer french-door bottom-mount

Carga nominal de refrigerante: 135 g de HFC-134a

Tensão e frequência nominais de operação: 110 V / 50-60 Hz

Características construtivas dos compartimentos refrigerados

• Refrigerador

- Dimensões externas (Altura x Largura x Profundidade):
1 150 x 910 x 700 mm
- Dimensões internas (Altura x Largura x Profundidade):
1 080 x 825 x 570 mm
- Volume interno: 480 L
- Área da superfície interna: 2,9 m²
- Área da superfície externa: 4,3 m²
- Área do mullion: 0,34 m²
- Espessura média do isolamento: 47,5 mm
- Massa do revestimento plástico: 4,02 kg

• Congelador

- Dimensões externas (Altura x Largura x Profundidade):
640 x 910 x 700 mm
- Dimensões internas (Altura x Largura x Profundidade):
510 x 780 x 460 mm
- Volume interno: 175 L
- Área da superfície interna: 2 m²
- Área da superfície externa: 2,7 m²
- Área do mullion: 0,24 m²
- Espessura média do isolamento: 83 mm

- Massa do revestimento plástico: 2,88 kg
- Máquina de fazer gelo
 - Dimensões (Altura x Largura x Profundidade):
275 x 260 x 145 mm
 - Volume interno: 10 L
 - Área da superfície interna: 0,32 m²
 - Massa do revestimento plástico: 0,728 kg

Características construtivas dos componentes

- Compressor
 - Modelo: Embraco WMD 7H
 - Tipo: hermético linear
 - Volume do cilindro: 5,1 cm³
 - Diâmetro do pistão: 19,5 mm
 - Curso máximo: 17 mm
 - Volume interno da carcaça: 1 426,6 mL
 - Massa: 5,174 kg
- Evaporador do refrigerador
 - Tipo: tubo-aletado
 - Material: alumínio
 - Comprimento da serpentina: 5 638,4 mm
 - Diâmetro interno do tubo: 6,5 mm
 - Diâmetro externo do tubo: 7,9 mm
 - Número fileiras: 2
 - Número de passes: 8
 - Espaçamento: 20 mm entre passes 24 mm entre fileiras
 - Número de aletas: 64 (31 grandes e 33 pequenas)
 - Dimensões das aletas grandes: 60 e 155 mm
 - Dimensões das aletas pequenas: 60 e 115 mm
 - Espaçamento entre aletas: 4 mm
 - Espessura das aletas: 0,1 mm
 - Envelope (Altura x Largura x Comprimento):
60 x 345 x 155 mm
 - Massa: 0,375 kg
- Ventilador do evaporador do refrigerador

- Tipo: Radial de rotação variável
- Tensão de operação: 12 V
- Evaporador do freezer
 - Tipo: tubo-aletado
 - Material: alumínio
 - Comprimento da serpentina: 11 554 mm
 - Diâmetro interno do tubo: 6,4 mm
 - Diâmetro externo do tubo: 8 mm
 - Número fileiras: 2
 - Número de passes: 9
 - Espaçamento: 19 mm entre passes 22 mm entre fileiras
 - Número de aletas: 91 (45 grandes e 46 pequenas)
 - Dimensões das aletas grandes: 60 e 175 mm
 - Dimensões das aletas pequenas: 60 e 115 mm
 - Espaçamento entre aletas: 6,2 mm
 - Espessura das aletas: 0,1 mm
 - Envelope (Altura x Largura x Comprimento):
60 x 640 x 175 mm
 - Massa: 0,653 kg
- Ventilador do evaporador do freezer
 - Tipo: Radial de rotação variável
 - Tensão de operação: 12 V
- Ventilador secundário do freezer (máquina de fazer gelo)
 - Tipo: Radial de rotação variável
 - Tensão de operação: 12 V
- Condensador
 - Tipo: bundled com aletas espirais
 - Material: aço
 - Comprimento da serpentina: 12 m
 - Diâmetro interno do tubo: 3,7 mm
 - Diâmetro externo do tubo: 4,6 mm
 - Diâmetro das aletas: 6,4 mm
 - Espessura das aletas: 1,1 mm
 - Densidade de aletas: 201 aletas por metro

- Envelope (Altura x Largura x Comprimento):
- Massa: 2,902 kg
- Ventilador do condensador
 - Tipo: Axial de rotação variável
 - Tensão de operação: 12 V

As massas dos revestimentos plásticos foram estimadas a partir da densidade de referência obtida de Raznjevic (1976 apud HERMES, 2006) e no volume do revestimento estimado com base no desenho tridimensional do produto, fornecido pelo fabricante. A densidade e outras propriedades termofísicas dos materiais construtivos do refrigerador estão na Tabela 10.

