

Isabel Janke

**UMA INVESTIGAÇÃO SOBRE O USO DE
SEPARADORES DE LÍQUIDO EM
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

Florianópolis

2019

Isabel Janke

**UMA INVESTIGAÇÃO SOBRE O USO DE
SEPARADORES DE LÍQUIDO EM
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Florianópolis

2019

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

Janke, Isabel

Uma investigação sobre o uso de separadores de líquido em refrigeradores domésticos / Isabel Janke ; orientador, Cláudio Melo, 2019.
148 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2019.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Engenharia mecânica. 3. Refrigeração doméstica. 4. Separador de líquido. 5. Duplo estágio. I. Melo, Cláudio. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Isabel Janke

**UMA INVESTIGAÇÃO SOBRE O USO DE
SEPARADORES DE LÍQUIDO EM
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 2019.

Prof. Jonny Carlos da
Silva, Dr. Eng.
Coordenador do curso

Prof. Cláudio Melo, Ph.D.
Orientador
Presidente da banca

Banca examinadora:

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Aos meus pais, Newton e Denise.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Cláudio Melo pelo incessante incentivo e atenciosa orientação ao longo desses anos, por toda a confiança em mim depositada e pela oportunidade de trabalhar na equipe do POLO-Sistemas.

Ao Alexsandro S. Silveira, pela orientação técnica, planejamento dos experimentos e compromisso no acompanhamento das atividades desse trabalho. Ao Bruno Verardi pela competência e comprometimento na construção da seção de testes e colaboração nos ensaios experimentais. Ao Dr. Eng. Joaquim M. Gonçalves, do POLO, ao Dr. Eng. Gustavo M. Portella e ao Eng. Adriano F. Ronzoni, da EMBRACO, pela orientação e conhecimentos transmitidos durante todas as etapas de desenvolvimento do projeto.

Aos meus pais, Newton e Denise, pela presença, amor e incentivo em todos os momentos mais difíceis da minha jornada pessoal e profissional.

Ao Luis H. Mulinari, pelo companheirismo, amor e paciência em todos os momentos e pela ajuda na depuração dos algoritmos da modelagem matemática.

Aos meus amigos do POLO: Caio Dallalba, Eduardo Ludgero, Everton Machado, Júlio Ferreira, Lucas Militão, Marco Diniz, Marcus V. Carneiro, Pedro Bruggemann, Rafael Engel e muitos outros, pois não poucas vezes, sem saber, eles fizeram o meu dia muito melhor. Em especial ao Fernando Knabben, Guilherme Zanotelli, Igor Galvão, Joel Boeng e Rodolfo Espíndola pelas discussões sobre o trabalho, pelos cafés, pelas risadas e ombros emprestados. Agradeço ainda a parceria da querida Taís Thomsen, que não é membro oficial do POLO, mas é como se assim fosse.

Ao amigo João H. F. Moura por conseguir ser o melhor, mesmo estando do outro lado do mundo.

Aos membros da equipe do POLO-Controles, Felipe Felix,

Guilherme Winck e Paulo Nishimoto pela ajuda com o quadro elétrico, sistemas de aquisição e controle do aparato experimental.

Aos membros da equipe do Laboratório de Aplicação do POLO, Amarilho Kruger, Jean Backer, João Siqueira, Jorge Lubas e Seu Milton pelas inúmeras contribuições técnicas relacionadas à seção de testes. Reconhecimento especial também para a equipe de apoio do POLO, principalmente à Nara Santos pelo empenho no auxílio em questões burocráticas e ao João Gomes pela assistência com a imprevisibilidade dos computadores.

Aos demais professores e integrantes do POLO pelos sete anos de companheirismo e orientação durante a minha formação acadêmica e na concretização desse trabalho.

Aos membros da banca examinadora pela disponibilidade em avaliar o documento.

Ao CNPq, à EMBRAPPII e à EMBRACO pelo suporte financeiro.

A todos aqueles que estiveram comigo, torceram por mim e que contribuíram de alguma forma.

“Never give in. Never give in. Never, never, never — in nothing, great or small, large or petty — never give in, except to convictions of honour and good sense. Never yield to the apparently overwhelming might of the enemy.”

Winston Churchill

RESUMO

Nesse trabalho adotou-se uma abordagem teórico-experimental para estudar o comportamento de separadores de líquido em sistemas de refrigeração doméstica, montados com dois evaporadores e com um compressor de dupla sucção. Nesse contexto, desenvolveu-se um modelo matemático para separadores de líquido do tipo T. Tal modelo foi dividido em três sub-modelos, quais sejam: i) ramal de entrada, ii) ramal de vapor e iii) ramal de líquido. Um aparato experimental, composto essencialmente por um refrigerador e por uma seção de visualização, foi construído para analisar a influência da geometria dos separadores sobre o desempenho do sistema e também para validar qualitativamente as previsões do modelo. Experimentos, realizados com três separadores distintos, indicaram que a metodologia de dimensionamento adotada é adequada e que o diâmetro do ramal de vapor é a variável com maior impacto sobre o processo de separação de fases. Verificou-se ainda que o arraste de líquido aumenta o coeficiente de performance (COP) do compartimento *freezer* em até 55 %, reduz o do *fresh food* em até 29 %, restringe o envelope de operação e a integridade do compressor. Por outro lado, separadores maiores, que não permitem o arraste de líquido, ampliam a faixa de operação e garantem a integridade do sistema, podendo apresentar performance comparável às de sistemas com separadores menores, se houver selo de líquido.

Palavras-chave: refrigerador doméstico, separador de líquido, dupla sucção, dois evaporadores, arquitetura de duplo estágio.

ABSTRACT

This work adopted theoretical-experimental approach to study the behavior of liquid separators in domestic refrigeration systems with two evaporators and a compressor with two inlet ports. In this context, a mathematical model for T-type liquid separators was developed. This model was divided into three submodels, namely: i) inlet branch, ii) vapor branch and iii) liquid branch. A testing facility, consisting essentially of a refrigerator and a visualization section, was constructed to analyze the influence of the separators geometry on the system performance and also to validate qualitatively the model predictions. Experiments, carried out with three different separators, indicated that the design methodology is adequate and that the diameter of the vapor branch is the variable with the most impact on the phase separation process. It has also been found that liquid entrainment increases the freezer compartment performance coefficient (COP) by up to 55%, while reducing the fresh food COP by up to 29%, restricts the operating envelope and compressor integrity. On the other hand, larger separators, which do not allow liquid entrainment, extend the operation range, ensure system integrity, and are able to have a comparable performance to the systems with smaller separators, if a liquid seal is present.

Keywords: Household refrigerator, liquid separator, dual suction, dual evaporator, two-stage architecture.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Consumo de eletricidade com refrigeração por região (IIR, 2015).	3
Figura 1.2 – Consumo de energia elétrica residencial por equipamento em 2012 (EPE, 2014).	4
Figura 1.3 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor convencional.	5
Figura 1.4 – (a) Refrigerador <i>bottom-mount</i> com dois níveis distintos de temperatura e (b) diagrama de pressão <i>vs.</i> entalpia de um refrigerador com dois compressores e ciclos independentes.	7
Figura 1.5 – Ciclo de refrigeração com um único evaporador.	8
Figura 1.6 – Ciclo de refrigeração com evaporadores associados em série.	9
Figura 1.7 – Ciclo de refrigeração com arquitetura híbrida.	9
Figura 1.8 – Ciclo de refrigeração com evaporadores em paralelo.	10
Figura 1.9 – Ciclo de refrigeração com evaporadores em paralelo com válvula de retenção.	11
Figura 1.10 – Ciclo de refrigeração em paralelo utilizando um compressor de dupla sucção.	12
Figura 1.11 – Ciclo de refrigeração em série utilizando um compressor de dupla sucção e um separador de líquido.	13
Figura 1.12 – Diagramas P-h dos sistemas com compressor de dupla sucção em (a) paralelo e (b) em série.	13
Figura 1.13 – Esquema de um compressor de dupla sucção com válvula comutadora integrada.	14
Figura 2.1 – Diagrama esquemático de um sistema com dois compressores (WON et al., 1994).	18
Figura 2.2 – Sistema com evaporadores (a) em paralelo (b) e em série (LAVANIS et al., 1998).	18

Figura 2.3 – (a) Sistema com separador de líquido e expansão fracionada e (b) diagrama P-h correspondente (WANG et al., 2009).	21
Figura 2.4 – (a) Sistema com trocador de calor interno e (b) diagrama P-h correspondente (WANG et al., 2009).	21
Figura 2.5 – (a) Sistema com separador de líquido e trocador de calor interno e (b) diagrama P-h correspondente (HEO et al., 2011).	23
Figura 2.6 – Condições limites para separação total em função da inclinação do ramal de saída. (MOHAMMED et al., 2012)	24
Figura 3.1 – Separador de líquido do tipo T.	29
Figura 3.2 – Corte transversal do ramal de entrada em regime plenamente estratificado.	32
Figura 3.3 – Fluxograma do modelo utilizado no dimensionamento do ramal de entrada.	36
Figura 3.4 – Esquema das forças exercidas em partículas durante um fluxo ascendente de vapor.	38
Figura 3.5 – Efeito do formato da partícula e do número de Reynolds no coeficiente de arraste (SEADER et al., 2011).	39
Figura 3.6 – Trajetória vertical em função do tempo para gotas entre 511 μm e 620 μm (JEKEL; REINDL, 2001).	43
Figura 3.7 – Fluxograma da modelagem do dimensionamento do ramal de vapor.	45
Figura 3.8 – Forças exercidas em bolhas durante um fluxo descendente de líquido.	46
Figura 3.9 – Coeficiente de arraste para esferas rígidas e leves (KARAMANEV; NIKOLOV, 1992).	48

Figura 3.10–Fluxograma da modelagem do dimensionamento do ramal de líquido.	50
Figura 4.1 – Fotografia do produto original.	52
Figura 4.2 – Fotografia do evaporador do FF.	53
Figura 4.3 – Linhas de sucção e trocadores de calor internos da bancada.	54
Figura 4.4 – Capilares do compartimento (a) <i>freezer</i> e do (b) <i>fresh food</i>	55
Figura 4.5 – Fotografia das amostras utilizadas.	56
Figura 4.6 – LifeCam Cinema.	57
Figura 4.7 – Separador de líquido no interior do produto.	58
Figura 4.8 – Fotografia do aparato de aquisição e envio de sinais.	60
Figura 4.9 – Esquema do aparato experimental com os pontos de instrumentação.	61
Figura 4.10–Esquema do funcionamento da câmara de testes.	62
Figura 4.11–Representação dos volumes de controle no circuito.	65
Figura 5.1 – Diâmetro mínimo do ramal de entrada <i>vs.</i> rotação a $T_{ev,ff} = -10^{\circ}\text{C}$	68
Figura 5.2 – Diâmetro mínimo do ramal de vapor <i>vs.</i> rotação, diâmetro da gota e <i>duty cycle</i> de (a) 10% (b) 45%, a $T_{ev,ff} = -10^{\circ}\text{C}$	69
Figura 5.3 – Altura mínima do ramal e vapor <i>vs.</i> diâmetro, diâmetro da gota e <i>duty cycle</i> de (a) 10% e (b) 45%, a $T_{ev,ff} = -10^{\circ}\text{C}$ e rotação de 3500 rpm.	71
Figura 5.4 – Efeito da temperatura de evaporação sobre as dimensões do separador a 3500 rpm, <i>duty cycle</i> de 45%, para diferentes diâmetros de gotas a (a) -5°C e (b) -15°C	72

Figura 5.5 – Altura mínima do ramal de líquido <i>vs.</i> diâmetro e <i>duty cycle</i> de (a) 20% (b) 45%, a 3500 rpm e $T_{ev,ff} = -10^{\circ}\text{C}$	73
Figura 5.6 – Ramais de entrada durante modos FF e FZ em 3500 rpm, <i>duty cycle</i> de 10% e título de 0,26 para $D_E = 7\text{ mm}$	76
Figura 5.7 – Ramais de entrada durante modos FF e FZ em 3500 rpm, <i>duty cycle</i> de 10% e título de 0,24 para $D_E = 12\text{ mm}$	77
Figura 5.8 – escoamento nos pares de diâmetro-altura em <i>duty cycle</i> de 45% e 3500 rpm no modo FF.	79
Figura 5.9 – Trajetória vertical de partículas com diferentes diâmetros no (a) separador (1) e (b) separador (2).	81
Figura 5.10 – Espalhamento de gotas causado por jatos de líquido em <i>duty cycle</i> de 10% e 3500 rpm.	82
Figura 5.11 – Influência do <i>duty cycle</i> no nível de líquido do (a) separador (1) e (b) separador (3) na rotação de 3500 rpm e no modo FZ.	83
Figura 5.12 – Influência do <i>duty cycle</i> no nível de líquido do separador (2) na rotação de 3500 rpm e no modo FZ.	85
Figura 5.13 – Desgaseificação da coluna de líquido no (a) separador (1) e (b) separador (3) durante o modo FF.	86
Figura 5.14 – Capacidade de refrigeração do FF com o separador (1) em função do <i>duty cycle</i> em (a) 3500 rpm e (b) várias rotações.	88
Figura 5.15 – Capacidade de refrigeração do FZ com o separador (1) em função do <i>duty cycle</i> em (a) 3500 rpm e (b) várias rotações.	90

Figura 5.16—Capacidade de refrigeração total <i>vs. duty cycle</i> , rotação e ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C para o separador (1).	92
Figura 5.17—COP e envelope de operação <i>vs. duty cycle</i> e temperatura ambiente para o separador (1) a (a) 16 °C, (b) 25 °C e (c) 32 °C.	93
Figura 5.18—Capacidade de refrigeração do FZ com o separa- dor (2) em função do <i>duty cycle</i> em (a) 3500 rpm e (b) várias rotações.	95
Figura 5.19—Capacidade de refrigeração do FF a 16 °C e 3500 rpm.	96
Figura 5.20—Diferença entre a pressão intermediária e de baixa para os três separadores a 16 °C e 3500 rpm. . . .	97
Figura 5.21—Temperatura na linha de sucção do compressor em função do <i>duty cycle</i> a (a) 16 °C e (b) 25 °C. . .	98
Figura 5.22—Capacidade de refrigeração do FZ com o separa- dor (2) a 25 °C.	99
Figura 5.23—Capacidade total de refrigeração com o separador (2) em função do <i>duty cycle</i> , rotação e ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C.	101
Figura 5.24—COP e envelope de operação <i>vs. duty cycle</i> e temperatura ambiente para o separador (2) a (a) 16 °C, (b) 25 °C e (c) 32 °C.	103
Figura 5.25—Coeficientes de performance do FF para os três separadores, a 3500 rpm e temperatura ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C.	105
Figura 5.26—Coeficientes de performance do FZ para os três separadores, a 3500 rpm e temperatura ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C.	107

Figura 5.27–Coeficientes de performance total do sistema para os três separadores, a 3500 rpm e temperatura ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C.	108
Figura 5.28–(a) Temperaturas (b) e imagens dos primeiros minutos de <i>pull-down</i> a 25 °C utilizando o separador (1).	110
Figura 5.29– <i>Pull-down</i> utilizando o separador (1) em ambiente a 25 °C.	112
Figura 5.30–(a) Temperaturas (b) e imagens dos primeiros minutos de <i>pull-down</i> , a 25 °C, utilizando o separador (2).	113
Figura 5.31– <i>Pull-down</i> utilizando o separador (2) em ambiente a 25 °C.	114
Figura A.1–Teste de determinação de de carga a 3500 rpm e <i>duty cycle</i> de 35 % com o separador (2) no (a) FF e (b) FZ.	131
Figura A.2–Teste de determinação de de carga a 3500 rpm e <i>duty cycle</i> de 35 % com o separador (2) no (a) subresfriamento (b) superaquecimento do FZ. . .	132
Figura B.1–Incerteza expandida do (a) COP e (b) capacidade de refrigeração a 25 °C e 3500 rpm vs. <i>duty cycle</i>	135
Figura C.1–Volume de controle do teste de UA.	138

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Siglas referente às regiões apresentadas na Figura 1.1. Adaptado de IIR (2015).	3
Tabela 3.1 – Critério de sedimentação K_c e velocidades terminais (adaptado de McCabe et al. (1993) e Seader et al. (2011)).	41
Tabela 4.1 – Especificações do refrigerador.	52
Tabela 4.2 – Especificações do evaporador do FF.	53
Tabela 4.3 – Dimensões dos ramais das três amostras.	56
Tabela 4.4 – Especificações da câmera.	57
Tabela 4.5 – Transdutores e precisão fornecida pelo fabricante	59
Tabela A.1 – Dados experimentais do separador (1) com a carga de 56 g de fluido refrigerante.	129
Tabela B.1 – Incerteza expandida máxima e média para as principais variáveis.	134
Tabela C.1 – Dados experimentais dos testes de fluxo de calor reverso.	138
Tabela D.1 – Resultados dos testes 1 a 17.	140
Tabela D.2 – Resultados dos testes 18 a 37.	141
Tabela D.3 – Resultados dos testes 38 a 57.	142
Tabela D.4 – Resultados dos testes 58 a 77.	143
Tabela D.5 – Resultados dos testes 78 a 97.	144
Tabela D.6 – Resultados dos testes 98 a 117.	145
Tabela D.7 – Resultados dos testes 118 a 137.	146
Tabela D.8 – Resultados dos testes 138 a 157.	147
Tabela D.9 – Resultados dos testes 158 a 174.	148

NOMENCLATURA

Símbolos romanos

Símbolo	Descrição	Unidade
Ar	Número de Arquimedes	-
A	Área transversal	m^2
C_D	Coefficiente de arraste	-
D	Diâmetro	m
Fr	Número de Froude	-
G	Fluxo de massa	$kg/(m^2 s)$
J	Velocidade superficial	m/s
L	Comprimento	m
N	Rotação	rpm
P	Pressão	Pa
Re	Número de Reynolds	-
T	Temperatura	°C
UA	Condutância térmica global	W/K
V	Volume	m^3
We	Número de Weber	-
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
\dot{V}	Vazão volumétrica	m^3/s
\dot{W}	Potência	W
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
\dot{q}	Fluxo de calor	W/m^2
\tilde{A}	Área adimensional	-
\tilde{h}	Altura adimensional	-
\tilde{a}	Aceleração	m/s^2

Símbolo	Descrição	Unidade
d	Diâmetro da partícula	m
g	Gravidade	m ² /s
h	Entalpia específica	J/kg
m	Massa	kg
t	Tempo	s
u	Velocidade	m/s
x	Título	-
z	Altura	m
F	Força	N

Símbolos gregos

Símbolo	Descrição	Unidade
α	Fração de vazio	-
η_v	Eficiência volumétrica	-
μ	Viscosidade absoluta	Pa.s
ϕ	<i>Duty cycle</i> ou fração de sucção	%
ρ	Densidade	kg/m ³
σ	Tensão superficial	N/m
θ	Ângulo	rad

Lista de sub-índices

Símbolo Descrição

E	Entrada do separador
amb	Ambiente externo
avg	Média

Símbolo	Descrição
<i>a</i>	Arraste
<i>b</i>	Bolha
<i>crit</i>	Crítico
<i>c</i>	Condensador, condensação
<i>des</i>	Descarga
<i>d</i>	Desgaseificação
<i>est</i>	Estratificado
<i>ev</i>	Evaporação, evaporador
<i>e</i>	Empuxo
<i>fan</i>	Ventilador
<i>gota</i>	Gota de líquido
<i>g</i>	Gravidade
<i>in</i>	Que entra no volume de controle
<i>k</i>	Compressor, câmara de compressão
<i>l</i>	Líquido
<i>ond</i>	Estratificado ondulatório
<i>out</i>	Saída do volume de controle
<i>p</i>	partícula
<i>rel</i>	Relativo
<i>rl</i>	Ramal de líquido
<i>rv</i>	Ramal de vapor
<i>r</i>	Residência, retenção
<i>suc</i>	Sucção
<i>sup</i>	Superaquecimento
<i>s</i>	Chaveamento, ou do inglês, <i>switching</i>

Símbolo	Descrição
<i>th</i>	Carga térmica
<i>t</i>	Terminal
<i>up</i>	Direção ascendente
<i>v</i>	Vapor

SUMÁRIO

1	Introdução	1
1.1	Ciclo básico de compressão mecânica de vapor	4
1.2	Arquiteturas de ciclos de compressão mecânica de vapor	6
1.3	Compressor de dupla sucção	14
1.4	Motivação e Objetivos	15
1.5	Estrutura da dissertação	16
2	Revisão da Literatura	17
2.1	Arquiteturas de ciclos de compressão mecânica de vapor com dois evaporadores	17
2.2	Separadores de líquido	19
3	Modelo matemático	29
3.1	Ramal de entrada	29
3.2	Ramal de vapor	37
3.3	Ramal de líquido	46
4	Abordagem Experimental	51
4.1	Descrição do aparato experimental	51
4.2	Evaporador do compartimento <i>fresh food</i>	52
4.3	Linhas de sucção e trocadores de calor internos	53
4.4	Visualização e Geometrias	55
4.5	Instrumentação e controle	58
4.6	Câmara de testes	61
4.7	Procedimento de testes	63
4.7.1	Testes de <i>pull-down</i>	63
4.7.2	Testes em regime permanente	64
5	Resultados	67
5.1	Modelo Matemático	67
5.1.1	Ramal de entrada	67
5.1.2	Ramal de vapor	68
5.1.3	Ramal de Líquido	73

5.2	Avaliação qualitativa do modelo matemático	74
5.2.1	Ramal de entrada	75
5.2.2	Ramal de vapor	78
5.2.3	Ramal de líquido	82
5.3	Análise Experimental	87
5.3.1	Testes em regime permanente	87
5.3.2	Testes de <i>pull-down</i>	109
6	Conclusões	115
6.1	Sugestões para trabalhos futuros	118

Referências	121
------------------------------	------------

APÊNDICES	127
Apêndice A Determinação de carga de refrigerante	129
Apêndice B Incertezas de medição	133
Apêndice C Testes de fluxo de calor reverso	137
Apêndice D Resultados Experimentais	139

1 INTRODUÇÃO

O principal papel da refrigeração doméstica é a conservação de alimentos, uma vez que a redução da temperatura ambiente diminui a proliferação de micro-organismos e inibe as reações de decomposição. No passado, blocos de gelos, produzidos artificialmente ou extraídos da natureza, eram utilizados para a redução da temperatura. No entanto, com o crescimento da população mundial e da indústria alimentícia, a extração, produção, o transporte e a reposição do gelo tornaram-se impraticáveis, estimulando assim o surgimento de diversas tecnologias para a produção de frio.

Ao longo dos anos, o desenvolvimento de tecnologias de refrigeração, como, por exemplo, a compressão mecânica de vapor, impulsionou a indústria de alimentos, fato esse que estimulou massivamente a produção de refrigeradores. Tal crescimento, em combinação com a expansão econômica e demográfica, provocou a disseminação progressiva desse tipo de produto. Estima-se que, no ano de 2015, existiam de 1 a 1,5 bilhão de refrigeradores domésticos em operação no mundo e que, apenas no ano de 2009, 80 milhões de unidades foram produzidas (BELMAN-FLORES et al., 2015).

Além disso, de acordo com o Instituto Internacional de Refrigeração (IIR), a falta de uma cadeia de resfriamento adequada provoca desperdícios de até 20 % no suprimento mundial de alimentos. Belman-Flores et al. (2015) estimou perdas de até 45 % na produção global de alimentos, caso não existissem meios adequados para a distribuição do frio. A partir desse cenário, fica evidente o papel indispensável da refrigeração, considerando principalmente as projeções da Organização das Nações Unidas para Alimentos e Agricultura que indica um crescimento de 70 % (cerca de 4400 milhões de toneladas) na produção de alimentos até 2050, como forma de alimentar mais 2,3 bilhões de pessoas (FAO, 2013).

Com a expansão da produção e utilização de refrigeradores

domésticos, cresceu também a preocupação com o impacto ambiental e energético gerados por esse tipo de produto. Nas últimas décadas, tratados internacionais como o Protocolo de Montreal e o Protocolo de Kyoto extinguiram os refrigerantes a base de clorofluorcarbonetos (CFC) e limitaram o uso de refrigerantes com elevado potencial de efeito estufa (GHG). Atualmente, com a crescente utilização de refrigerantes naturais e ambientalmente amigáveis, como o isobutano (R-600a), pela indústria de refrigeração doméstica, o consumo de energia em si e as emissões indiretas de CO₂ passaram a ocupar um lugar de destaque. Por essa razão, políticas de etiquetagem foram estabelecidas no Brasil (PROCEL, 2017) e nos Estados Unidos (U.S.DOE, 2017) para estimular a produção de refrigeradores mais eficientes.

Ainda assim, a refrigeração e o condicionamento de ar consomem cerca de 17% da eletricidade mundial, com reflexo significativo sobre o efeito estufa, tanto direta (emissão) com 20%, como indiretamente (consumo), com 80%. Nesse contexto, é preciso ressaltar que o setor doméstico é o maior responsável pelo consumo de eletricidade no âmbito da refrigeração, com uma parcela de 45%, seguido pelo setor terciário, com 39,6% e por último, pelo setor industrial, com 15,4% (IIR, 2015). A Tabela 1.1 e a Figura 1.1 apresentam o consumo de eletricidade com refrigeração distribuído entre as diferentes zonas do globo, de onde se percebe que a América do Norte é a região mais significativa.

Tabela 1.1 – Siglas referente às regiões apresentadas na Figura 1.1.
Adaptado de IIR (2015).

Sigla	Região
NAM	América do Norte
PAO	Sudeste da Ásia, Índia e China
WEU-EEU	Europa ocidental, oriental e central
FSU	Antiga União Soviética
MEA	Oriente Médio e norte da África
LAM	América Latina e Caribe
CPA	Ásia central
SAS-PAS	Sul da Ásia
AFR	África subsaariana

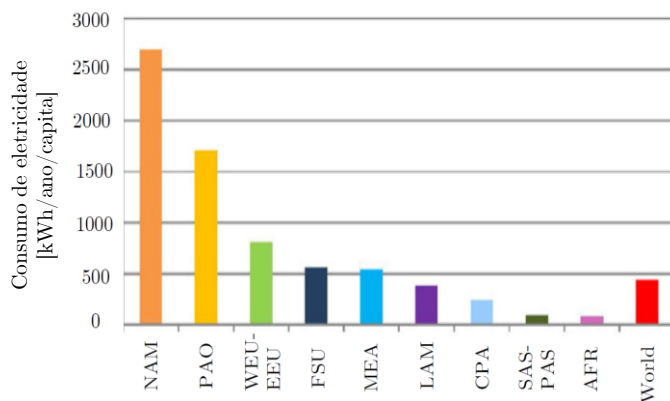


Figura 1.1 – Consumo de eletricidade com refrigeração por região (IIR, 2015).

No Brasil, de acordo com Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), a proporção de domicílios com pelo menos um refrigerador cresceu de 87,9% para 97,8%, entre 2005 e 2015

(IBGE, 2015). A Figura 1.2 indica que refrigeradores e *freezers* representam 23% do consumo de eletricidade residencial. De acordo com o o Balanço Energético Nacional, divulgado pela Empresa de Pesquisa Energética do Brasil (EPE), o setor residencial representa 26% da energia elétrica consumida pelo país, o que totaliza, portanto, uma fração de 6% da matriz nacional. Tal cenário justifica os aperfeiçoamentos tecnológicos que vem sendo introduzidos durante os últimos anos, a maior parte deles com o objetivo de reduzir o consumo energético de refrigeradores e *freezers*.

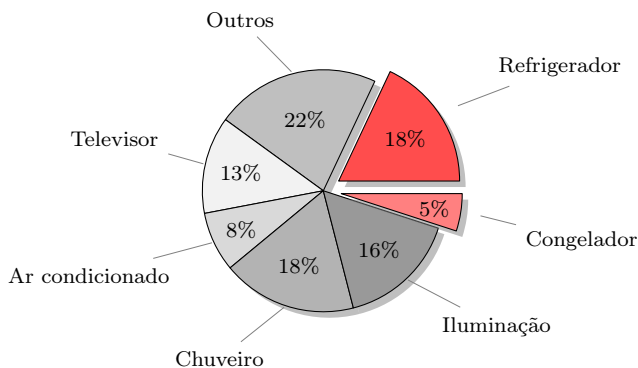


Figura 1.2 – Consumo de energia elétrica residencial por equipamento em 2012 (EPE, 2014).

1.1 CICLO BÁSICO DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR

No segmento de refrigeração doméstica, a maioria dos produtos opera segundo o ciclo de compressão mecânica de vapor no qual o compressor e o dispositivo de expansão estabelecem a pressão de evaporação, ou de baixa, e a pressão de condensação, ou de alta. O evaporador e o condensador são respectivamente responsáveis pelas trocas térmicas com o espaço refrigerado e o ambiente externo. A

Figura 1.3 mostra um ciclo básico de compressão mecânica de vapor utilizando um tubo capilar como dispositivo de expansão.

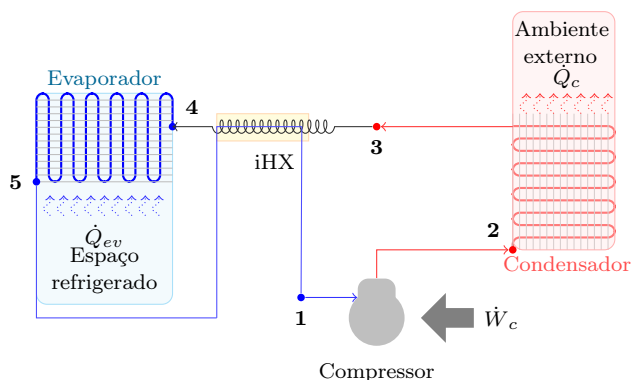


Figura 1.3 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor convencional.

Nesse ciclo, o vapor superaquecido e a baixa pressão (ponto 1) é comprimido mecanicamente pelo compressor que fornece energia ao fluxo de refrigerante. Após o compressor (ponto 2), o fluido entra no condensador, onde o calor é rejeitado para o ambiente externo (\dot{Q}_c). No ponto 3, o líquido a alta pressão e temperatura escoa pelo tubo capilar, geralmente em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor contra-corrente (iHX). Esse componente aumenta a capacidade de refrigeração, pois diminui o título do refrigerante na entrada do evaporador (ponto 4) e evita a presença de líquido na sucção do compressor. No evaporador, o líquido a baixa pressão e temperatura absorve calor do espaço refrigerado (\dot{Q}_{ev}), evapora, e retorna à sucção do compressor (GOSNEY, 1982).

Quando o sistema opera em regime permanente, o calor absorvido pelo refrigerante, ou capacidade de refrigeração é expresso através da vazão mássica (\dot{m}) e da diferença entre as entalpias específicas (h) na saída e na entrada do evaporador, como indicado

na Equação 1.1.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m} (h_5 - h_4) \quad (1.1)$$

Analogamente, a potência (\dot{W}_k) pode ser calculada através da Equação 1.2.

$$\dot{W}_k = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (1.2)$$

O desempenho de um sistema de refrigeração é comumente traduzido em termos do coeficiente de performance (COP) o qual é calculado através da relação entre \dot{Q}_{ev} e \dot{W}_k :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_k} \quad (1.3)$$

1.2 ARQUITETURAS DE CICLOS DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR

Além do ciclo básico, apresentado na Figura 1.3, existe uma variedade de arquiteturas que otimizam o consumo de energia de acordo com a funcionalidade requerida. Exemplos comuns são as aplicações nas quais o produto exige dois níveis distintos de temperatura: um para o resfriador, ou *fresh food* (FF) e outro para o congelador, ou *freezer* (FZ), como ilustrado na Figura 1.4a. Em tais produtos, a temperatura do ar do FZ opera próximo a -18°C , e a do FF a 5°C . A alternativa mais evidente reside na utilização de dois ciclos independentes, com dois compressores, um para cada compartimento, como ilustrado, na Figura 1.4b.

Esse sistema tem como principal vantagem a ativação independente dos evaporadores e conseqüentemente, a possibilidade de otimização de cada circuito separadamente. Contudo, tal configuração envolve o custo de um compressor e condensador adicionais e a demanda por espaço extra o que se reflete no volume interno do gabinete. Além disso, esse tipo de arranjo apresenta também um fator limitante relacionado ao desempenho do compressor aplicado ao

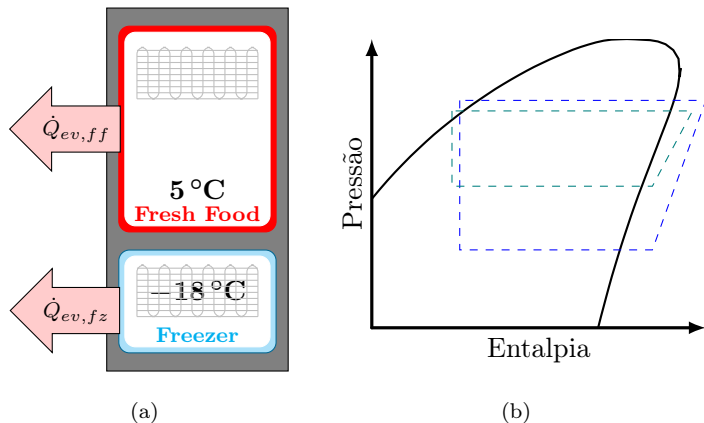


Figura 1.4 – (a) Refrigerador *bottom-mount* com dois níveis distintos de temperatura e (b) diagrama de pressão *vs.* entalpia de um refrigerador com dois compressores e ciclos independentes.

FF que exige um compressor com menor deslocamento volumétrico, nem sempre disponível. Isso obriga esse compressor a operar com baixos *runtime ratio* – razão entre o tempo de compressor ligado e o tempo total do ciclo – com um conseqüente aumento do consumo de energia.

Por outro lado, tratando-se de sistemas com dois níveis distintos de temperatura, a mais simples das configurações utiliza um único evaporador no FZ, cuja temperatura é controlada por um termostato. A temperatura do FF é controlada por um *damper*, como ilustrado na Figura 1.5. Nesse caso, o evaporador do FZ absorve a carga térmica de ambos os compartimentos.

O fato da carga térmica do FF ser absorvida à uma temperatura de evaporação significativamente inferior à exigida pelo compartimento gera uma perda termodinâmica significativa. Além disso, essa arquitetura também apresenta desvantagens relativas a descongelamentos frequentes do evaporador devido às aberturas da

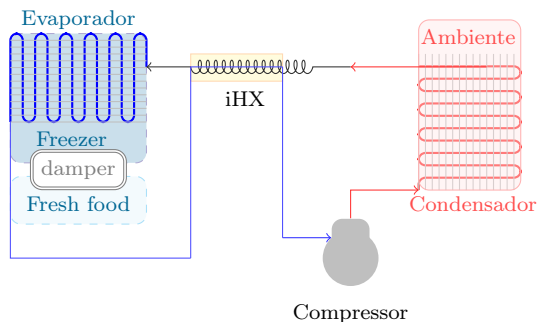


Figura 1.5 – Ciclo de refrigeração com um único evaporador.

porta do refrigerador e a indesejável mistura de odores entre os compartimentos (CHOI et al., 2018).

Uma outra solução, com dois evaporadores associados em série e com um único dispositivo de expansão é ilustrada na Figura 1.6. Apesar da economia com o uso de um único compressor, esse tipo de arranjo mantém a desvantagem de operação com uma única temperatura de evaporação (LAVANIS et al., 1998). Além disso, o evaporador do FF pode sofrer com a ausência de refrigerante líquido, caso a carga térmica imposta ao FZ seja muito elevada. Dessa forma, como o termostato é posicionado no FF, é possível que o sistema nunca desligue e que as temperaturas de referência não sejam atingidas.

A arquitetura retratada na Figura 1.7, utilizada em alguns produtos, busca melhorar o desempenho termodinâmico do ciclo com evaporadores em série. Esse tipo de arranjo utiliza uma válvula de três vias (VTV) que alterna o fluxo de refrigerante entre o circuito que usa apenas o evaporador do FZ e aquele que usa os dois evaporadores. Tem-se, portanto, uma associação híbrida entre os evaporadores do FZ e do FF, pois os evaporadores são associados em série e em paralelo, de acordo com a ação da VTV.

A maior vantagem dessa configuração está na adição de um

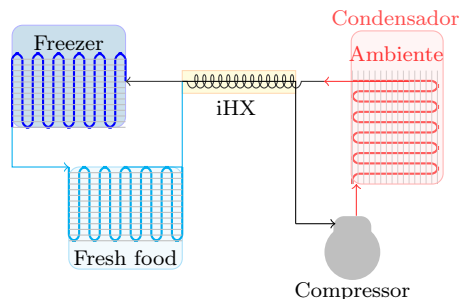


Figura 1.6 – Ciclo de refrigeração com evaporadores associados em série.

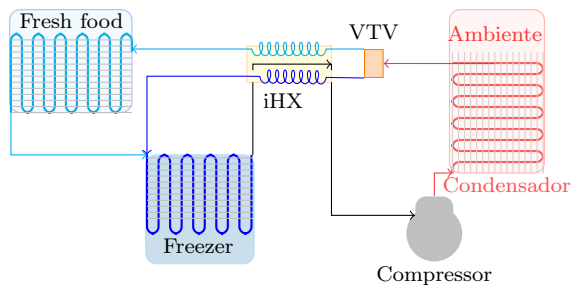


Figura 1.7 – Ciclo de refrigeração com arquitetura híbrida.

segundo dispositivo de expansão que permite um controle mais independente do FZ. Após a temperatura do FF ser satisfeita com a operação simultânea entre FF e FZ, o refrigerante circula apenas no circuito do FZ. Apesar das vantagens associadas aos diferentes níveis de pressão e conseqüentemente da modulação da capacidade de ambos os compartimentos, essa configuração também apresenta um limite operacional referente à temperatura de evaporação do FF, já que esta não pode ser muito superior à do FZ. Dessa forma, as temperaturas de evaporação dos dois compartimentos não são totalmente independentes entre si, atingindo valores baixos e próximos a temperatura do FZ (CHOI et al., 2018).

Outro inconveniente desses sistemas é o tempo mínimo de chaveamento da ordem de 40 minutos, que gera uma variação substancial na temperatura dos compartimentos. Além disso, a taxa de transferência de calor no evaporador ativado deve ser elevada para compensar o período em que este permanece desativado. Deve-se ressaltar que o tempo limite de chaveamento é definido com base na vida útil da válvula, de aproximadamente 10 anos.

A configuração ilustrada na Figura 1.8, com dois evaporadores em paralelo é também uma forma viável para sistemas com dois compartimentos. Essa arquitetura evita a interdependência entre as temperaturas dos compartimentos, pois a válvula de três vias alimenta os evaporadores separadamente. No entanto, como as linhas de sucção dos dois circuitos são interligadas, existe a possibilidade da migração de refrigerante evaporador do FF para o evaporador do FZ.

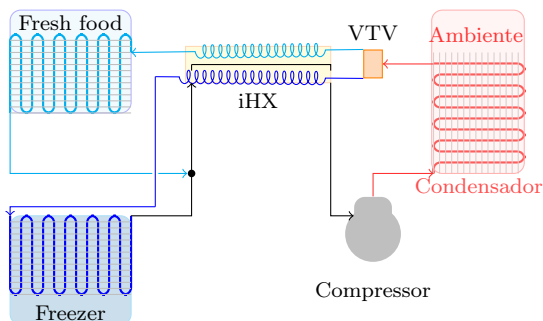


Figura 1.8 – Ciclo de refrigeração com evaporadores em paralelo.

Um outro problema dessa configuração é a distribuição do refrigerante entre os evaporadores. Logo após o chaveamento para o FF, a pressão da linha de sucção sobe, bloqueando o refrigerante no evaporador do FZ o que provoca a insuficiência de líquido no evaporador do FF e o aumento do superaquecimento.

Para contornar ambos os problemas, o compressor precisa

transferir o refrigerante do evaporador do FZ para o restante do circuito (*pump out*), antes do acionamento da válvula de três vias. Durante essa operação, o compressor não produz capacidade de refrigeração e consome energia, o que se traduz em perda de desempenho.

Uma alternativa para esse problema seria a utilização de uma válvula de retenção de fluxo (VRF) na saída do evaporador do FZ, como ilustrada na Figura 1.9. Assim, quando o circuito chaveia para o modo FF, o aumento da pressão de sucção força o fechamento da válvula de retenção, facilitando a ativação do evaporador do FF. Deve-se, no entanto, mencionar que a presença da válvula reduz, mas não elimina completamente a necessidade de operação de *pump out*. Além disso, a utilização de isobutano diminuiu a estanquidade da válvula em face das menores diferenças de pressão envolvidas.

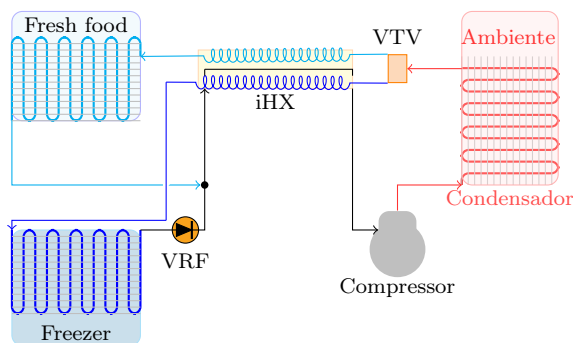


Figura 1.9 – Ciclo de refrigeração com evaporadores em paralelo com válvula de retenção.

Tendo em vista as penalidades energéticas associadas ao processo de *pump out* e as desvantagens associadas à interdependência das temperaturas de evaporação, uma arquitetura foi proposta com base na utilização de um compressor de dupla sucção, como ilustrado na Figura 1.10. Tal compressor está em estágio de de-

envolvimento e será discutido em maiores detalhes na seção 1.3.

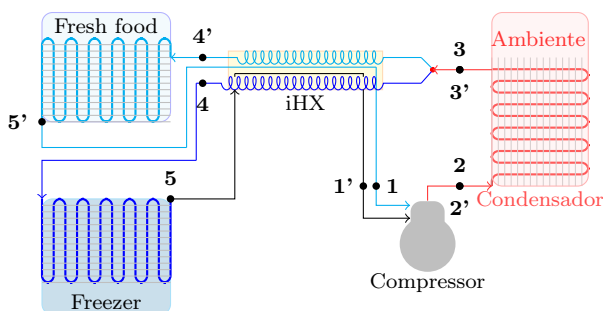


Figura 1.10 – Ciclo de refrigeração em paralelo utilizando um compressor de dupla sucção.