Tabela 10 – Propriedades termofísicas de alguns materiais construtivos a 25 °C

Material	Densidade [kg/m ³]	Calor específico [J/(kg K)]	Condutividade térmica [W/(m K)]
Alumínio	2 700	879	229
Aço	7 850	477	50
Cobre	8 930	379	332
PU ciclo-isopentano	34,5	1 460	0,0241
Plástico	1 040	1 350	0,16

Fonte: Raznjevic (1976)

APÊNDICE B – INSTRUMENTAÇÃO

Para os testes de caracterização do produto e testes de validação do modelo foi necessário instrumentar o produto com termopares e transdutores de pressão. Inicialmente, testes de identificação do produto com instrumentação não invasiva foram conduzidos, nos quais foram utilizados apenas termopares. Posteriormente, o sistema foi aberto para instalação dos transdutores de pressão. Todos os sensores que foram instalados no produto são mostrados na Tabela 12. A Figura 60 mostra, de maneira geral, fotos dos termopares utilizados. Para medir a potência consumida, utilizou-se um analisador de potência Yokogawa WT230, o qual está equipado na câmara climatizada.



(a) Termopar de superfície



(b) Instrumentação no resfriador

Figura 60 – Fotos da instrumentação

Os dados dos transdutores de pressão são apresentados na Tabela 11. Os resultados da calibração podem ser vistos na Figura 61, onde uma balança de peso morto foi utilizada para correlacionar o sinal de tensão do transdutor com a pressão imposta pela balança.

Tabela 11 – Detalhamento dos transdutores de pressão

Transdutor	Marca	Faixa de medição [bar]	Nº de série
Linha de alta pressão	HBM	1-20	G16555
Linha de baixa pressão	HBM	1-10	061210008