Esse arranjo elimina a válvula de três vias e permite que os evaporadores operem simultaneamente. Como consequência, as temperaturas dos compartimentos se tornam mais estáveis o que não acontece com a utilização da válvula de três vias. Outra vantagem dessa configuração reside no controle de capacidade tanto pela atuação sobre o *duty cycle*, como sobre a rotação do compressor.

No entanto, em condições transientes, causadas, por exemplo, por aberturas de porta, observou-se problemas graves na distribuição de refrigerante entre os evaporadores. Observou-se que, em alguns casos, quando ocorre uma excitação abrupta de carga térmica, o fluxo de refrigerante se mantém em apenas um dos evaporadores, o que provoca a secagem do outro e a inundação da linha de sucção correspondente. Isso provoca o colapso geral do sistema, sem protocolo de correção, a não ser com o desligamento total do produto.

Com o propósito de resolver esse problema em particular, optou-se pela arquitetura ilustrada na Figura 1.11, com dois evaporadores associados em série e um separador de líquido. Esse arranjo

gera também ganhos de performance devido ao aumento do efeito refrigerante específico, como ilustrado na Figura 1.12.

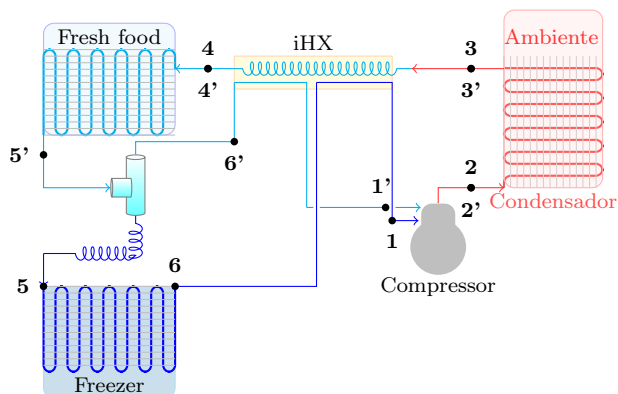


Figura 1.11 – Ciclo de refrigeração em série utilizando um compressor de dupla sucção e um separador de líquido.

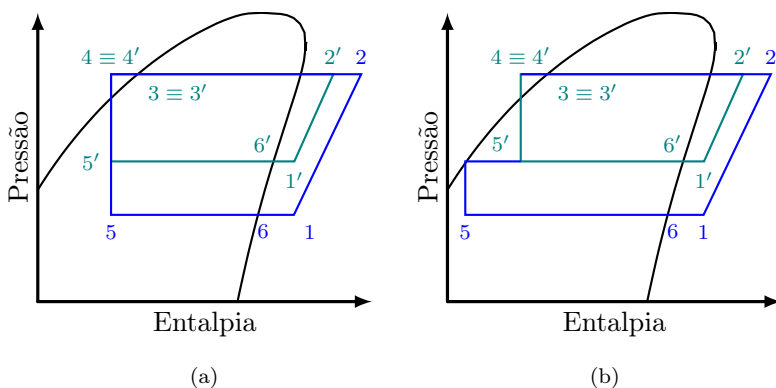


Figura 1.12 – Diagramas P-h dos sistemas com compressor de dupla sucção em (a) paralelo e (b) em série.

O separador de líquido é o elemento principal desta configuração, ao promover a separação das fases do refrigerante na saída

do evaporador do FF. No entanto, o maior desafio desse arranjo é projetar um separador que garanta a passagem de todo o líquido pelo ramal inferior e de todo o vapor pelo superior, em todas as condições de operação.

1.3 COMPRESSOR DE DUPLA SUÇÇÃO

Zimmerman et al. (2014) propuseram um sistema de refrigeração com expansão fracionada, baseado na utilização de um compressor acoplado a uma válvula de chaveamento externa conectada a duas linhas de sucção, uma proveniente do evaporador e outra de um separador de líquido. Posteriormente, a válvula externa foi substituída por uma interna, como esquematizado na Figura 1.13. Tal componente opera em alta frequência, o que permite a ativação simultânea de dois evaporadores.

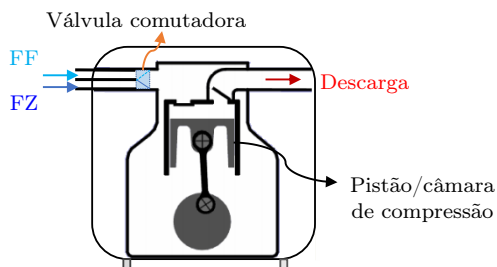


Figura 1.13 – Esquema de um compressor de dupla sucção com válvula comutadora integrada.

O *duty cycle*, ou fração de sucção (ϕ), que define a fração de funcionamento de cada evaporador é um parâmetro determinante nesse tipo de arranjo. Nesse trabalho, esse parâmetro foi relacionado com o tempo de ativação do FF, ou seja, um período de chaveamento de 10 s, um *duty cycle* de 10 % significa que o compressor estará operando 1 s no FF e 9 s no FZ.

O período de chaveamento depende da inércia térmica dos compartimentos. Sistemas com volumes menores exigem períodos de chaveamento mais curtos e vice-versa. O *duty cycle*, como já mencionado, depende da carga térmica de cada compartimento. Dessa maneira, a variação combinada do *duty cycle* e da rotação do compressor permite maior estabilização da temperatura dos compartimentos frente às oscilações de carga térmica, com o menor custo energético possível.

1.4 MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS

Conforme mencionado anteriormente, os refrigeradores domésticos consomem uma parcela considerável da energia elétrica produzida no país e no mundo. Isto pode ser atenuado através do desenvolvimento de componentes e de arquiteturas de ciclos energeticamente mais eficientes.

Nesse contexto, o arranjo proposto pela Figura 1.11, foco desse trabalho, se reveste de duas contribuições inovadoras, que são: i) compressor de dupla sucção e ii) separador de líquido de pequena capacidade, ambos ainda não disponíveis no mercado. Assim o objetivo geral do trabalho é projetar tais separadores e estudar experimentalmente a resposta de um sistema com compressor de dupla sucção, com evaporadores associados em série e com um separador de líquido, frente a excitações de carga térmica, utilizando separadores de diferentes tamanhos. Para atingir esse objetivo, os seguintes objetivos específicos foram estabelecidos:

- Desenvolver uma ferramenta matemática para dimensionar separadores de líquido para sistemas de pequena capacidade;
- Construir um refrigerador protótipo para estudar o efeito da geometria do separador em regime estacionário e transiente, sob diferentes condições de operação;

- Induzir variações de *duty cycle*, rotação e temperatura ambiente e quantificar a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance;
- Identificar a ocorrência de eventuais falhas (secagem ou inundação do separador);
- Visualizar o escoamento no interior do separador de líquido e correlacioná-lo com o desempenho do sistema.

1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esse trabalho foi dividido em seis capítulos. No capítulo introdutório o panorama energético da refrigeração doméstica foi discutido, como forma de motivação. Além disso, as diversas arquiteturas de ciclos de refrigeração para sistemas com dois compartimentos foram apresentadas e discutidas, optando-se pela opção de evaporadores em série com compressor de dupla sucção e separador de líquido. Ao final do capítulo foram estabelecidos os objetivos gerais e específicos. O Capítulo 2 contempla uma ampla revisão bibliográfica com foco em separadores de líquido especialmente para instalações de pequeno porte. O Capítulo 3 apresenta detalhes da modelagem matemática de separadores de líquido. O Capítulo 4 apresenta o aparato experimental e a metodologia de ensaios utilizada. No Capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados do modelo, adequadamente confrontados com as observações experimentais. Finalmente, no Capítulo 6 são apresentadas as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A seguir será apresentada uma ampla revisão da literatura com foco em separadores de líquido e em sistemas que fazem uso desse componente. Sistemas com compressores de dupla sucção não foram contemplados nesse estágio pela simples razão de não estarem ainda disponíveis no mercado, nem haverem estudos publicados sobre o assunto.

2.1 ARQUITETURAS DE CICLOS DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR COM DOIS EVAPORADORES

Won et al. (1994) transformaram um refrigerador doméstico do tipo *top-mount*, com apenas um evaporador instalado no compartimento FZ, em um sistema com dois circuitos completamente independentes, ilustrado na Figura 2.1. Os trocadores de calor e o compressor foram modificados como forma de aumentar a eficiência do produto. O protótipo gerou uma queda de 4,3% no consumo de energia que poderia ser ampliada para 20%, caso os novos compressores tivessem eficiência similar a do compressor original.

Lavanis et al. (1998) introduziram uma válvula de três vias, em um sistema com evaporadores em paralelo com a finalidade de direcionar o fluxo de refrigerante ora para um, ora para o outro evaporador. Os autores concluíram que esse sistema gera uma redução de 8,5% no consumo de energia em relação ao arranjo em série convencional. A Figura 2.2 mostra os circuitos estudados pelos autores.

Yoon et al. (2011) investigaram os efeitos da carga de refrigerante, do capilar e do processo de recuperação do refrigerante (*pump out*) em um sistema com evaporadores em paralelo e com válvula de retenção. Eles concluíram que o consumo de energia reduziu 7,8% em comparação à uma arquitetura híbrida. Obtiveram também uma economia de energia adicional de 1,8% com a otimização do processo de recuperação do refrigerante (*pump out*).

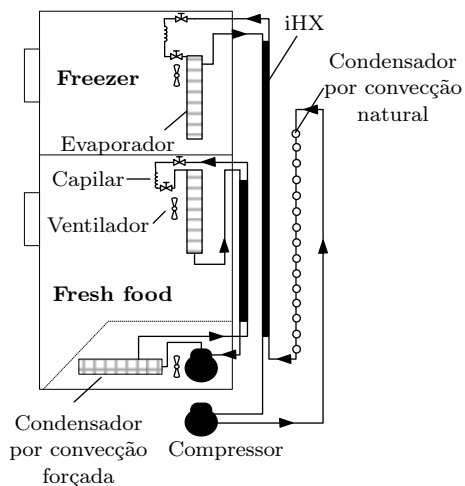


Figura 2.1 – Diagrama esquemático de um sistema com dois compressores (WON et al., 1994).

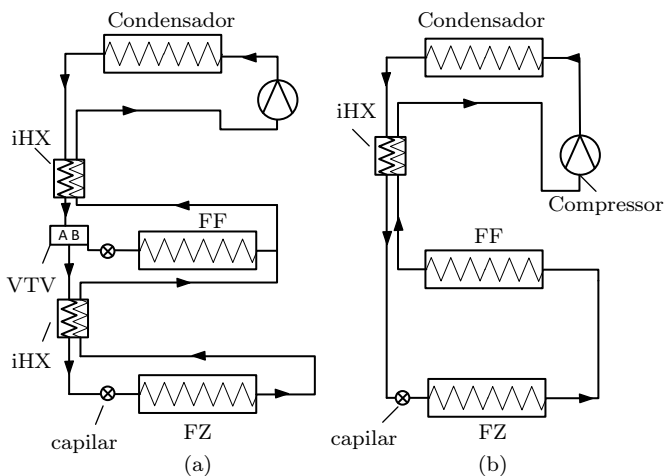


Figura 2.2 – Sistema com evaporadores (a) em paralelo (b) e em série (LAVANIS et al., 1998).

Em um outro trabalho, Yoon et al. (2012) transformaram um refrigerador doméstico que originalmente operava de acordo com um ciclo híbrido, em um sistema com dois circuitos independentes. Os autores otimizaram a capacidade dos compressores, a área de troca dos evaporadores, o comprimento do capilar e a carga de refrigerante para o novo arranjo. Eles observaram uma elevação de 10 °C na temperatura de evaporação do evaporador do FF, uma redução de 33 % na razão de compressão e de 14,2 % no consumo de energia em relação ao sistema original.

Yang et al. (2015) propuseram quatro novas arquiteturas de ciclos de duplo estágio e analisaram de forma teórica as associações de compressores e de evaporadores em série e em paralelo. Dois dos circuitos considerados utilizavam válvulas comutadoras para dividir a vazão mássica entre FF e FZ e os outros dois utilizavam separadores de líquido. Os autores recomendaram a associação de evaporadores em série e de compressores em paralelo para sistemas com separador de líquido. Eles concluíram também que o fator mais importante para a melhoria de performance nesse circuito é a razão entre a capacidade de refrigeração do FZ e a capacidade total.

2.2 SEPARADORES DE LÍQUIDO

Separadores de líquido são dispositivos que separam o líquido e o vapor, provenientes do primeiro processo de expansão. Na câmara de separação, o líquido tende a se depositar no fundo e o vapor a escoar através do ramal superior. O líquido residual sofre uma segunda expansão antes de entrar no evaporador de baixa pressão, enquanto o vapor segue para o compressor. Isso aumenta a eficiência do ciclo tanto por comprimir o vapor a partir de uma pressão intermediária, como por aumentar o efeito refrigerante específico para o evaporador do FZ.

Como mencionado no Capítulo 1, o projeto do separador de

líquido é fundamental para o bom funcionamento do arranjo proposto. Dessa forma, torna-se igualmente importante conhecer em detalhes a física por trás do processo de separação de fases. A literatura apresenta uma variedade de estudos com foco em separadores para as mais diversas aplicações. No entanto, somente nos últimos anos esse componente passou a ser considerado uma opção para sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar.

Wang et al. (2009) compararam uma bomba de calor/ condicionador de ar de único estágio com um sistema com separador de líquido e expansão fracionada. Também realizaram comparações com um sistema utilizando um trocador de calor interno. As Figura 2.3 e 2.4 ilustram as configurações consideradas. No sistema com separador, o escoamento de líquido vindo do condensador sofre uma primeira expansão, transformando-se em um escoamento bifásico. O vapor saturado que deixa o separador retorna ao compressor, enquanto o líquido saturado sofre uma segunda expansão. No circuito com trocador de calor interno, uma pequena parte do líquido vindo do condensador sofre uma expansão, enquanto a maior parte é sub resfriada, antes da expansão principal. Em ambas configurações, houve um ganho máximo de 15 % na capacidade de refrigeração e de 33 % na capacidade de aquecimento em relação ao sistema de referência de único estágio, dependendo das condições ambientes. Os autores ressaltaram ainda que, apesar da performance ser similar, o controle do circuito com separador de líquido é mais complexo.

Milosevic (2010) desenvolveu uma metodologia para estudar a separação de fases em recipientes compactos visando utilizá-los em condicionadores de ar automotivos. O autor testou dois separadores do tipo T com altura total de 400 mm, com diâmetro de entrada de 8,7 mm e 12 mm e com diâmetros de ramais de vapor de, respectivamente, 18,3 mm e 23,8 mm. Os separadores foram instalados após

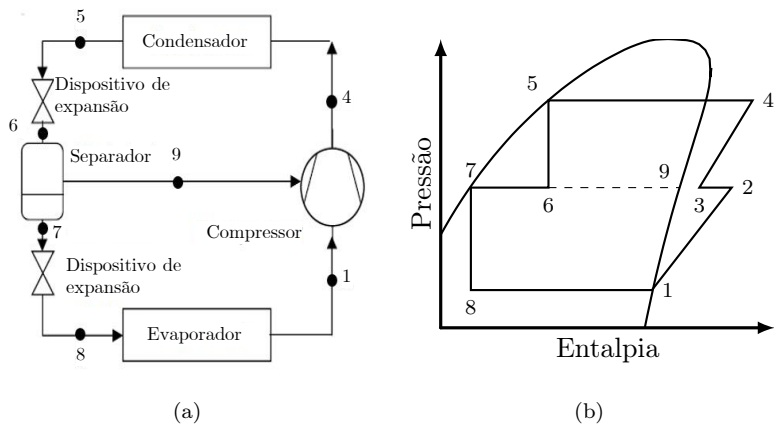


Figura 2.3 – (a) Sistema com separador de líquido e expansão fracionada e (b) diagrama P-h correspondente (WANG et al., 2009).

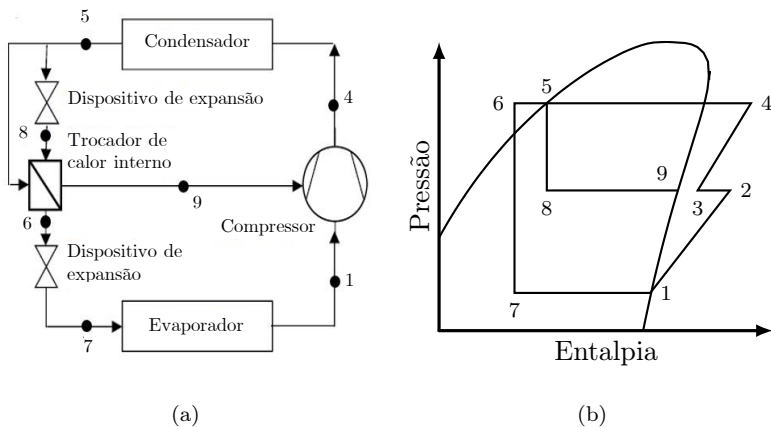


Figura 2.4 – (a) Sistema com trocador de calor interno e (b) diagrama P-h correspondente (WANG et al., 2009).

o dispositivo de expansão, fazendo com que o vapor de R-134a alimentasse o compressor e o líquido o evaporador. O separador menor foi eficiente em vazões e títulos respectivamente inferiores a 30 g/s e 20 %, enquanto o maior foi eficiente até 45 g/s e 15 %. O impacto do separador de líquido sobre o sistema de condicionamento de ar foi avaliado apenas com o separador de 23,8 mm, quando observou-se um aumento de 55 % no COP em relação ao sistema original.

Xu et al. (2011) estudaram as vantagens e desvantagens das configurações com separador de líquido ou com trocador de calor interno, concluindo que, em termos de performance, a configuração com separador é mais vantajosa e a com trocador de calor interno, mais estável. A maior desvantagem do sistema com separador é a dificuldade de controlar e gerenciar a carga de refrigerante.

Heo et al. (2011) compararam a capacidade de aquecimento de uma bomba de calor com trocador de calor interno e separador de líquido, ilustrada na Figura 2.5, com a obtida com os arranjos ilustrados nas Figuras 2.3 e 2.4.

Os autores concluíram que a capacidade de aquecimento da configuração com apenas o separador de líquido foi 14,4 % superior a do sistema com apenas o trocador de calor interno. O sistema com os dois componentes gerou uma capacidade de aquecimento 6 % superior ao sistema com apenas o trocador de calor interno, porém praticamente com o mesmo COP. A capacidade de refrigeração para diversas razões de injeção foi também analisada, quando concluiu-se que o sistema com os dois componentes gerava o melhor resultado. Os autores ressaltaram ainda que o uso simultâneo dos dois componentes torna o sistema mais instável, já que o sistema que opera com separador de líquido é suscetível a golpes de líquido no compressor.

Mohammed et al. (2012) estudaram um separador do tipo T para separar uma mistura água-ar, utilizando diversas inclinações

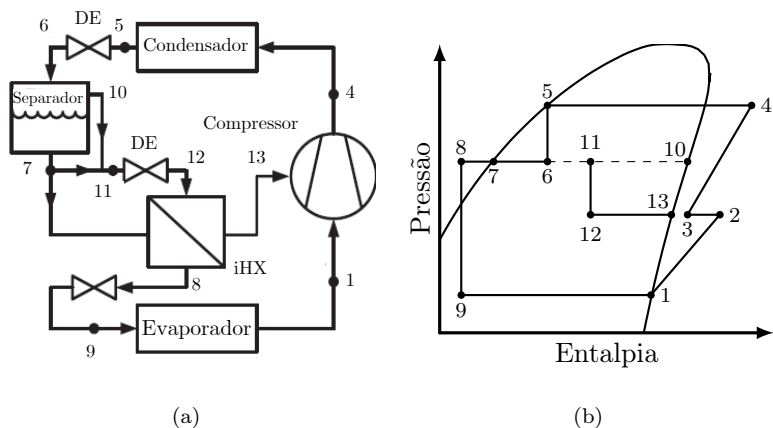


Figura 2.5 – (a) Sistema com separador de líquido e trocador de calor interno e (b) diagrama P-h correspondente (HEO et al., 2011).

dos ramais de saída em relação ao de entrada. A Figura 2.6 mostra os valores limites das velocidades superficiais das fases líquida (J_L) e gasosa (J_G) em função da inclinação sobre o mapa de padrões de escoamento de Mandhane et al. (1974). Eles observaram que os valores limites das velocidades superficiais do líquido e do gás aumentam com o ângulo de inclinação. Eles concluíram, portanto, que saídas orientadas verticalmente promovem a separação total para uma faixa mais ampla de velocidade e que, quando o regime de escoamento é de padrão estratificado, a orientação vertical sempre separa completamente as fases.

Tuo e Hrnjak (2012a) examinaram a operação de um separador do tipo T com R-134a com vazões entre 36 kg/h e 126 kg/h e títulos entre 10 % a 30 %, valores típicos de sistemas de condicionamento de ar automotivo. Separadores com diversos ângulos de inclinação e diâmetros foram utilizados para investigar a influência desses parâmetros sobre a eficiência do processo de separação.