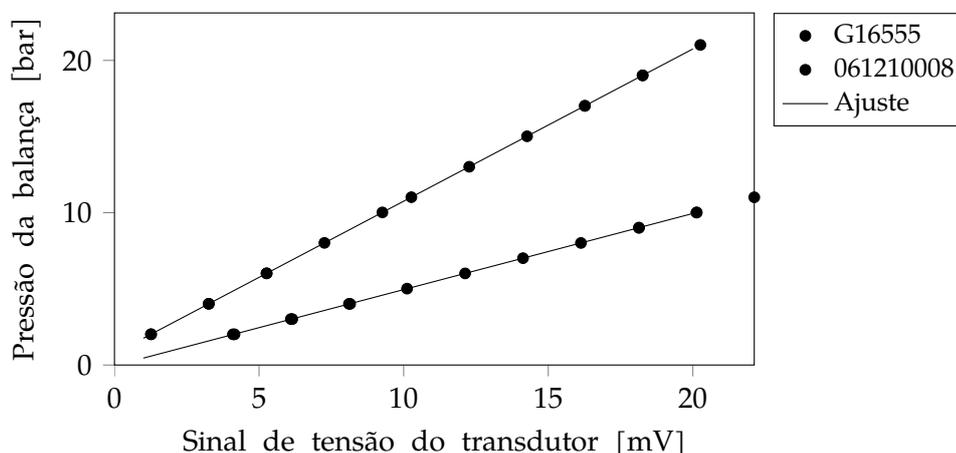


Figura 61 – Calibração dos transdutores de pressão

Tabela 12 – Instrumentação do produto

Instrumento	Local	Obs
Resfriador		
T1	Centro do gabinete (pendurado)	Ponta estanhada
T2	Parede esquerda	Superfície adesivada
T3	Parede inferior (mullion)	Superfície adesivada
T4	Parede direita	Superfície adesivada
T5	Parede superior	Superfície adesivada
T6	Insuflamento de ar (1)	Ponta estanhada
T7	Insuflamento de ar (2)	Ponta estanhada
T8	Insuflamento de ar (3)	Ponta estanhada
T9	Insuflamento de ar (4)	Ponta estanhada
T10	Insuflamento de ar (5)	Ponta estanhada
T11	Insuflamento de ar (6)	Ponta estanhada
T12	Insuflamento de ar (8)	Ponta estanhada
T13	Insuflamento (9)	Ponta estanhada
T14	Retorno (7)	Ponta estanhada
Congelador		
T15	Centro do gabinete (pendurado)	Ponta estanhada
T16	Parede esquerda	Superfície adesivada
T17	Parede inferior	Superfície adesivada
T18	Parede direita	Superfície adesivada
T19	Parede superior	Superfície adesivada
T20	Insuflamento de ar (1)	Ponta estanhada
T21	Insuflamento de ar (2)	Ponta estanhada
T22	Insuflamento de ar (3)	Ponta estanhada

Tabela 12 – continuação

Instrumento	Local	Obs
T23	Insuflamento de ar (4)	Ponta estanhada
T24	Insuflamento de ar (5)	Ponta estanhada
T25	Retorno de ar (6)	Ponta estanhada
Casa de máquinas		
T26	Entrada de ar do ventilador	Ponta estanhada
T27	Saída de ar do ventilador	Ponta estanhada
T28	Saída de ar do condensador	Ponta estanhada
T29	Saída de ar	Ponta estanhada
T30	Descarga do compressor (4)	Superfície
T31	Sucção do compressor (3)	Superfície
T33	Entrada do condensador	Superfície
T34	Meio do condensador	Superfície
T35	Saída do condensador	Superfície
T36	Saída do TAF/Entrada da válvula (5)	Superfície
T37	Capilar da direita (1)	Superfície
T38	Capilar da esquerda (2)	Superfície
T32	Compressor ("casco" superior)	Superfície
T39	Compressor ("casco" inferior)	Superfície
T40	Compressor ("cabeça" superior")	Superfície
T41	Compressor ("cabeça" inferior")	Superfície
Evaporador do resfriador		
T42	Entrada do evaporador	Superfície
T43	Meio do evaporador	Superfície
T44	Saída do evaporador	Superfície
T45	Sensor de temperatura	Superfície
Evaporador do congelador		
T46	Entrada do evaporador	Superfície
T47	Meio do evaporador	Superfície
T48	Saída do evaporador	Superfície
T49	Sensor de temperatura	Superfície
T50	Sensor de temperatura	Superfície
Máquina de fazer gelo		
T52	Insuflamento do icemaker	Ponta estanhada
T51	Meio do icemaker	Ponta estanhada
T53	Retorno do icemaker	Ponta estanhada
T54	Entrada do ventilador	Ponta estanhada
P1	Sucção do compressor	HBM 1-10bar
P2	Descarga do compressor	HBM 1-20bar

Nota: T (termopar), P (transdutor de pressão)

APÊNDICE C – FRAÇÃO DE VAZIO

A fração de vazio local é definida como

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_v}{\rho_\ell} S} \quad (\text{C.1})$$

onde x é o título mássico e S o fator de escorregamento entre a fase de vapor e a fase líquida ($S = 1$ para escoamento homogêneo).

Como a densidade do vapor e líquido saturados dependem somente da pressão, considerando que a fração de vazio média é

$$\bar{\alpha} = \int_0^1 \alpha dx \quad (\text{C.2})$$

e assumindo que S não depende do título, então

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{1 - \frac{\rho_v}{\rho_\ell} S} \left[1 + \frac{S \rho_v / \rho_\ell}{1 - \frac{\rho_v}{\rho_\ell} S} \ln \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell} S \right) \right] \quad (\text{C.3})$$

O valor para S pode ser ajustado para calibrar o modelo matemático ou a partir de dados experimentais. Outra opção é utilizar uma correlação para a fração de vazio já existente. A correlação proposta por Cioncolini e Thome (2012) apresentou boa concordância para diversos refrigerantes, mesmo apresentando baixa complexidade matemática. A correlação propõe que,

$$\alpha_{\text{corr}} = \frac{hx^n}{1 + (h-1)x^n} \quad (\text{C.4})$$

$$h = -2,129 + 3,129 \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell} \right)^{-0,2186} \quad (\text{C.5})$$

$$n = 0,3487 + 0,6513 \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell} \right)^{0,5150} \quad (\text{C.6})$$

onde x é o título. Nota-se pela Equação C.3 que $\bar{\alpha}$ é função do fator de escorregamento e da pressão. A integração da Equação C.4 numericamente no título ao longo de uma ampla faixa de pressões, permite determinar o fator de escorregamento S . No presente trabalho, analisou-se pressões na faixa 0,1 a 30bar (0,25 a 75% da pressão crítica do HFC-134a).

Para o refrigerante HFC-134a, calculando o valor de S a partir da correlação de Cioncolini e Thome, observou-se que S , em função de ρ_v/ρ_ℓ , comporta-se como uma lei de potência, como mostra a Figura 62:

$$S = a \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell} \right)^{-b} \quad (\text{C.7})$$

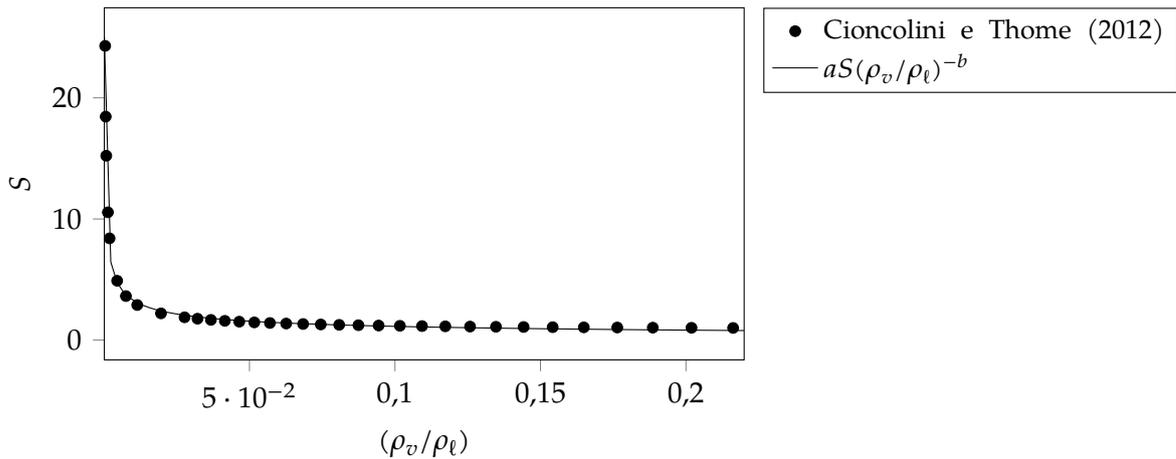


Figura 62 – Fator de escorregamento S ajustado para a fração de vazio média

onde $a = 0,4345$ e $b = 0,437$.

Dessa forma, a derivada da fração de vazio no tempo pode ser computada derivando a Equação C.3 em relação à pressão,

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dp} = \frac{\rho'_v \rho_l - \rho_v \rho'_l}{\left(1 - S \frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^2} \frac{S(1-b)}{\rho_l^2} \left[2 + \frac{1 + S \frac{\rho_v}{\rho_l}}{1 - S \frac{\rho_v}{\rho_l}} \ln \left(S \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right] \quad (C.8)$$

Fazendo a mesma análise para o fluido refrigerante isobutano (HC-600a), as mesmas tendências são encontradas. Regredindo os parâmetros a e b , chega-se em $a = 0,483$ e $b = 0,408$.

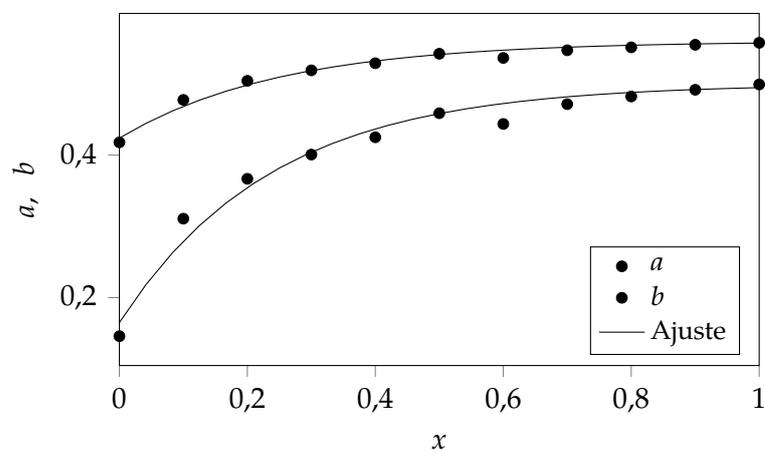
Investigando agora o valor de S no cômputo da fração de vazio local, $\alpha(x,p)$, pode-se regredir valores para a e b para toda a faixa de pressão em diferentes títulos. Os valores regredidos encontram-se na Tabela 13. Nota-se, pela Figura 63, que a e b assemelham-se a uma exponencial assintótica em função do título, x :