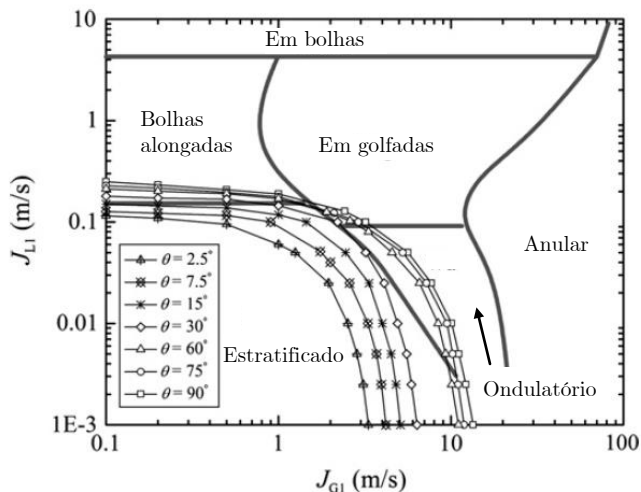


Figura 2.6 – Condições limites para separação total em função da inclinação do ramal de saída. (MOHAMMED et al., 2012)

Eles concluíram que a performance do separador diminui com o aumento da vazão mássica e do título de entrada, devido ao aumento da velocidade da fase gasosa e do consequente aumento da força de arraste do vapor sobre o líquido. Além disso, eles observaram que quando a vazão é do valor de 36 kg/h e o escoamento é estratificado ou estratificado ondulatório, a eficiência de separação é próxima a 100 % para todos os diâmetros e títulos considerados. Em vazões superiores a 72 kg/h a inércia do líquido torna-se dominante sobre a gravidade e mais líquido tende a ascender. Acima de 108 kg/h a eficiência cai drasticamente quando a inclinação é nula e atinge valores da ordem de 95 % para uma inclinação de 45°. Por fim, os autores também verificaram que a eficiência de separação é muito sensível ao diâmetro da seção vertical e que a fração de líquido separado diminui significativamente com a diminuição do diâmetro de

18,3 mm para 13,4 mm.

Tuo e Hrnjak (2012b) estudaram o desempenho de ciclos para condicionadores de ar operando com R-134a, com e sem separadores de líquido após a expansão. Eles observaram um aumento de 13 % a 18 % na capacidade de refrigeração e um aumento de 4 % a 7 % no COP com a utilização de um separador de líquido. A principal razão para o aumento de performance foi a distribuição mais homogênea do refrigerante no evaporador e a consequente redução da zona de superaquecimento. Isso aumentou a capacidade de refrigeração, a temperatura de evaporação e o COP.

Tuo e Hrnjak (2014) estudaram experimentalmente a separação líquido-vapor em separadores do tipo T, utilizando os refrigerantes R-134a e R-410a. Eles utilizaram separadores de 8,7 mm de diâmetro de entrada e de 400 mm de altura total, com vazões entre 36 kg/h e 126 kg/h e títulos entre 10 % e 25 %. Os regimes de escoamento nos dois separadores foram caracterizados através do mapa de Thome e Hajal (2003). Os autores concluíram que a eficiência de separação do líquido depende das condições de entrada, sendo ideal que o escoamento seja estratificado. A separação também se mostrou significativamente afetada pelo regime de escoamento logo acima da região de impacto, quando o regime passa de padrão disperso (*mist flow*) para agitado (*churn flow*), o que é consequência do aumento da vazão mássica ou do título no ramal de entrada. Os autores também concluíram que a penetração de bolhas na coluna de líquido aumenta com a vazão e diminui com o título, pois jatos de líquidos mais intensos provocam deformações na superfície do filme de líquido causando o arraste do vapor para as camadas mais profundas.

Mello (2015) montou um aparato experimental para investigar dois separadores tipo T com diâmetros internos de 6,35 mm e 12,7 mm, posicionados após o dispositivo de expansão. Os testes

foram realizados com R-600a em condições típicas de refrigeração doméstica, com vazões mássicas entre 0,5 kg/h a 3 kg/h e títulos entre 10 % e 30 %. O separador de 6,35 mm operou eficientemente até 1,5 kg/h, quando então passou a arrastar uma quantidade excessiva de líquido através do ramal de vapor. O separador de 12,7 mm apresentou elevada eficiência de separação mesmo quando submetido às condições mais extremas. Além dos experimentos, o autor desenvolveu um modelo matemático baseado no trabalho de Milosevic (2010) e na teoria de sedimentação gravitacional livre para dimensionar separadores gravitacionais do tipo T.

Alvarado et al. (2016) conduziram experimentos com duas geometrias de separadores de líquido cilíndricos, em condições típicas de refrigeração doméstica. O primeiro separador tinha 104,8 mm de altura e o segundo 44,4 mm, com diâmetros de, respectivamente, 10,7 mm e 18,8 mm. Os ramais de entrada e do vapor eram ambos posicionados no topo do cilindro. Estudos de visualização indicaram que a separação é governada por forças gravitacionais e que não houve arraste excessivo do líquido em vazões mais baixas. Ainda, constatou-se que mesmo em vazões mais elevadas, o vapor não afeta o selo de líquido. De maneira geral, os dois separadores apresentaram a mesma performance e mostraram que, dependendo da diferença entre os títulos nos ramais de entrada e de vapor, a interface líquido-vapor torna-se claramente visível, e com um acúmulo de líquido no interior do componente.

Como mostrou esse capítulo, não há trabalhos na literatura acerca da influência das dimensões dos ramais de separadores de líquido do tipo T no desempenho de sistemas de refrigeração doméstica utilizando a arquitetura de ciclo proposta. Tratando-se de modelos matemáticos de dimensionamento de separadores, o mais completo é o de Milosevic (2010), entretanto o autor não detalhou a modelagem do ramal de entrada e de líquido. A maior parte

dos trabalhos experimentais focou em separadores para sistemas de condicionamento de ar automotivos. De todos os analisados, apenas os trabalhos de Mello (2015) e Alvarado et al. (2016) investigaram experimentalmente separadores de líquido em condições típicas de refrigeração doméstica. Contudo, não foi analisado o impacto da dimensão dos separadores na performance do sistema de refrigeração. Por fim, não há na literatura estudos teóricos ou experimentais do arranjo de ciclo proposto. Com o objetivo de preencher tais lacunas, esse trabalho se propôs a desenvolver uma metodologia matemática para dimensionar separadores de líquido e analisar a influência das dimensões dos ramais no desempenho do novo ciclo de refrigeração, conforme apresentado na seção 1.4.

3 MODELO MATEMÁTICO

Em aplicações domésticas, o separador de líquido, além de eficiente, precisa ser compacto. Uma separação imperfeita fará com que gotículas de líquido sejam arrastadas pelo vapor, as quais podem, eventualmente, atingir o compressor. Da mesma forma, bolhas de vapor podem ser arrastadas pelo líquido, causando um estrangulamento do capilar.

Em comparação com outros tipos de separadores, como os do tipo centrífugo, separadores gravitacionais são mais simples, mais baratos, mais compactos e não exigem manutenção. Esse tipo de separador pode ser dividido em três regiões principais, quais sejam: i) ramal de entrada; ii) de vapor e iii) de líquido (ver Figura 3.1).

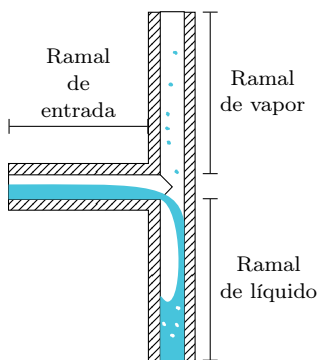


Figura 3.1 – Separador de líquido do tipo T.

Nesse capítulo, será apresentada a modelagem matemática adotada para cada um dos ramos, tendo como pressuposto o processo perfeito de separação.

3.1 RAMAL DE ENTRADA

O ramal de entrada deve ser dimensionado para garantir que as fases sejam separadas de forma que o líquido desça sem formar

jabatos e sem desprender gotículas e o vapor suba sem arrastá-las. Assim, separadores são mais eficientes quando o escoamento na região de entrada possui padrão estratificado, caracterizado por baixas velocidades e uma interface líquido-vapor estável e bem definida. Dessa maneira, não há a necessidade de inclinar o ramal de entrada e nem o ramal de saída, o que simplifica a geometria.

Na prática, no entanto, é difícil obter escoamentos plenamente estratificados em tubos de pequenos diâmetros porque a tensão superficial tende a formar meniscos que deformam a interface, caracterizando o regime. Dessa forma, é também aceitável que o regime seja estratificado ondulatório, o que exige modelos para determinar o diâmetro de transição entre os padrões estratificado ou estratificado ondulatório e os padrões intermitente ou anular.

Na literatura não existem modelos de padrão de escoamento específicos para o R-600a. Assim, optou-se pelo mapa de Kattan et al. (1998) que representou corretamente 96,2% dos dados de 702 experimentos realizados com cinco diferentes refrigerantes (R-134a, R-402a, R-404a, R-123 e R-502) para uma variedade de pressões, títulos e fluxos mássicos. Deve-se ressaltar que Nasr et al. (2015) corroboraram os estudos de Kattan et al. (1998), através de experimentos com R-600a em tubos horizontais. Eles concluíram que o modelo de Kattan et al. (1998) é o que prevê adequadamente os regimes de escoamento, em 88% dos casos.

Na mesma linha, Yang et al. (2017) investigaram experimentalmente o escoamento de R-600a e compararam os regimes de escoamento com quatro modelos distintos. Eles concluíram que os escoamentos se aproximam mais de previsões de Barbieri et al. (2008), porém deve-se ressaltar que elas são praticamente iguais às previsões de Kattan et al. (1998), exceto pela transição de escoamento intermitente para anular, região fora do escopo do presente trabalho. Diante do exposto, optou-se pelo mapa de Kattan et al. (1998)

para prever a transição entre os regimes plenamente estratificado e estratificado ondulatório.

Os dados de entrada para o ramal de entrada foram os seguintes: título (x), entre 10 % a 90 % , rotação do compressor (N) entre 2000 e 3500 rpm e *duty cycle* (ϕ) entre 10 % e 45 %. Para essas condições, o diâmetro de entrada (D_E) foi varrido entre 1 e 40 mm.

O primeiro passo é relacionar a rotação do compressor com a vazão mássica (GOSNEY, 1982). Para tanto, foi calculada a vazão mássica média (\bar{m}) através da ponderação entre as vazões mássicas instantâneas nos modos FF e FZ, assumindo que a vazão na descarga do compressor é igual a da entrada no separador em regime permanente, como indicado a seguir:

$$\bar{m} = \dot{m}_{ff}\phi + \dot{m}_{fz}(1 - \phi) \quad (3.1)$$

$$\bar{m} = V_k \frac{N}{60} [\eta_{vff}\rho_{1,ff}\phi + \eta_{v fz}\rho_{1,fz}(1 - \phi)] \quad (3.2)$$

onde $\eta_{v,ff}$ e $\eta_{v,fz}$ são os rendimentos volumétricos do compressor, respectivamente, nos modos FF e FZ, ambos obtidos a partir de dados de calorímetro. O volume da câmara de compressão (V_k) é de $7,23 \times 10^{-6} \text{m}^3$ e a temperatura na sucção foi mantida em 20°C em todos os casos.

Quanto maior a rotação do compressor, maior a vazão mássica e maior deverá ser o diâmetro do ramal de entrada para diminuir a velocidade das fases e manter o escoamento estratificado. Além disso, o modo FF opera em pressões de sucção mais elevadas do que o modo FZ, o que aumenta rendimento volumétrico, a densidade e consequentemente a vazão mássica instantânea.

Em seguida aplica-se o modelo de Kattan et al. (1998) com foco no regime estratificado. Como já mencionado, o escoamento estratificado é caracterizado pela separação nítida entre as fases líquida e vapor através de uma interface estável e bem definida. Esse

regime ocorre em baixas velocidades, quando as instabilidades de Kelvin-Helmholtz são amortecidas pelas forças viscosas (ZURCHER et al., 2002).

A Figura 3.2 mostra a seção transversal do tubo da região de entrada durante a condição estratificada, onde a área total do ramal de entrada (A_E) é composta pela soma da área ocupada pela fase líquida (A_l) com a área ocupada pela fase vapor (A_v). As variáveis θ_l e θ_v são os ângulos correspondentes à área transversal das fases líquida e gasosa e z_l corresponde à altura da fase líquida. A partir do diâmetro e da vazão mássica, é possível calcular o fluxo mássico (G).

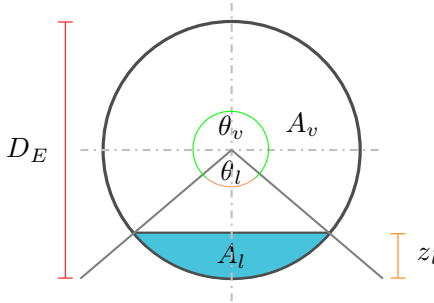


Figura 3.2 – Corte transversal do ramal de entrada em regime plenamente estratificado.

Para calcular as áreas das fases líquida e vapor, é necessário o cálculo da fração de vazio (α), ou seja, a fração da área total ocupada pela fase gasosa. Para tanto, Kattan et al. (1998) utilizaram a correlação proposta por Rouhani e Axelsson (1970):

$$\alpha = \left(\frac{x}{\rho_v} \right) \left[(1 + 0,12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (3.3)$$

Assim, a partir da fração de vazio e do diâmetro, a área transversal do ramal de entrada e na sequência, as áreas ocupadas pelas fases gasosa e líquida e seus respectivos ângulos através da combinação das Equações 3.4, 3.5 e 3.6:

$$A_v = A_E \alpha \quad (3.4)$$

$$A_l = A_E (1 - \alpha) \quad (3.5)$$

$$A_l = \frac{D_E^2}{8} [\theta_l - \sin \theta_l] \quad (3.6)$$

Finalmente, após o cálculo dos ângulos, é possível calcular z_l através da seguinte relação geométrica:

$$z_l = \frac{D_E}{2} \left[1 - \cos \frac{\theta_l}{2} \right] \quad (3.7)$$

Após o cálculo dos parâmetros geométricos, calcula-se os seguintes parâmetros adimensionais:

$$\tilde{h}_l = \frac{z_l}{D_E} \quad (3.8)$$

$$\tilde{A}_l = \frac{A_l}{D_E^2} \quad (3.9)$$

$$\tilde{A}_v = \frac{A_v}{D_E^2} \quad (3.10)$$

O regime estratificado ondulatório é caracterizado por ondas de pequena magnitude na interface. A transição ocorre quando a pressão e a tensão de cisalhamento sobre a onda ultrapassam as dissipações viscosas (ZURCHER et al., 2002). Tal efeito deve-se ao aumento da velocidade do vapor decorrente do aumento da vazão mássica ou do título. Assim, o fluxo mássico de transição entre os regimes estratificado para estratificado ondulatório (G_{est}), é expresso da seguinte forma:

$$G_{est} = \left[226, 3^2 \times \frac{\tilde{A}_l \tilde{A}_v^2 \rho_v (\rho_l - \rho_v) \mu_l g}{\pi^3 x^2 (1 - x)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.11)$$

Com o aumento da velocidade do vapor, filamentos de líquido são arrancados da interface pelo fluxo de vapor, devido ao forte cisalhamento. A fase líquida é então transportada sob a forma de um filme, revestindo as paredes do tubo, e também sob a forma de gotículas misturadas com o vapor, prejudicando o processo de separação de fases. O fluxo mássico de transição entre os padrões estratificado ondulatório e intermitente ou anular (G_{ond}) depende do número de Froude (Fr), que representa a razão entre as forças inerciais e gravitacionais, e do número de Weber (We), que relaciona a inércia do fluido com a tensão superficial. A razão entre número de Froude e o número de Weber na fase líquida pode então ser expressa da seguinte forma.

$$\left(\frac{Fr}{We}\right)_L = \frac{\mathcal{W}^2}{gD_E} \frac{\sigma}{\rho_l \mathcal{W}^2 D_E} = \frac{\sigma}{gD_E^2 \rho_l} \quad (3.12)$$

O fluxo mássico de transição entre os regimes estratificado ondulatório e intermitente ou anular é expresso então da seguinte forma:

$$G_{ond} = \left[\frac{16\tilde{A}_v^3 gD_E \rho_l \rho_v}{\pi^2 x^2 \sqrt{1 - (2\tilde{h}_l - 1)^2}} \right] \times \left[1 + \frac{\pi^2}{25\tilde{h}_l^2} (1 - x)^{G_1} \left[\left(\frac{Fr}{We}\right)_L \right]^{G_2} \right]^{\frac{1}{2}} + 50 \quad (3.13)$$

As constantes G_1 e G_2 introduzem o efeito de um eventual fluxo de calor (\dot{q}) em função do fluxo de calor crítico (\dot{q}_{crit}) para ebulição nucleada, como indicado nas equações 3.14 e 3.15. Essas funções indicam a transição entre os regimes estratificado ondulatório e anular com o aumento do fluxo de calor. No presente trabalho, o escoamento foi considerado adiabático e portanto, o fluxo de calor

é nulo.

$$G_1 = -48,24 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right) = 0 \quad (3.14)$$

$$G_2 = 9,65 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right) + 1,053 = 1,053 \quad (3.15)$$

Assim, caso o título e o diâmetro sejam suficientes para que o fluxo mássico seja inferior ao fluxo mássico de transição para o regime estratificado ondulatório, ou superior ao fluxo mássico de transição para o regime estratificado ondulatório e inferior ao fluxo mássico de transição para o regime intermitente ou anular, o diâmetro é aceito e armazenado. A Figura 3.3 mostra a rotina computacional utilizada para calcular o diâmetro do ramal de entrada.

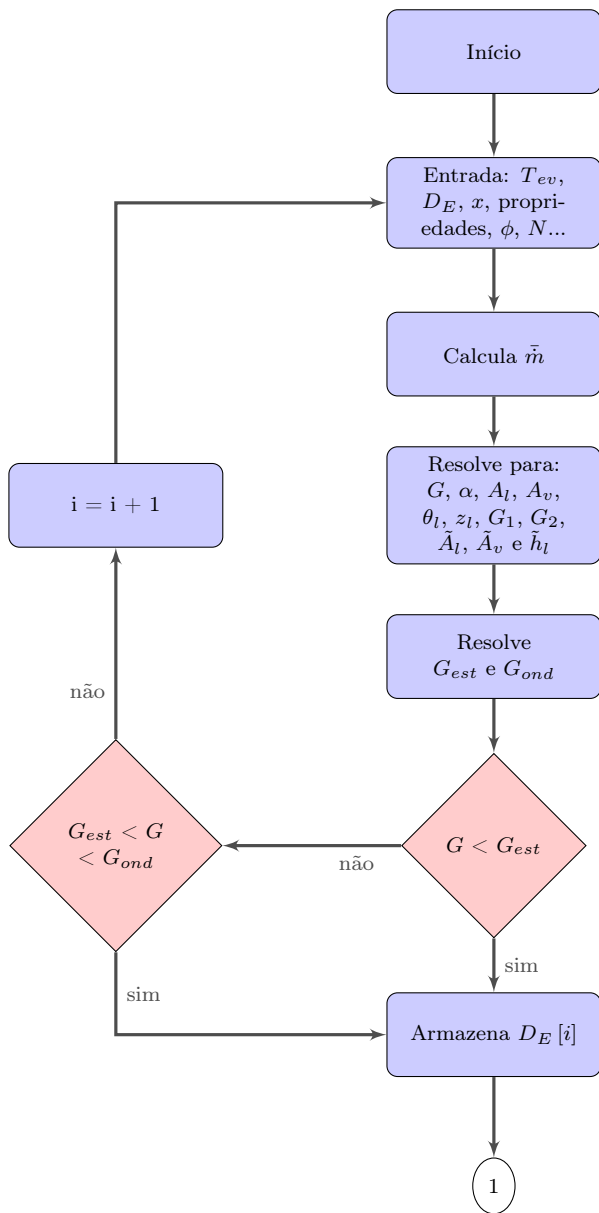


Figura 3.3 – Fluxograma do modelo utilizado no dimensionamento do ramal de entrada.

3.2 RAMAL DE VAPOR

Sempre que há um movimento relativo entre uma partícula e um fluido, este exerce uma força de arraste (F_a) sobre a partícula. Além da força de arraste e da força gravitacional (F_g), o fluido exerce também uma força de empuxo gravitacional (F_e) proporcional ao peso de fluido deslocado pela partícula. A movimento da partícula depende da direção da resultante dessas forças. O separador deve então ser projetado para fazer com que a força gravitacional seja superior ao somatório das forças de arraste e de empuxo. A Figura 3.4 esquematiza a distribuição de forças sobre partículas aproximadamente esféricas em um fluxo de fluido ascendente (McCABE et al., 1993).

As forças gravitacional, de empuxo e de arraste para partículas rígidas e esféricas de diâmetro, d_p , podem ser expressas expressas através das equações a seguir:

$$F_g = m_p g \quad (3.16)$$

$$F_e = \frac{\pi d_p^3 \rho_v g}{6} \quad (3.17)$$

$$F_a = \frac{C_D \pi d_p^2 \rho_v (u_{v,out} - u_p)^2}{8} \quad (3.18)$$

onde $u_{v,out}$ e u_p representam, respectivamente, as velocidades do vapor ascendente e da partícula, respectivamente, e C_D é o coeficiente de arraste. Uma partícula caindo pela ação da gravidade acelera até que a força de arraste e de empuxo entrem em equilíbrio com a força gravitacional. De acordo com a Segunda Lei de Newton, assumindo que a massa da partícula é constante, o somatório dessas forças deve ser igual ao produto da massa da partícula pela

aceleração (\vec{a}):

$$m_p a = F_a + F_e - F_g \quad (3.19)$$

$$0 = F_a + F_e - F_g, \text{ no equilíbrio} \quad (3.20)$$

$$\therefore \vec{a} = 0 \quad (3.21)$$

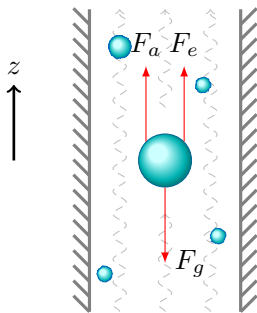


Figura 3.4 – Esquema das forças exercidas em partículas durante um fluxo ascendente de vapor.

Quando as forças atingem o equilíbrio, ou seja, quando $\vec{a} = 0$, a partícula cai, portanto, com uma velocidade constante denominada velocidade terminal (u_t). Dessa maneira, substituindo as equações 3.16, 3.17 e 3.18 em 3.20, obtém-se uma equação para o cálculo da velocidade terminal de uma partícula rígida e esférica:

$$\frac{\pi d_p^3 \rho_v g}{6} + \frac{C_D \pi d_p^2 \rho_v u_t^2}{8} - \frac{\rho_p \pi d_p^3 g}{6} = 0 \quad (3.22)$$

$$u_t = \sqrt{\frac{4gd_p(\rho_p - \rho_v)}{3\rho_v C_D}} \quad (3.23)$$

Gotas de líquido em um meio gasoso podem ser consideradas esferas rígidas ($\rho_l \gg \rho_v$) desde que o número de Weber seja moderado (inferior a 6), ou seja, desde que a velocidade terminal da partícula seja suficientemente baixa e o diâmetro da gotícula (d_{gota}) suficientemente pequeno (VILLERMAUX; BOSSA, 2009).

O coeficiente de arraste de uma partícula em sedimentação livre, ou seja, de uma partícula suficientemente distante de outras partículas e da parede do tubo, depende apenas do seu formato e do número de Reynolds (Re_p). A Figura 3.5 mostra o coeficiente de arraste em função do número de Reynolds e do formato da partícula. O número de Reynolds define o regime de escoamento da partícula, enquanto o formato da partícula determina a área sobre a qual a força de arraste atua. Observa-se que, para partículas esféricas, o coeficiente de arraste cai de forma aproximadamente linear até valores de Reynolds próximos a 1 e tende a um valor constante na faixa entre 1000 até 200000.

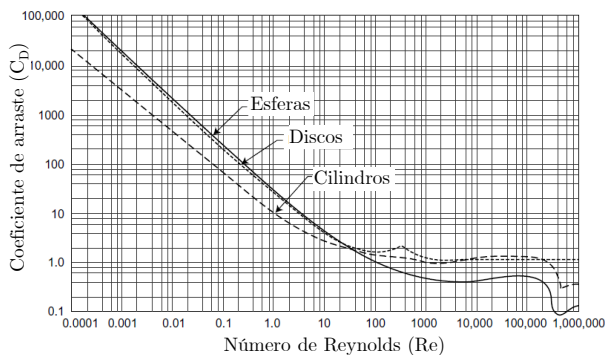


Figura 3.5 – Efeito do formato da partícula e do número de Reynolds no coeficiente de arraste (SEADER et al., 2011).

O coeficiente de arraste para partículas esféricas pode então ser expresso através do número de Reynolds, através de equações específicas para determinados intervalos. Tais equações, derivadas

da Figura 3.5 são indicadas a seguir:

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re_p}, & Re_p < 1 \\ \text{(Intervalo de Stokes)} \\ \frac{24}{Re_p} (1 + 0,14Re_p^{0,7}), & 1 < Re_p < 1000 \\ \text{(Intermediário)} \\ 0,445, & 1000 < Re_p < 200.000 \\ \text{(Intervalo de Newton)} \end{cases} \quad (3.24)$$

O intervalo de Stokes é caracterizado por baixas velocidades, elevados coeficientes de arraste e pequeno tamanho de partículas. A medida que o tamanho da partícula cresce, o número de Reynolds também cresce e o coeficiente de arraste diminui até o limite estabelecido pelo Intervalo de Newton (MCCABE et al., 1993).

O número de Reynolds da partícula é calculado em função da velocidade relativa entre a gota e o vapor, aproximado pelo valor da velocidade terminal, já que o período de aceleração da gota é inferior a décimos de segundo (MCCABE et al., 1993).

$$Re_p = \frac{d_{gota} u_{rel} \rho_v}{\mu_v}, u_{rel} \rightarrow u_t \quad (3.25)$$

Entretanto, ainda que a velocidade relativa seja aproximada pela velocidade terminal, o processo de determinação dessa última é iterativo. Para tanto, adotou-se um critério de sedimentação gravitacional livre baseado no número de Reynolds, Re_p . Tal critério proposto por McCabe et al. (1993) elimina a velocidade terminal do número de Reynolds, substituindo-a por uma das equações indicadas na Tabela 3.1. Para o intervalo de Stokes, por exemplo, obtém-se a seguinte expressão, onde K é uma constante:

$$Re_p = \frac{d_{gota} u_t \rho_v}{\mu_v} = \frac{d_{gota}^3 g \rho_v (\rho_l - \rho_v)}{18 \mu_v^2} = K \quad (3.26)$$

Definindo como critério o parâmetro K_c – calculado como indicado na Equação 3.27 – e substituindo a Equação 3.27 na Equação 3.26 utilizando o valor limite do número de Reynolds no intervalo de Stokes ($Re_p = 1$), obtêm-se:

$$K_c = d_{gota} \left[g \rho_v \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\mu_v^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.27)$$

$$\frac{K_c^3}{18} \leq 1 \quad (3.28)$$

$$K_c \leq 2,62 \quad (3.29)$$

Dessa maneira, uma gota de diâmetro, d_{gota} , estará no regime de Stokes, quando K_c for inferior a 2,62. Um procedimento análogo foi realizado para os outros intervalos, obtendo-se os valores apresentados na Tabela 3.1. A velocidade terminal da gota pode, portanto, ser calculada através das expressões apresentadas na Tabela 3.1 com base no valor de K_c .

Tabela 3.1 – Critério de sedimentação K_c e velocidades terminais (adaptado de McCabe et al. (1993) e Seader et al. (2011)).

	Lei de Newton	Regime Intermediário	Lei de Stokes
K_c	$68,9 \leq K_c \leq 2360$	$2,6 \leq K_c < 68,9$	$\leq 2,6$
u_t	$1,75 \sqrt{\frac{g d_{gota} (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v}}$	$0,153 g^{0,71} d_{gota}^{1,14} \frac{(\rho_l - \rho_v)^{0,71}}{\rho_v^{0,29} \mu_v^{0,43}}$	$\frac{g d_{gota}^2 (\rho_l - \rho_v)}{18 \mu_v}$

Tendo em vista a velocidade máxima, terminal, da gota e o equilíbrio entre as forças de arraste e gravitacional, conclui-se que o vapor deve possuir uma velocidade inferior à velocidade terminal para que a gotícula sedimente. Caso a velocidade do vapor seja igual a velocidade terminal, o vapor suspenderá a gotícula, imóvel, durante seu fluxo e o diâmetro da gotícula, nesse caso, é denominado

diâmetro crítico. A velocidade média do vapor é calculada através da vazão mássica média do FF que depende da rotação do compressor, do *duty cycle* e do diâmetro do ramal. O aumento da rotação e do *duty cycle* aumentam a velocidade média do vapor e o diâmetro do ramal de vapor o que exige alterações no diâmetro do ramal para manter a velocidade média do vapor inferior à velocidade terminal da gota.

$$\bar{u}_{v,out} = \frac{\bar{V}_v}{A_{rv}} = \frac{\dot{m}_{ff}\phi}{\rho_v\pi D_v^2} \quad (3.30)$$

De acordo com Milosevic (2010), o comprimento do ramal de vapor de um separador vertical pode ser estimado através da seguinte correlação obtida para separadores horizontais:

$$L_v = \frac{4\bar{V}_v}{\pi u_t D_v} \quad (3.31)$$

Tal equação considera que o tempo que o vapor leva para percorrer a extensão de um separador horizontal é igual ao tempo gasto por uma gotícula para cair do topo ao fundo do separador. Tal abordagem é conservadora, pois separadores horizontais exigem comprimentos relativamente grandes para o processo de sedimentação (JEKEL; REINDL, 2001).

Uma alternativa seria calcular a trajetória vertical da gotícula ao longo do tempo através da forma diferencial da Segunda Lei de Newton:

$$m_{gota} \frac{du_{gota}}{dt} = F_a + F_e - F_g \quad (3.32)$$

$$u_{gota}(t) = u_{gota}^0 + \int_0^t \frac{-F_g + F_a + F_e}{m_{gota}} dt \quad (3.33)$$

onde u_{gota}^0 é a velocidade da gota no tempo inicial, coincidente com a velocidade do vapor. A posição vertical da partícula em um instante, t , é expressa por:

$$z_{gota}(t) = \int_0^t u_{gota} dt \quad (3.34)$$

Através desse processo torna-se possível identificar a maior posição vertical da gota e o tempo requerido para a sedimentação. O maior valor de z é, portanto, a mínima altura do separador para garantir o desprendimento do líquido da fase gasosa. A Figura 3.6, por exemplo, mostra a trajetória vertical de gotículas de amônia (R-717) em função do tempo em um separador de grande porte, a -57°C com vapor escoando a $3,56\text{ m/s}$. Observa-se que a altura mínima desse separador deve estar acima de 40 in (cerca de $101,6\text{ cm}$) para garantir que todas as gotas com diferentes diâmetros apresentados na figura não sejam arrastadas do separador. Conclui-se também que gotas com diâmetro crítico de $511\ \mu\text{m}$ flutuam imóveis no separador durante todo o intervalo de tempo considerado.

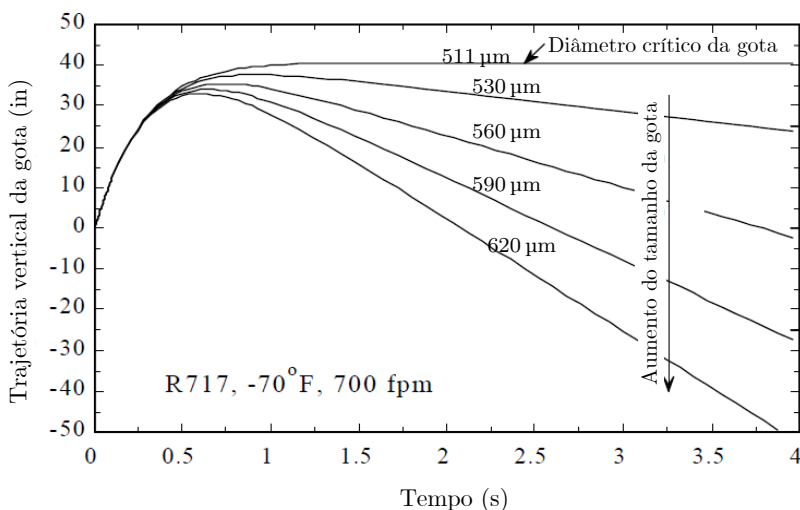


Figura 3.6 – Trajetória vertical em função do tempo para gotas entre $511\ \mu\text{m}$ e $620\ \mu\text{m}$ (JEKEL; REINDL, 2001).

Deve-se mencionar que os separadores utilizados nesse trabalho foram dimensionados com base na aproximação sugerida por

Milosevic (2010) a qual foi também usada satisfatoriamente por Mello (2015). A trajetória vertical das gotas foi calculada e os resultados foram comparados com os obtidos através da metodologia de Milosevic (2010).

O dimensionamento do diâmetro e o dimensionamento da altura do ramal de vapor depende do diâmetro da menor a ser gotícula separada, já que estabelece a lei de escoamento e a velocidade terminal. Perry e Green (2008), ressaltaram que separadores gravitacionais não removem eficientemente gotículas de fluidos de baixa densidade e com diâmetros inferiores a $150\ \mu\text{m}$. O Instituto Americano de Engenheiros Químicos (AIChE, 1998) também indica um tamanho de partícula mínimo de $150\ \mu\text{m}$ para separadores gravitacionais verticais. Milosevic (2010), por outro lado, indica um limite de $300\ \mu\text{m}$, o mesmo recomendado pela Associação de Fornecedores de Processadores de Gás (GPSA, 2004). Com o objetivo de verificar o impacto do diâmetro da gotícula nas dimensões do separador, optou-se por varrer esta variável entre 100 e $600\ \mu\text{m}$.

A Figura 3.7 sumariza a rotina computacional utilizada para o dimensionamento do ramal de vapor, continuando do ponto 1 da Figura 3.3, e ilustra a aplicação de critérios para aceitação do diâmetro do ramal de vapor e o subsequente cálculo da sua altura.

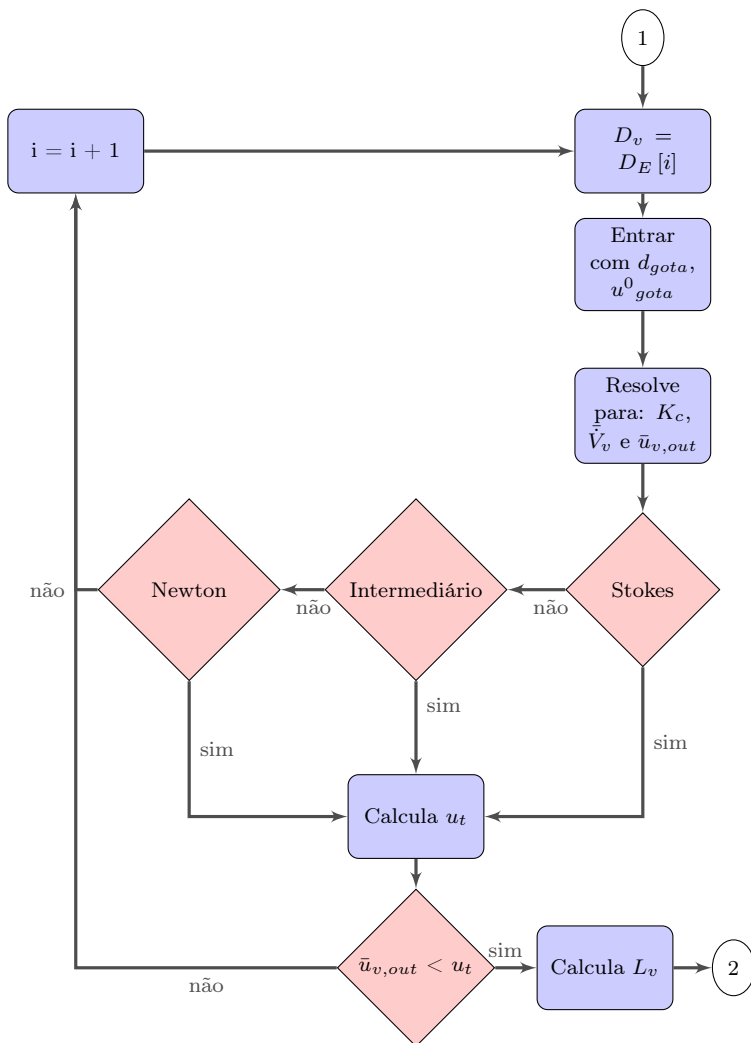


Figura 3.7 – Fluxograma da modelagem do dimensionamento do ramal de vapor.

3.3 RAMAL DE LÍQUIDO

De acordo com GPSA (2004), o ramal de líquido deve ser dimensionado com base nos princípios de desgaseificação da coluna de líquido e em exigências de estabilidade. A desgaseificação ocorre quando as bolhas de vapor vencem a barreira imposta pelo seu próprio peso e pela fase líquida escoando na direção contrária. A Figura 3.8 mostra bolhas em escoamento descendente e a distribuição das forças correspondentes.

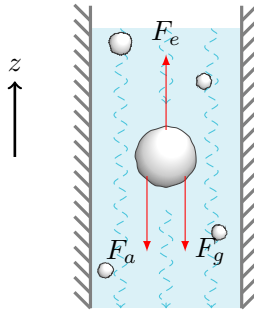


Figura 3.8 – Forças exercidas em bolhas durante um fluxo descendente de líquido.

Para a aplicação pretendida, a presença de líquido é imprescindível para o funcionamento do FZ. Além disso, deve-se evitar que bolhas de vapor penetrem no ramal de líquido para evitar o estrangulamento do capilar. A altura do selo de líquido pode ser estimada através de uma abordagem quase-estática:

$$\begin{aligned} \frac{dm_l}{dt} &= \bar{m}_{l,in} - \bar{m}_{l,out} \\ &= \bar{m}(1-x) - (1-\phi)\bar{m} \\ &= (\phi-x)\dot{m} \end{aligned} \quad (3.35)$$

Onde a vazão mássica de líquido entrando no separador ($\dot{m}_{l,in}$) depende do título e da vazão mássica (Equação 3.2). A massa de

líquido acumulada é dada por $m_l = \rho_l V_l = \rho_l A_{rl} L_l$. Assim, como a área de seção transversal é constante e conhecida ($D_l = D_v$), e assumindo a hipótese de escoamento incompressível, a altura do selo de líquido e portanto, a altura mínima desse ramal para acomodar acúmulo é calculada como segue:

$$L_l(t) = \frac{4\bar{m}(\phi - x)}{\rho_l \pi D_l^2} \int_0^{t_s} dt \quad (3.36)$$

$$= \left[\frac{4\bar{m}(\phi - x)}{\rho_l \pi D_l^2} \right] t_s \quad (3.37)$$

onde t_s é o período de chaveamento entre o modo FZ e o modo FF. De posse da altura do selo de líquido calcula-se o tempo de residência da coluna de líquido no separador, ou seja, o tempo exigido para que uma determinada frente de líquido atinja a saída do ramal:

$$t_r = \frac{V_l}{\bar{V}_l} = \frac{\pi D_l^2 \rho_l L_l}{4\dot{m}_{fz} (1 - \phi)} \quad (3.38)$$

O próximo passo é calcular o tempo de desgaseificação e, para tanto, é preciso estimar a velocidade terminal de ascensão de uma bolha de diâmetro d_b . Milosevic (2010) e Mello (2015) assumiram que o comportamento de uma bolha ($\rho_v \ll \rho_l$) no líquido e de uma gotícula de líquido no gás são hidrodinamicamente similares. Contudo, alguns trabalhos com fluidos newtonianos (Karamanev e Nikolov (1992), Karamanev et al. (1996) e Karamanev (2001)) questionaram essa hipótese em termos de diferenças no cálculo do coeficiente de arraste e da trajetória das partículas (CHHABRA, 2007). Karamanev e Nikolov (1992), por exemplo, mostraram que a relação entre o número de Reynolds e o coeficiente de arraste para partículas com densidade muito menor do que a do fluido circundante só segue a curva padrão de arraste quando $Re_p < 135$. Caso contrário, $C_D = 0,95$. A Figura 3.9 ilustra a diferença entre o comportamento do coeficiente de arraste para esferas rígidas e le-

ves. Observa-se que as esferas leves sofrem um maior arraste do que esferas rígidas quando $Re_p > 135$.

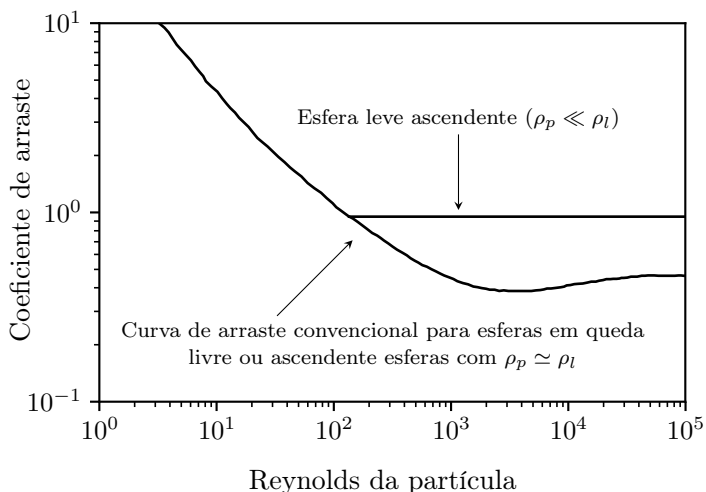


Figura 3.9 – Coeficiente de arraste para esferas rígidas e leves (KARAMANEV; NIKOLOV, 1992).