$$a = a_0 - a_1 \exp(-a_2 x) \quad (C.9)$$

$$b = b_0 - b_1 \exp(-b_2 x) \quad (C.10)$$

onde $a_0 = 0,5$, $a_1 = 0,335$ e $a_2 = 4,17$, $b_0 = 0,56$, $b_1 = 0,136$ e $b_2 = 3,97$.

Entretanto, nota-se ainda que, mesmo utilizando uma função de ajuste exponencial para os coeficientes a e b , não é possível integrar analiticamente a Equação C.1 no título.

Figura 63 – Coeficiente a ajustado em função do títuloTabela 13 – Coeficientes do ajuste de S em função do título

x	a	b
0	0,1458	0,418
0,1	0,3108	0,4776
0,2	0,3668	0,5044
0,3	0,4008	0,5191
0,4	0,4251	0,5291
0,5	0,4589	0,5424
0,6	0,4438	0,5365
0,7	0,4716	0,5473
0,8	0,4824	0,5514
0,9	0,4918	0,555
1	0,4993	0,5578

APÊNDICE D – COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR – CORRELAÇÕES

Para calcular as taxas de transferência de calor deve-se recorrer às correlações do coeficiente \dot{h} em função dos parâmetros de operação. Como o presente trabalho trata de fenômenos como condensação, aquecimento e resfriamento de vapor, resfriamento de líquido e ebulição, buscou-se correlações válidas para estes regimes.

EBULIÇÃO

Para o evaporador, onde ocorre a ebulição do fluido refrigerante, utilizou-se a correlação proposta por Kandlikar (1990), que leva em conta tanto a contribuição advectiva quanto a de ebulição nucleada no cômputo de \dot{h} ,

$$\frac{\dot{h}_{tp}}{\dot{h}_{lo}} = C_1 Co^{C_2} (25Fr_{lo})^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl} \quad (D.1)$$

onde os coeficientes $C_{1..5}$ dependem do número de convecção (Tabela 14), F_{fl} é um parâmetro dependente do fluido (1,63 para o HFC-134a) e \dot{h}_{lo} é o valor do coeficiente de transferência de calor caso o escoamento fosse somente líquido e é calculado da seguinte forma:

$$\dot{h}_{lo} = (k_\ell/D) 0,023 Re_{lo}^{0,8} Pr_\ell^{0,3} \quad (D.2)$$

onde $Re_{lo} = \frac{G(1-x)}{\mu_\ell}$.

Tabela 14 – Coeficientes C_i da correlação de Kandlikar (1990)

Constante	Co < 0.65	Co > 0.65
C_1	1,1360	0,6683
C_2	-0,9	-0,2
C_3	667,2	1 058
C_4	0,7	0,7
C_5	0,3	0,3

CONDENSAÇÃO

Jung et al. (2003) apresentaram uma correlação de \dot{h} em função do parâmetro de Lockhart-Martinelli, originalmente proposta por Dobson e Chato (1994), a qual é válida para o regime de condensação:

$$\frac{\dot{h}_{tp}}{\dot{h}_{lo}} = 1 + aX_{tt}^{-b} \quad (D.3)$$

onde $a = 2,65$ e $b = 0,79$. Da mesma forma como em Kandlikar (1990), h_{lo} é computado por

$$h_{lo} = (k_{\ell}/D)0,023Re_{lo}^{0,8}Pr_{\ell}^{0,4} \quad (D.4)$$

CALOR SENSÍVEL

Para os casos onde o fluido troca calor sensível, utilizou-se a correlação de Dittus e Boelter (1930):

$$h = (k/D)0,023Re^{4/5}Pr^n \quad (D.5)$$

onde $n = 0,3$ para processos de aquecimento e $n = 0,4$ para resfriamento.