Karamanev et al. (1996 apud PERRY; GREEN, 2008) prosseguiram o trabalho e sugeriram equações para o coeficiente de arraste baseadas no número de Arquimedes (Ar). O número de Arquimedes relaciona as forças de empuxo gravitacionais e inerciais com as forças viscosas e assume a seguinte forma:

$$Ar = \frac{gd_b^3(\rho_l - \rho_v)\rho_l}{\mu_l^2} \quad (3.39)$$

A Equação 3.40 apresenta as expressões do coeficiente de arraste para uma esfera leve, para as duas regiões distintas ilustradas na Figura 3.9 (KARAMANEV et al., 1996).

$$C_D = \begin{cases} \frac{432}{Ar} \left(1 + 0,0470Ar^{\frac{2}{3}}\right) + \frac{0,517}{1+154Ar^{\frac{-1}{3}}}, & \text{para } Ar < 13000 \\ 0,95, & \text{para } Ar > 13000 \end{cases} \quad (3.40)$$

GPSA (2004) e Milosevic (2010) recomendaram a utilização de diâmetros de bolha entre 150 μm a 200 μm . Nesse trabalho, varreu-se valores entre 150 μm e 2 mm. Após o cálculo do coeficiente de arraste, é possível calcular a velocidade de subida da bolha ($u_{b,up}$), a partir da Equação 3.41 e a velocidade média descendente do líquido ($\bar{u}_{l,out}$) como indicado na Equação 3.42:

$$u_{b,up} = \sqrt{\frac{4gd_p(\rho_p - \rho_v)}{3\rho_l C_D}} \quad (3.41)$$

$$\bar{u}_{l,out} = \frac{\bar{V}_l}{A_{rl}} = \frac{\dot{m}_{fz}(1 - \phi)}{\rho_l \pi D_l^2} \quad (3.42)$$

Quando $(u_{b,up} - u_{l,out}) > 0$, estima-se o tempo de desgaseificação assumindo que o período de aceleração da bolha é desprezível. Caso o tempo de residência seja maior que o tempo de desgaseificação, a bolha atinge a superfície livre antes de ser arrastada pela frente de líquido e a estimativa da altura do ramal de líquido e do diâmetro são aceitáveis. Caso a bolha seja arrastada, é necessário aumentar o diâmetro do ramal do líquido para que a vazão diminua. A Figura 3.10 mostra o algoritmo da modelagem do ramal de líquido, começando a partir do ponto 2 da Figura 3.7.

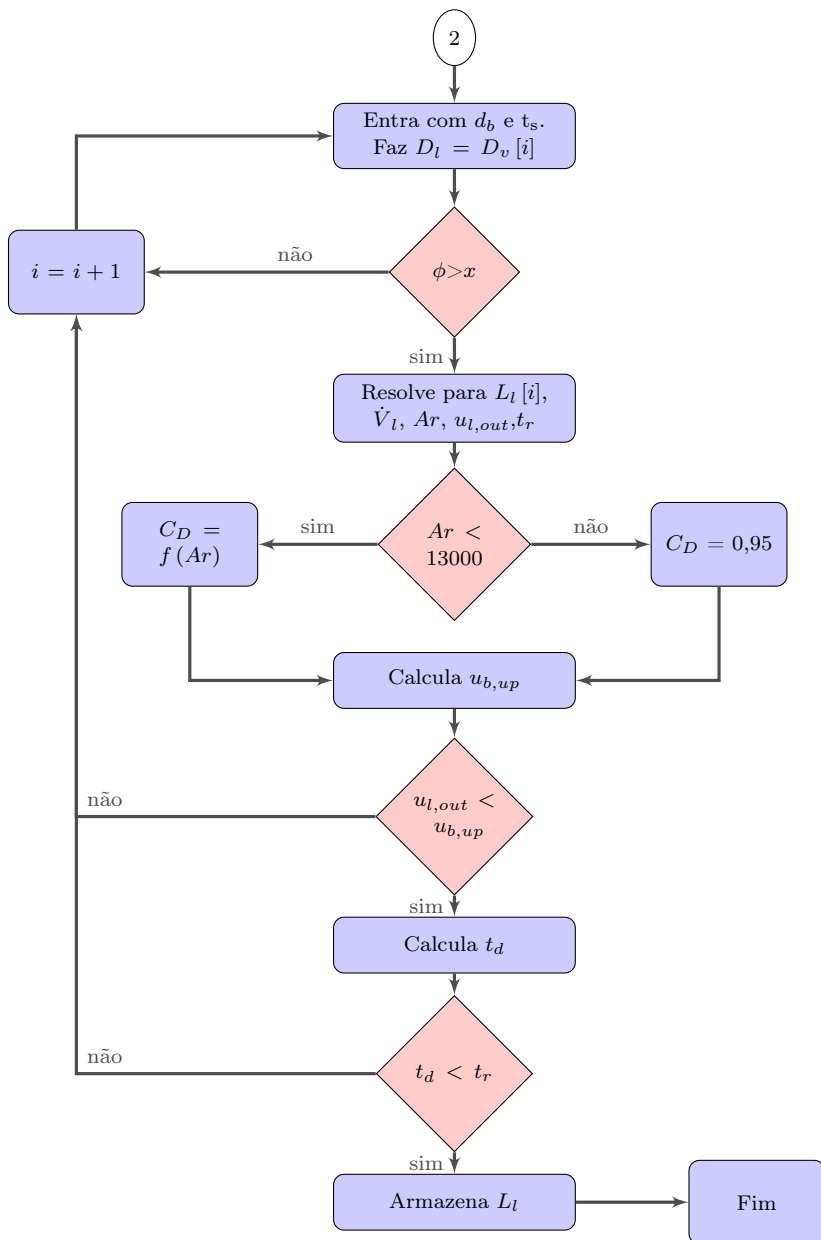


Figura 3.10 – Fluxograma da modelagem do dimensionamento do ramal de líquido.

4 ABORDAGEM EXPERIMENTAL

Além da análise teórica, experimentos foram também realizados com um refrigerador protótipo, montado com três separadores de líquido distintos. Foram realizados 6 testes de *pull-down* e 174 testes em regime permanente com os seguintes objetivos (i) obter um conjunto de dados experimentais para validar o modelo matemático; (ii) avaliar a capacidade de refrigeração e o COP e relacioná-los com o escoamento nos separadores; (iii) visualizar e analisar o escoamento dos separadores durante o regime transiente e (iv) avaliar o efeito das diferentes geometrias sobre a confiabilidade do sistema. Nesse capítulo, o aparato experimental e as geometrias de separadores serão descritos em detalhes em paralelo com a metodologia de testes adotada.

4.1 DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental foi construído a partir de um refrigerador doméstico, cujo circuito de refrigeração foi desativado. O gabinete é do tipo *bottom-mount* com painéis de vácuo localizados nas portas dos compartimentos. O circuito de refrigeração foi modificado para acomodar dois evaporadores conectados em série, com um separador de líquido transparente entre eles. O refrigerador protótipo utiliza tubos capilares e em série com válvulas micrométricas, um trocador de calor interno do tubo em tubo e um ventilador radial. O refrigerante utilizado foi o R-600a, cuja carga foi ajustada de acordo com o volume dos separadores de líquido utilizados, como descrito no Apêndice A.

O aparato é monitorado por um sistema de aquisição de sinais, conectado a transdutores de pressão, potência, e de temperatura. Resistências elétricas foram instaladas em ambos os compartimentos para imprimir cargas térmicas de maneira a compensar excessos de capacidade de refrigeração, mantendo a temperatura dos

compartimentos sempre constante via controladores do tipo PID. As resistências elétricas e a câmera para visualizar o escoamento também estão conectados a esse sistema. O compressor, ventilador e as resistências elétricas são controladas por um *software* desenvolvido na plataforma LabVIEW™.

O evaporador do FF foi substituído por um do tipo tubo-sobre-placa, fabricado no laboratório. O evaporador do FZ do tipo tubo-aleta *no-frost* foi mantido, preservando assim as características originais desse compartimento.

A bancada conta ainda com um compressor protótipo com uma válvula comutadora instalada no passador de sucção (ver seção 1.3) e conservou o condensador do tipo arame-sobre-tubo. A Figura 4.1 mostra uma imagem do produto original, e a Tabela 4.1 mostra algumas especificações desse equipamento.

Tabela 4.1 – Especificações do refrigerador.

Modelo	CB 311 EV
Dimensões	[cm]
Altura	176
Largura	53,5
Profundidade	51,5
Armazenamento	[L]
<i>Fresh food</i>	170
<i>Freezer</i>	50
Total	220



Figura 4.1 – Fotografia do produto original.

4.2 EVAPORADOR DO COMPARTIMENTO *FRESH FOOD*

Como mencionado anteriormente, o evaporador do FF do produto original foi substituído por um do tipo tubo-sobre-placa cujas

dimensões encontram-se indicados na Tabela 4.2. O processo de construção do evaporador incluiu a conformação da placa de aço, a flexão do tubo de cobre e a pintura de ambos, a fim de evitar a oxidação pelo contato aço-cobre. O novo evaporador foi então fixado na parede traseira do FF, como ilustrado na Figura 4.2.

Tabela 4.2 – Especificações do evaporador do FF.

Especificações da placa	[mm]
Altura	580
Largura	370
Espessura	0,5
Especificações do tubo	[mm]
Diâmetro interno	6,35
Comprimento total	6780
Passo entre tubos	35
Número total de tubos	16



Figura 4.2 – Fotografia do evaporador do FF.

4.3 LINHAS DE SUCÇÃO E TROCADORES DE CALOR INTERNOS

As linhas de sucção e os trocadores de calor internos foram montados externamente ao produto e isolados termicamente. O trocador de calor interno é do tipo tubo-tubo, contracorrente, como esquematizado na Figura 1.11. O trocador de calor do FZ foi posicionado mais próximo do condensador para tirar proveito da maior diferença de temperatura. O capilar do FZ foi isolado termicamente, pois esse não é capaz de aquecer adequadamente a linha de sucção, devido às baixas temperaturas envolvidas.

Como proteção adicional, um sifão foi construído para evitar o retorno de líquido proveniente do evaporador do FZ. A Figura 4.3 mostra fotografias em diferentes ângulos das linhas externas do aparato.

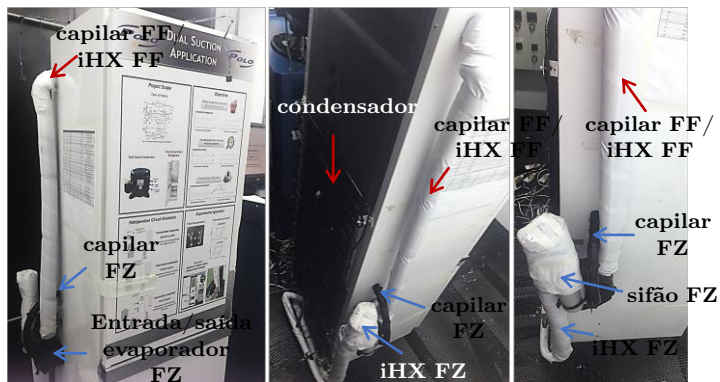


Figura 4.3 – Linhas de sucção e trocadores de calor internos da bancada.

Para o *fresh food* utilizou-se um capilar com 0,78 mm de diâmetro interno e 3,5 m de comprimento enquanto que para o FZ utilizou-se um capilar de 1,07 mm de diâmetro interno e 1,65 m de comprimento. Válvulas micrométricas foram instaladas em série com os capilares para permitir a variação da restrição. A Figura 4.4 mostra uma fotografia dos dispositivos de expansão utilizados.

As válvulas foram ajustadas com base no superaquecimento do FZ, subsfriamento, temperatura de evaporação e temperatura na saída da linha de sucção do FF, obtendo-se vazões de nitrogênio de 4,75 l/min para o capilar do FF e de 12,34 l/min para o capilar do FZ.

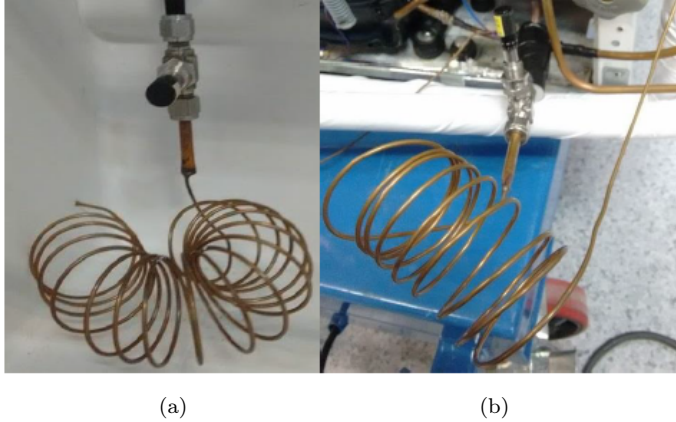


Figura 4.4 – Capilares do compartimento (a) *freezer* e do (b) *fresh food*.

4.4 VISUALIZAÇÃO E GEOMETRIAS

Com base nas previsões do modelo matemático, confeccionou-se três separadores em acrílico. Para facilitar a descrição dos testes e dos resultados experimentais, as amostras foram numeradas como indicado na Tabela 4.3. A Tabela 4.3 identifica também as dimensões finais utilizadas em cada ramal e a Figura 4.5 mostra uma fotografia do conjuntos de amostras.

A seção de visualização, composta por um separador de líquido cilíndrico usinado no interior de um prisma foi instalada no interior do *fresh food*. Utilizou-se um prisma de seção quadrada para minimizar a distorção da imagem devido aos efeitos de refração. A câmera utilizada está especificada na Tabela 4.4 e ilustrada na Figura 4.6. Ela foi escolhida devido ao seu tamanho compacto e alta resolução. Para a iluminação foi utilizada luminária de LED para iluminar o compartimento sem afetar significativamente a carga térmica.

Vazamentos foram evitados através de uma conexão especial que utiliza um O-ring na face externa do prisma. Um anteparo quadriculado sobre um fundo negro foi utilizado para a melhorar a visualização do escoamento para estimar a altura da coluna de líquido no separador. Os tubos de entrada e saída do separador foram mantidos fixos e um nível de alumínio com base magnética foi utilizado para garantir o alinhamento com a horizontal. A Figura 4.7 mostra uma das amostras adequadamente posicionada.

Tabela 4.3 – Dimensões dos ramais das três amostras.

	Separador (1)	Separador (2)	Separador (3)
D_E (mm)	7	7	12
D_v (mm)	28	10	19
L_v (mm)	29	29	50
D_l (mm)	29	29	50

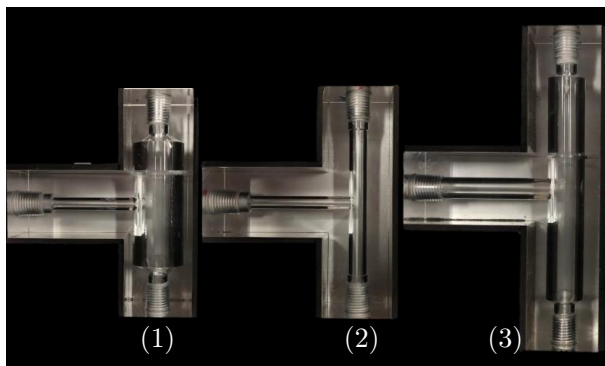


Figura 4.5 – Fotografia das amostras utilizadas.

Tabela 4.4 – Especificações da câmera.

Fabricante	Microsoft
Modelo	LifeCam HD Cinema
Interface	USB 2.0
Sensor	Tecnologia CMOS
Resolução	1280 x 720px
Taxa de gravação	30 FPS
Temperatura de operação	0 °C a 40 °C



Figura 4.6 – LifeCam Cinema.

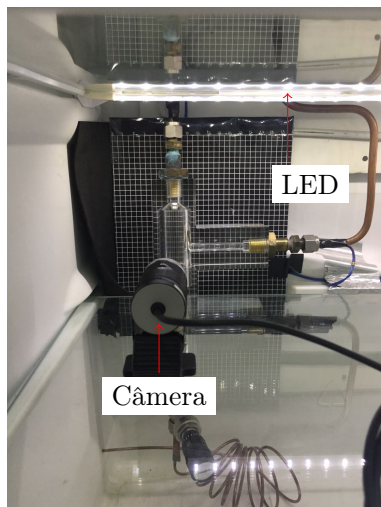


Figura 4.7 – Separador de líquido no interior do produto.

4.5 INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE

O aparato experimental foi instrumentado com termopares, transdutores de pressão e de potência. As temperaturas do fluido refrigerante foram medidas com termopares do tipo T, fixados sobre a tubulação mediante fita adesiva dielétrica e abraçadeiras plásticas, enquanto as temperaturas dos compartimentos foram medidas utilizando termopares tipo T brasados dentro de cilindros de cobre padronizados.

As pressões foram medidas com transdutores de pressão absoluta do tipo *strain-gauge* os quais geram um sinal de tensão correspondente à pressão medida e à tensão de alimentação. As potências do compressor e das resistências elétricas, foram medidas com transdutores de potência que geram sinais de tensão diretamente proporcionais aos valores medidos. A Tabela 4.5 mostra as faixas de medição e as incertezas dos transdutores empregados. O cálculo

das incertezas expandidas dos testes é detalhado no Apêndice B.

Tabela 4.5 – Transdutores e precisão fornecida pelo fabricante

Grandeza	Fabricante	Faixa de medição	Precisão
Temperatura [°C]	-	-50 a 100	$\pm 0,1$
Pressão de sucção-FF [bar]	Omega	0 a 10	$\pm 0,05\%$
Pressão de sucção-FZ [bar]	Omega	0 a 10	$\pm 0,05\%$
Pressão de descarga [bar]	Omega	0 a 10	$\pm 0,05\%$
Potência [W]	Yokogawa	0 a 200	$\pm 1,0$

Os experimentos foram realizados com o auxílio de um sistema de aquisição da marca National InstrumentsTM, composto por um chassi principal, modelo SCXI-1001, acoplados aos módulos SCXI-1112 para a leitura de termopares e SCXI-1303 para a leitura de sinais de tensão. Um outro módulo, SCXI-1325 foi também utilizado para enviar sinais de acionamento via relés de estado sólido. A taxa de aquisição dos sinais de temperatura e potência eram de uma leitura a cada 5 segundos e de cinco por segundo para as pressões de sucção e descarga. A Figura 4.8 mostra fotos do sistema de aquisição e envio de sinais identificando os principais componentes.

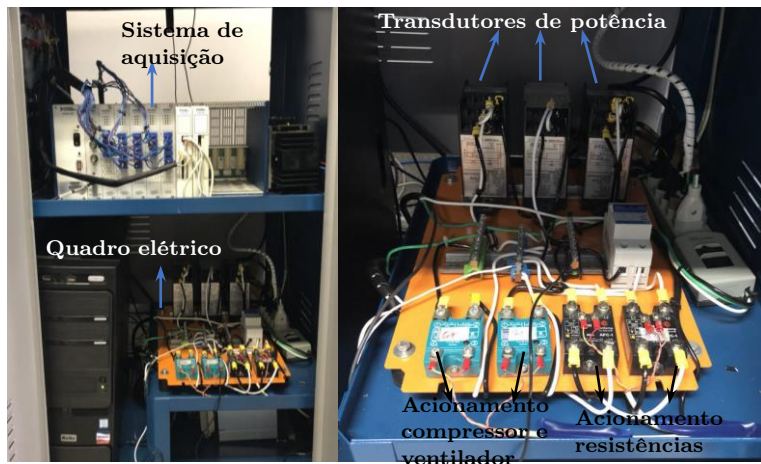


Figura 4.8 – Fotografia do aparato de aquisição e envio de sinais.

As temperaturas dos compartimentos refrigerados são controladas por um controlador do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo) implementado diretamente no *software* de supervisão. Dessa maneira, é possível efetuar o controle das resistências manualmente, automaticamente e de forma independente para cada compartimento.

A Figura 4.9 mostra um esquema do aparato de testes, e o posicionamento dos instrumentos de medição. As linhas tracejadas em vermelho, azul e verde representam as linhas externas de alta, média e baixa pressão, respectivamente.

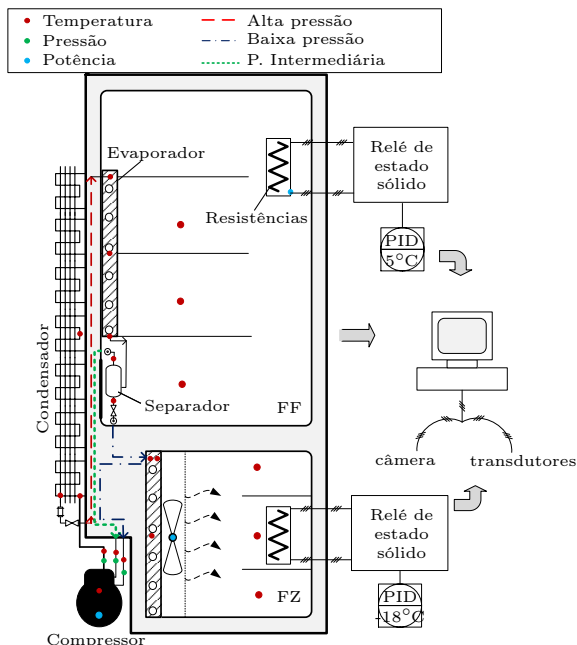


Figura 4.9 – Esquema do aparato experimental com os pontos de instrumentação.

4.6 CÂMARA DE TESTES

Os ensaios experimentais foram realizados em uma câmara de testes climatizada, construída de acordo com as recomendações da norma ISO15502 (2005). A câmara controla a umidade relativa e a temperatura ambiente entre 40 % e 95 % e -20°C e 60°C . Além disso, a velocidade do ar é mantida inferior a $0,25\text{ m/s}$, conforme recomendação da norma.

A câmara é composta por um sistema de refrigeração, um de aquecimento, um de umidificação e um de circulação de ar. O sistema de de aquecimento é composto essencialmente por um con-

junto de resistências térmicas, enquanto a circulação de ar é promovida por ventiladores e *dampers*. A temperatura ambiente é medida através de quatro termopares, localizados próximo ao forro, cujo monitoramento se dá por um controlador do tipo PID que atua sobre as resistências elétricas. A umidade relativa é medida através de um sensor posicionado no centro geométrico da câmara, próximo ao forro, e é controlada também por um PID que recebe o sinal proveniente do sensor e atua sobre o sistema de umidificação. A Figura 4.10 esquematiza a movimentação de ar e o funcionamento da câmara de testes.

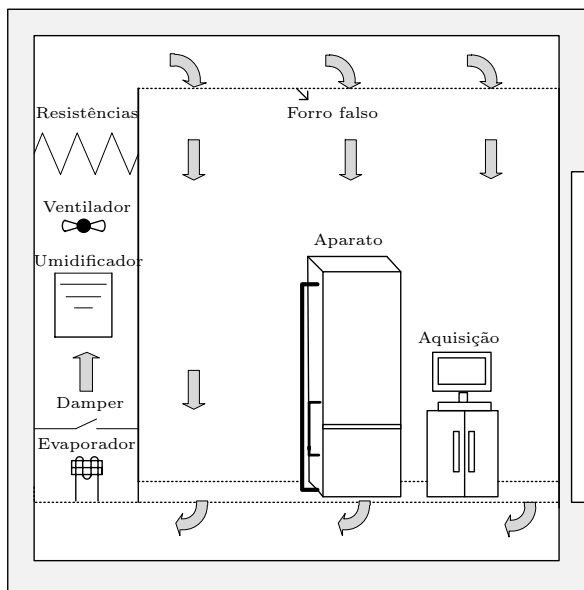


Figura 4.10 – Esquema do funcionamento da câmara de testes.

4.7 PROCEDIMENTO DE TESTES

Para garantir a confiabilidade dos resultados, desenvolveu-se um procedimento padronizado para a realização dos ensaios. Uma vez definido o protocolo experimental, este foi aplicado a todos os testes.

4.7.1 Testes de *pull-down*

O teste de *pull-down*, também chamado de teste de abaixamento de temperatura, consiste na análise do sistema desde a partida do compressor até a condição de regime permanente. O objetivo desse teste é visualizar o escoamento do refrigerante no separador de líquido e verificar se a geometria afeta o tempo de *pull-down*. Como não há norma específica para esse tipo de teste no tipo de arquitetura adotada, desenvolveu-se o procedimento descrito a seguir.

Antes de cada teste, o refrigerador é mantido desligado e com as portas abertas, até entrar em equilíbrio térmico com a câmara climatizada. Após atingido o equilíbrio, pacotes de sílica gel são colocados no compartimento *fresh food* para diminuir a concentração de vapor d'água e assim atenuar a condensação deste sobre as paredes do separador. Em seguida, as portas são fechadas e o refrigerador é mantido desligado por um período de, no mínimo, 30 minutos.

O compressor é então ligado em baixa rotação e *duty cycle*, como forma de manter a pressão intermediária elevada e induzir o escoamento através do capilar do FZ até que este atinja a temperatura de referência. A diferença de pressão entre os compartimentos deve ser diminuída gradativamente para não interromper o fluxo de refrigerante para o FZ e também para atingir o *setpoint* do FF.

O processo inicia então com *duty cycle* de 20% e uma rotação de 2000 rpm. Na sequência, são efetuados incrementos de 200 rpm a cada 5 minutos até atingir a rotação de 3600 rpm. Quando a

média das temperaturas internas do FZ atinge $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, promove-se, se necessário, incrementos de 10 % no *duty cycle* a cada 30 minutos, até que a condição de referência de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ seja atingida.

4.7.2 Testes em regime permanente

O objetivo desses testes é medir a capacidade de refrigeração e o COP para uma faixa de *duty cycle* entre 10 % e 45 %, rotação do compressor entre 2000 rpm e 3500 rpm e temperaturas ambiente de $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os testes seguiram o procedimento proposto por Hermes et al. (2013). A metodologia prevê o uso de resistências elétricas no interior dos compartimentos refrigerados para gerar uma carga térmica adicional.

Para determinar a capacidade de refrigeração através desse método, deve-se calcular a carga térmica imposta ao sistema, com base nas temperaturas dos compartimentos, na temperatura ambiente e nas condutâncias térmicas globais dos compartimentos (UA). As condutâncias globais são obtidas através de testes de fluxo de calor reverso, descritos no Apêndice C. Dessa maneira, a carga térmica do produto (\dot{Q}_{th}) pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_{th} = UA_{fz}(T_{amb} - T_{fz}) + UA_{ff}(T_{amb} - T_{ff}) + \dot{W}_{fan} \quad (4.1)$$

A capacidade de refrigeração é então calculada através da soma da carga térmica com as potências dissipadas pelas resistências elétricas:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{th} + \dot{W}_{fz} + \dot{W}_{ff} \quad (4.2)$$

O valor de cada variável corresponde ao valor médio obtido durante, no mínimo, 30 minutos após as condições de regime permanente serem atingidas. Tais condições foram obtidos com base no desvio padrão da amostra que deve ser inferior a incerteza dos instrumentos de medição.

O título na entrada do separador foi estimado através da aplicação da equação da conservação da energia nos volumes de controle indicados na Figura 4.11. As vazões mássicas instantâneas fornecidas pelo compressor (\dot{m}_{ff} e \dot{m}_{fz}) foram calculadas através das equações a seguir, onde os rendimentos volumétricos, η_{vff} e η_{vfz} , foram calculados a partir de informações do fabricante.

$$\dot{m}_{ff} = V_k \frac{N}{60} \frac{\eta_{vff}}{v_2} \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_{fz} = V_k \frac{N}{60} \frac{\eta_{vfz}}{v_1} \quad (4.4)$$

Além dos valores medidos indicados na Figura 4.11, admitiu-se, quando possível, o vapor como saturado na saída do separador. Dessa forma, torna-se possível determinar a entalpia nos diversos pontos e calcular a entalpia nos pontos 5 e 6, como indicado nas Equações 4.5 e 4.6. De posse da entalpia no ponto 5 e da pressão de sucção do FF, determina-se o título na entrada do separador de líquido.

$$h_5 = \frac{\phi \dot{m}_{ff} (h_7 - h_2) + (1 - \phi) \dot{m}_{fz} (h_8 - h_1) + \bar{m} h_4}{\bar{m}} \quad (4.5)$$

$$h_6 = h_5 + \frac{\dot{Q}_{ev,ff}}{\bar{m}} \quad (4.6)$$

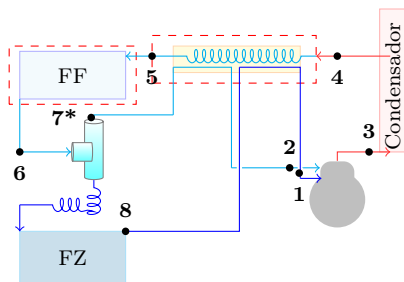


Figura 4.11 – Representação dos volumes de controle no circuito.

Devido a limitações associadas ao sistema de aquisição de sinais, optou-se por inferir a potência instantânea consumida em cada modo de operação através de medições das pressões de sucção e descarga, registrados em uma taxa de 5 leituras por segundo:

$$\dot{W}_{k,ff} = \dot{m}_{ff} \frac{(h_{S,3} - h_2)}{\eta_{g,ff}} \quad (4.7)$$

$$\dot{W}_{k,fz} = \dot{m}_{fz} \frac{(h_{S,3} - h_1)}{\eta_{g,fz}} \quad (4.8)$$

onde $\eta_{g,ff}$ e $\eta_{g,fz}$ são as eficiências isentrópicas do compressor correspondentes a cada compartimento, obtidas através de informações do fabricante do compressor. Os cálculos foram feitos com base nos valores instantâneos registrados ao tempo de, pelo menos, 3 ciclos após condições de regime permanente serem obtidos. Os valores médios foram obtidos através de médias aritméticas ao longo do tempo de operação do compressor em cada compartimento.

O coeficiente de performance foi calculado a partir da razão entre a capacidade de refrigeração e potência do compressor de cada compartimento:

$$COP_{ff} = \frac{\dot{Q}_{ev,ff}}{\dot{W}_{k,ff}} \quad (4.9)$$

$$COP_{fz} = \frac{\dot{Q}_{ev,fz}}{\dot{W}_{k,fz}} \quad (4.10)$$

A potência média consumida pelo sistema foi obtida através da média ponderada das potências dos compartimentos com base no *duty cycle*:

$$\bar{\dot{W}}_k = \dot{W}_{k,ff}\phi + \dot{W}_{k,fz}(1 - \phi) \quad (4.11)$$

Por fim, o coeficiente de performance global foi calculado através da razão entre a soma das capacidades de refrigeração e da potência média.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev,ff} + \dot{Q}_{ev,fz}}{\bar{\dot{W}}_k} \quad (4.12)$$

5 RESULTADOS

Nesse capítulo serão discutidos os resultados do modelo matemático e dos experimentos. Primeiramente, serão discutidos os resultados do modelo como forma de justificar as geometrias utilizadas no presente trabalho. A seguir serão apresentados os resultados experimentais e a avaliação qualitativa do modelo matemático, com foco no estudo de visualização.

5.1 MODELO MATEMÁTICO

Nessa seção serão analisados os efeitos das condições operacionais do sistema sobre as dimensões de cada ramal do separador. Para o ramal de entrada serão avaliados os impactos como rotação do compressor e do título sobre o diâmetro interno. Para o ramal de vapor serão discutidos os efeitos da rotação, do *duty cycle* e do diâmetro das gotículas sobre a altura e o diâmetro desse ramal. Por último, serão analisados os efeito do título e *duty cycle* sobre a altura mínima do ramal de líquido.

5.1.1 Ramal de entrada

A Figura 5.1 mostra o diâmetro mínimo do ramal de entrada em função da rotação do compressor e do título na entrada do separador, para uma temperatura de evaporação de -10°C . Observa-se que com o aumento da rotação e do título, maior é o diâmetro para garantir um padrão escoamento estratificado, já que a velocidade da fase vapor aumenta com a rotação e/ou com o título, aumentando assim as interações hidrodinâmicas que provocam ondulações na interface líquida-gasosa. Ao aumentar o diâmetro, diminui-se a velocidade de ambas as fases o que diminui o arraste e a perturbação da interface gerada pelo cisalhamento do vapor na fase líquida, mantendo a estratificação do escoamento. Não foram observadas va-

riações significativa no diâmetro do ramal de entrada para a faixa de *duty cycle* avaliada.

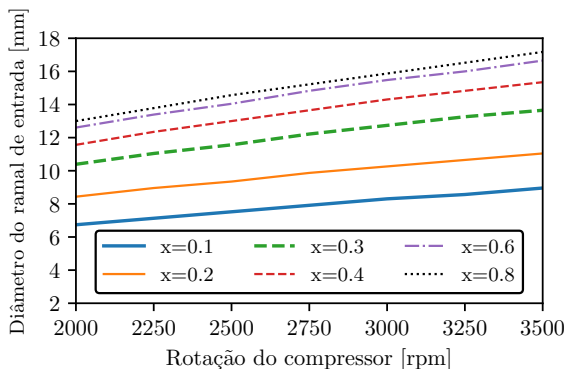


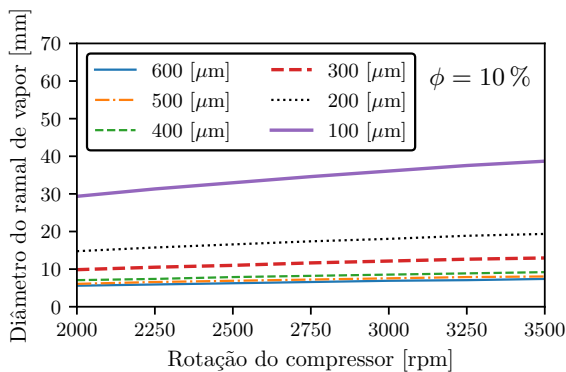
Figura 5.1 – Diâmetro mínimo do ramal de entrada *vs.* rotação a $T_{ev,ff} = -10^{\circ}\text{C}$.

5.1.2 Ramal de vapor

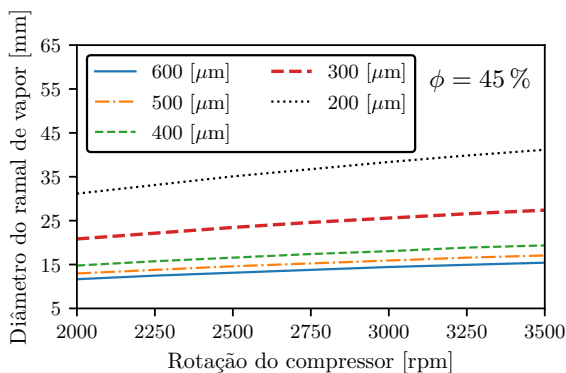
A Figura 5.2 ilustra o efeito do *duty cycle* e da rotação do compressor sobre o diâmetro mínimo do ramal de vapor para gotículas com diâmetro variando entre $100\ \mu\text{m}$ e $600\ \mu\text{m}$. Como esperado, o diâmetro do ramal de vapor varia consideravelmente com o diâmetro da gotícula, com a rotação do compressor e com o *duty cycle*. O aumento do diâmetro da gotícula aumenta a sua massa e intensifica a ação gravitacional, aumentando assim a sua velocidade terminal. Gotas mais leves, por sua vez, são mais facilmente arrastadas pelo vapor, conforme a rotação do compressor e/ou *duty cycle* aumentam, pois ambos aumentam a força de arraste do vapor.

O diâmetro do ramal de vapor é o parâmetro com mais impacto sobre a separação das fases e determina a altura mínima desse ramal. Como mencionado, quanto menor o diâmetro, mais veloz é o vapor e, dessa forma, maior é a distância vertical necessária para

o desprendimento de gotículas do líquido. Caso o diâmetro não seja adequadamente dimensionado a velocidade do vapor se torna mais elevada do que a velocidade terminal da gotícula, não existindo assim altura capaz de separá-la da fase vapor.



(a)



(b)

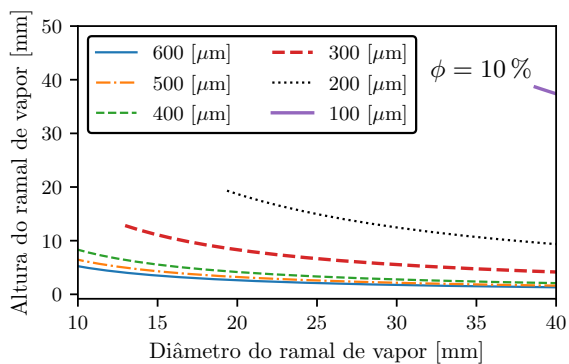
Figura 5.2 – Diâmetro mínimo do ramal de vapor *vs.* rotação, diâmetro da gota e *duty cycle* de (a) 10 % (b) 45 %, a $T_{ev,ff} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A altura do ramal de vapor tem, portanto, o objetivo de de-

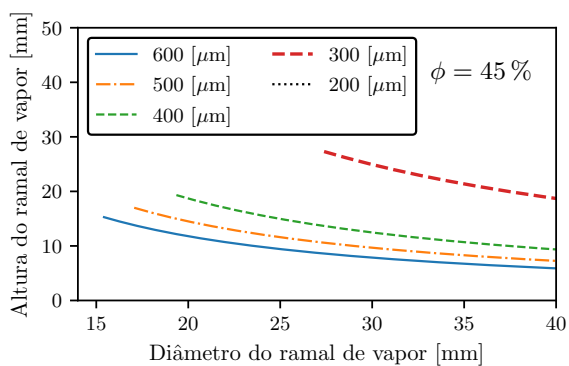
sacelerar as gotículas facilitando assim o processo de sedimentação. Maiores detalhes serão fornecidos no item subseção 5.2.2, através do cálculo da trajetória das gotículas. A influência do diâmetro do ramal de vapor sobre a altura do separador é mostrada na Figura 5.3 para diferentes *duty cycle* e diâmetros de gotículas e para uma rotação fixa de 3500 rpm.

Além do limite mínimo de diâmetro imposto pela relação entre velocidade de vapor e velocidade terminal, observa-se também que, quando a vazão mássica é baixa e o diâmetro do ramal de vapor é amplo o suficiente, a altura do ramal de vapor deixa de afetar a separação das fases para alguns tamanhos de gotículas. Isso ocorre a velocidade do vapor diminui tanto que tais gotículas se precipitam imediatamente na direção ao ramal de líquido, eliminando assim a necessidade de uma extensão vertical.

Outro fator que se mostrou relevante para garantir a separação das fases é a temperatura de evaporação do FF. Com o aumento do *duty cycle* a temperatura de evaporação desse compartimento e, portanto a temperatura de separação diminuem. A Figura 5.4 mostra que a diminuição da temperatura de evaporação prejudica a separação de gotículas do fluxo de vapor, principalmente para gotículas menores que 500 μm . Tal efeito se dá principalmente devido à diminuição da densidade do vapor causada pela diminuição da pressão de evaporação, provocando uma tendência à mudança de intervalo de escoamento da partícula de Intermediário para Intervalo de Stokes, devido ao aumento da velocidade superficial do vapor. O intervalo de Stokes caracteriza-se por velocidades de partícula muito baixas e coeficientes de arraste elevados e requer, portanto, diâmetros de ramal maiores para uma separação eficiente.

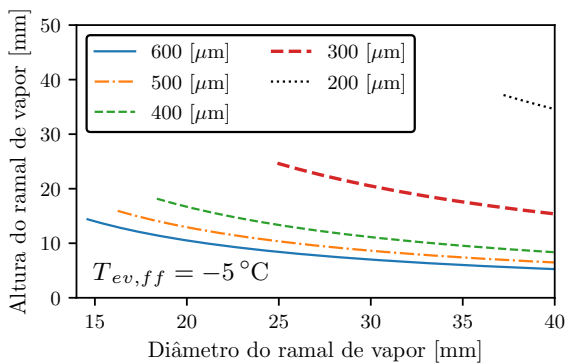


(a)

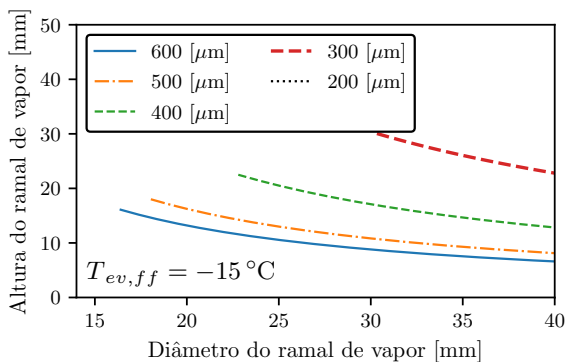


(b)

Figura 5.3 – Altura mínima do ramal e vapor *vs.* diâmetro, diâmetro da gota e *duty cycle* de (a) 10% e (b) 45%, a $T_{ev,ff} = -10^{\circ}\text{C}$ e rotação de 3500 rpm.



(a)

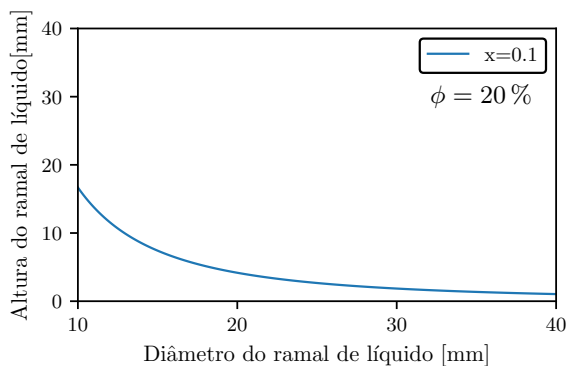


(b)

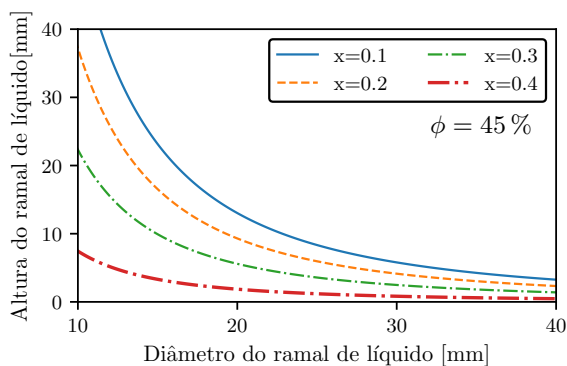
Figura 5.4 – Efeito da temperatura de evaporação sobre as dimensões do separador a 3500 rpm, *duty cycle* de 45%, para diferentes diâmetros de gotas a (a) -5°C e (b) -15°C .

5.1.3 Ramal de Líquido

A Figura 5.5 retrata o comportamento altura da coluna de líquido em função do diâmetro desse ramal para bolhas de 1 mm, período de 10 s e *duty cycle* de 20 % e 45 %.



(a)



(b)

Figura 5.5 – Altura mínima do ramal de líquido *vs.* diâmetro e *duty cycle* de (a) 20 % (b) 45 %, a 3500 rpm e $T_{ev,ff} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Deve-se ressaltar que, como indicado na Equação 3.37, a co-

luna de líquido só aparece quando $x < \phi$, o que fica também evidente na Figura 5.5. Dessa forma, constata-se que o selo de líquido independe da geometria do separador, mas depende das condições termodinâmicas do sistema. Assim, para um mesmo *duty cycle*, quanto menor for o título na saída do evaporador do FF, maior deverá ser o volume do ramal de líquido. Além disso, observa-se que o selo de líquido tende a ocorrer em *duty cycle* elevados, razão pela qual esse ramal deve ser dimensionado para absorver a quantidade esperada nessas condições.

Constatou-se também que para $\phi = 20\%$, por exemplo, apenas bolhas muito pequenas ($\leq 30 \mu\text{m}$) são arrastadas pelo líquido para diâmetros iguais ou superiores a 10 mm. Isso implica que, nesses casos, o tempo de residência da coluna de líquido é pequeno quando comparado com a velocidade terminal de ascensão da bolha, indicando que o título é muito próximo do *duty cycle*, ou que a velocidade do líquido na saída do seu ramal é elevada demais.

No entanto, de maneira geral, verificou-se que o tempo de residência da coluna de líquido é muito superior ao tempo que uma bolha leva para atingir a superfície. Além disso, como o diâmetro do capilar é muito maior que $30 \mu\text{m}$, o arraste dessas pequenas bolhas não deve causar problemas de estrangulamento e conclui-se que uma eventual penetração de vapor pelo ramal de líquido, nesses casos, pode ser considerada desprezível.

5.2 AVALIAÇÃO QUALITATIVA DO MODELO MATEMÁTICO

Com o objetivo de avaliar o modelo matemático, foram registrados vídeos e imagens do escoamento no separador em regime permanente. É importante ressaltar que, o regime permanente é na realidade composto por uma oscilação entre dois estados permanentes de curta duração decorrentes do chaveamento do compressor entre os modos FF e FZ. Assim, essa seção também discutirá

os resultados e limitações da adoção de uma formulação pseudo-estacionária para o problema de natureza transiente.

5.2.1 Ramal de entrada

Dois diâmetros foram utilizados para o ramal de entrada: 7 mm para os separadores (1) e (2) e 12 mm para o separador (3). Como discutido anteriormente, não existe uma solução única para o dimensionamento do separadores. Dessa maneira, adotou-se, inicialmente, o menor diâmetro indicado pela solução do ramal de entrada (7 mm), uma vez que ele possui a vantagem prática de ser similar ao diâmetro de um tubo de 1/4".

A Figura 5.6 mostra fotografias do escoamento no ramal de entrada de 7 mm do separador (1) durante os modos FZ e FF a 3500 rpm, *duty cycle* de 10 % e título de 0,26. Pode-se observar que o padrão de escoamento muda de estratificado para anular sempre que o sistema opera no modo FF.

Isso ocorre porque durante o modo FF a vazão mássica instantânea é maior, devido ao aumento do rendimento volumétrico e da densidade na sucção do compressor. Isso faz com que a velocidade do vapor aumente, aumentando também o efeito cisalhante sobre a fase líquida, dando origem ao escoamento anular. As forças de inércia do líquido e do arraste de vapor tornam-se então dominantes sobre a força gravitacional, ocasionando jatos de líquido que chocam-se contra as paredes do ramal de vapor, gerando gotículas esparsas que podem ser arrastadas pelo fluxo ascendente de vapor.

Por outro lado, durante os períodos de escoamento estratificado, o líquido atinge os outros ramos com baixas velocidades e cai em direção ao ramal de líquido sem sofrer perturbações. Com o aumento do *duty cycle*, o título aumenta, aumentando ainda mais a velocidade do vapor e o tempo de ocorrência do padrão anular. No entanto, devido à menor fração de líquido na entrada do ramal, a

quantidade de líquido dispersa pelos jatos diminui.

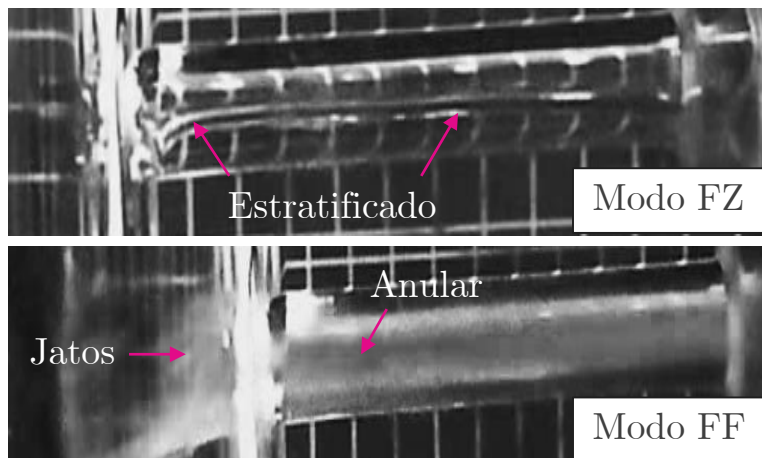


Figura 5.6 – Ramais de entrada durante modos FF e FZ em 3500 rpm, *duty cycle* de 10% e título de 0,26 para $D_E = 7$ mm.

Como ressaltado, o aumento da vazão de vapor exige diâmetros maiores para garantir o padrão estratificado. O diâmetro de 7 mm não foi, portanto, suficiente para manter esse padrão durante os períodos de operação no modo FF. No entanto, deve-se ressaltar que tendo em vista a faixa de *duty cycle* empregada nesse trabalho, que o regime estratificado ocorre na maior parte do tempo. Por exemplo, como o período de chaveamento foi mantido em $t_s = 10$ s em todos os testes e o *duty cycle* foi variado entre 10% e 45%, conclui-se que os períodos de escoamento do tipo anular são de, no máximo, 4,5 s e o estratificado de, no mínimo, 5,5 s.

A Figura 5.7 mostra as fotografias nos modos FZ e FF para o diâmetro de entrada de 12 mm. Nesse caso, o escoamento no ramal de entrada ocorre de forma consideravelmente mais lenta, mas ainda assim, durante o modo FF, foram observados períodos de escoamento do tipo anular e jatos de líquido de menor intensidade em

direção do ramal de vapor. Em 2000 rpm, quando a vazão é menor, o padrão de escoamento no modo FF torna-se majoritariamente estratificado/estratificado ondulatório e quase não ocorrem jatos de líquido em direção aos outros ramais.

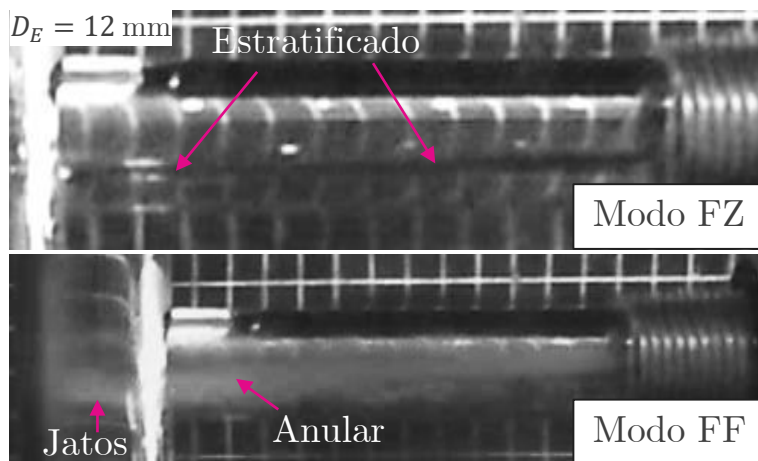


Figura 5.7 – Ramais de entrada durante modos FF e FZ em 3500 rpm, *duty cycle* de 10% e título de 0,24 para $D_E = 12 \text{ mm}$.

A incapacidade de garantir o padrão estratificado durante os períodos de operação no FF pode estar associado com a natureza pseudo-estacionária do processo de modelação, que não considera a mudança de velocidade das fases provocada pelo chaveamento entre as sucções dos compartimentos. Além disso, deve-se adicionar a incerteza decorrente do uso do mapa de Kattan et al. (1998), não inteiramente validado para o uso do R-600a. Tais mapas, mesmo tendo sido desenvolvidos a partir de dados de fluidos refrigerantes, aplicam-se para pressões mais elevadas o que modifica a razão entre as densidades do vapor e do líquido e pode descaracterizar a modelagem. Mesmo assim, devido à predominância de períodos estratificados com os diâmetros, considerou-se válida a metodologia

utilizada para o dimensionamento desse ramal.

5.2.2 Ramal de vapor

A literatura classifica partículas em visíveis, sub-visíveis, sub-micrométricas e nanométricas. As partículas visíveis são aquelas maiores que $100\ \mu\text{m}$ (NARHI et al., 2012). Como a visualização e o rastreamento de partículas desse tamanho é, na prática, complexa – visto que não há espaço físico para a instalação de uma câmera de alta precisão e velocidade no interior do FF – optou-se por separadores capazes separar gotículas de até $300\ \mu\text{m}$, em $3500\ \text{rpm}$ e $\phi = 45\%$, condição extrema para o arraste de líquido (ver Figura 5.3b). Além da dificuldade de visualização, considerou-se que gotículas menores que $300\ \mu\text{m}$ possuem massa desprezível e que não afetariam o desempenho do trocador de calor interno e teriam pouco impacto sobre eficiência do processo de separação.

Dessa forma, obteve-se um diâmetro de $28\ \text{mm}$ e uma altura de $29\ \text{mm}$ para o separador (1). O separador (2) foi dimensionado com base no mesmo tamanho de gotícula, mas com uma condição menos crítica para o arraste de vapor, ou seja, vazão mássica correspondente a $2000\ \text{rpm}$ e *duty cycle* de 10% . Por último, baseado nos resultados das duas primeiras geometrias, optou-se por avaliar um separador de diâmetro intermediário de $19\ \text{mm}$ e altura de $50\ \text{mm}$. A Figura 5.8 mostra as fotos do escoamento no interior dos três ramos de vapor estudados durante o modo FF em *duty cycle* de 45% e a $3500\ \text{rpm}$, condição mais crítica para o arraste de líquido.

Como esperado, houve um arraste excessivo de líquido no separador (2), com diâmetro e altura de, respectivamente, $10\ \text{mm}$ e $29\ \text{mm}$. Como previsto pelo modelo, gotículas de líquido ascendendo com o vapor não foram observadas no separador com diâmetro de $28\ \text{mm}$ e $19\ \text{mm}$. O cálculo da trajetória vertical de gotículas com diferentes diâmetros para os separadores (1) e (2) corrobora as ima-

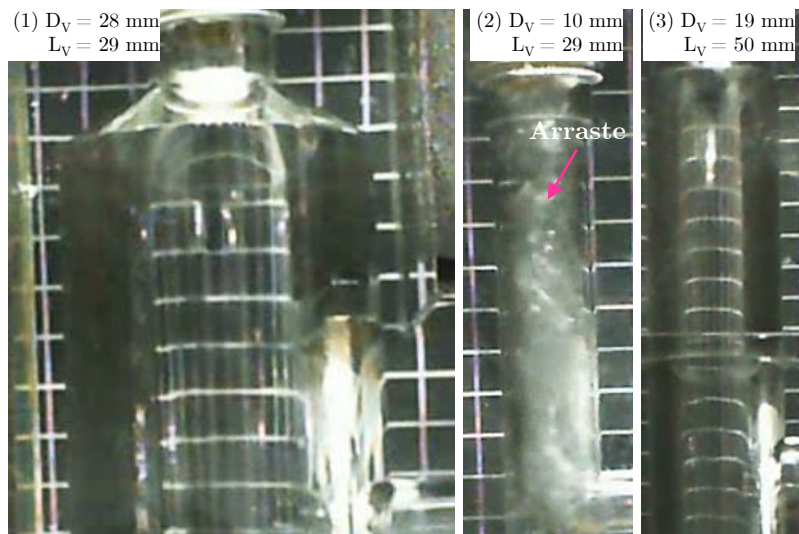


Figura 5.8 – Escoamento nos pares de diâmetro-altura em *duty cycle* de 45% e 3500 rpm no modo FF.

gens obtidas experimentalmente, como mostra a Figura 5.9. Nesse cálculo admitiu-se que a velocidade inicial da gotícula é igual a velocidade instantânea do vapor durante o modo FF.

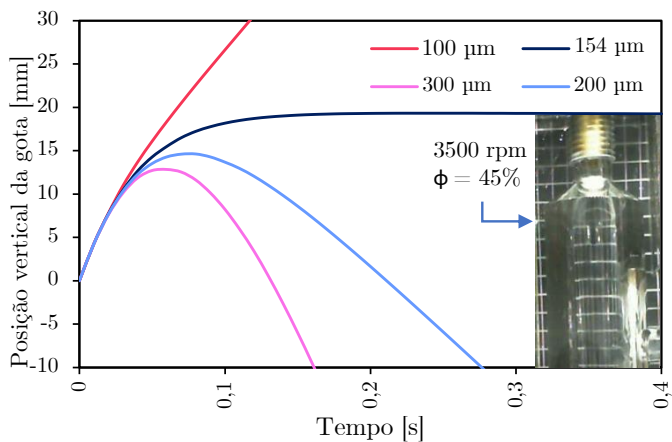
Observa-se na Figura 5.9a que gotículas maiores que $154 \mu\text{m}$ atingem uma altura máxima (z_{max}) menor do que a altura do ramal de vapor – 29 mm – e invariavelmente se sedimentam em um tempo muito mais curto do que o tempo de chaveamento, corroborando as imagens e a metodologia de dimensionamento pseudo-estacionária adotada nesse caso. Ao mesmo tempo, gotículas de $154 \mu\text{m}$, possuem um diâmetro crítico o qual configura o equilíbrio das forças de arraste, de empuxo e gravitacional e tal partícula ficaria, portanto, suspensa no interior do ramal.

A Figura 5.9b, por sua vez, mostra que mesmo gotas de tamanho considerável jamais sedimentarão na presença de forças de arraste impostas pelo vapor a essa velocidade, como já discutido

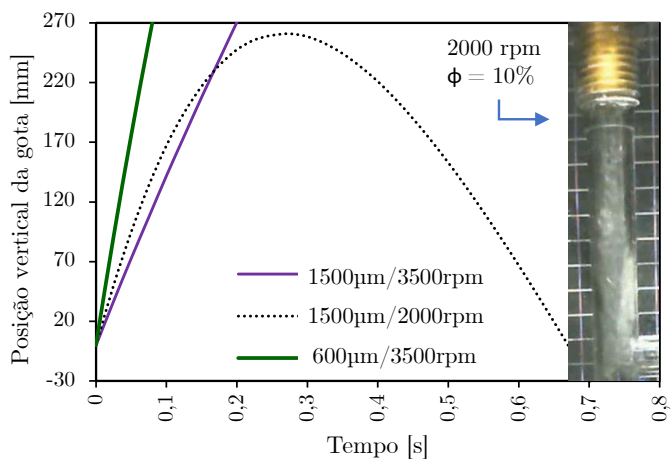
anteriormente. A figura mostra também que, mesmo em baixas rotações e *duty cycle*, porções de líquido ainda podem ser arrastadas pelo vapor devido às elevadas velocidades instantâneas do vapor, efeito este não previsto na abordagem pseudo-estacionária e claramente observado nas filmagens. Assim, a Figura 5.9b reforça a tese de que se o diâmetro não for apropriadamente dimensionado, a altura do ramal de vapor passa a ter pouco efeito na separação das fases.

Outro fenômeno observado, já mencionado na subseção 5.2.1, são os jatos de líquido incidentes sobre os ramais verticais, resultantes do aumento da força inercial do líquido e da força de arraste do vapor, no momento do chaveamento para o modo FF. Ao se chocar contra as paredes, as gotas de líquido se espalham todas as direções, inclusive na direção ascendente, como indicado na Figura 5.10.

Como os diâmetros dos separadores (1) e (3) são adequados, o vapor não gera uma força de arraste suficiente para arrastar as gotas contra a gravidade até o final do ramal de vapor, fazendo com que o líquido inicialmente dispersado se deposite na parte inferior do separador. Nesses dois separadores, a eficiência de separação do líquido é elevada, o que significa que praticamente todo o líquido é separado do fluxo de vapor. No entanto, no separador (2), o arraste é suficiente para carregar não apenas o jato de líquido proveniente do ramal de entrada, mas também grande parte do filme de líquido inicialmente sedimentado no ramal de líquido e a separação torna-se precária.



(a)



(b)

Figura 5.9 – Trajetória vertical de partículas com diferentes diâmetros no (a) separador (1) e (b) separador (2).

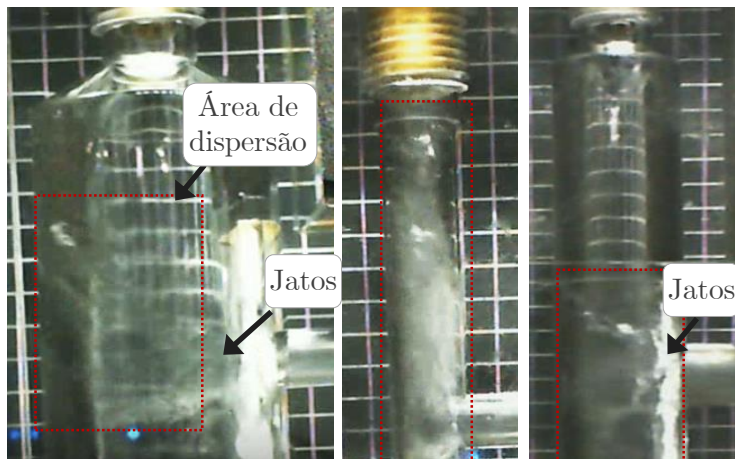
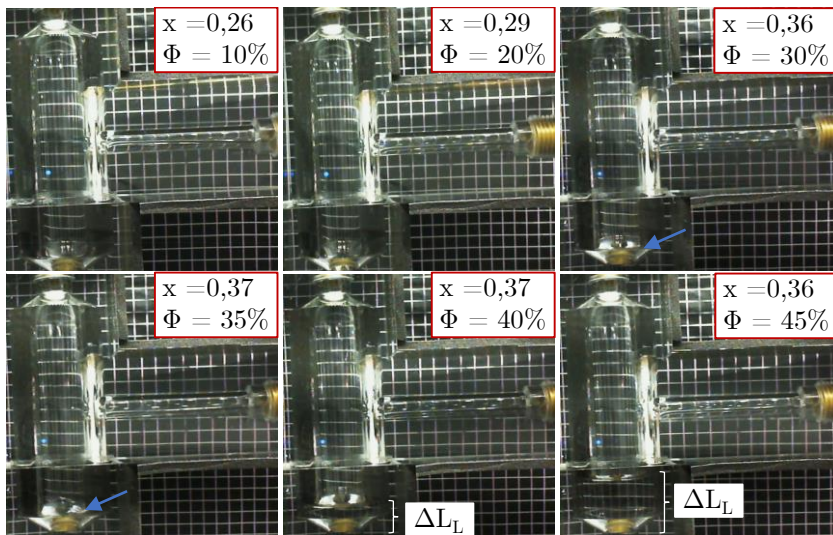


Figura 5.10 – Espalhamento de gotas causado por jatos de líquido em *duty cycle* de 10 % e 3500 rpm.

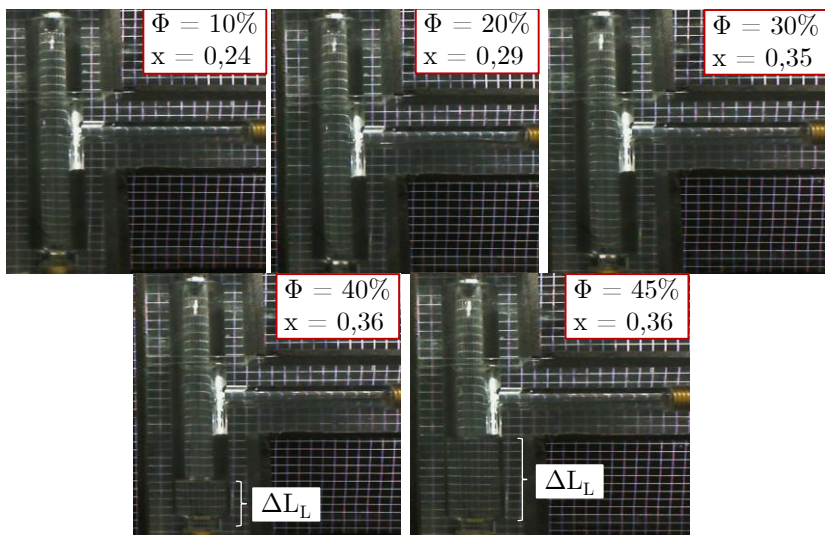
5.2.3 Ramal de líquido

A Figura 5.11 mostra o comportamento do acúmulo de líquido nos separadores (1) e (3), em função do *duty cycle* na rotação de 3500 rpm e no modo FZ. As figuras também mostram o título em cada condição. Como previsto pelo modelo, a coluna de líquido permanente só ocorre quando $\phi > x$, o que nesses casos ocorre em $\phi \geq 40\%$. Quando o *duty cycle* fica entre 30 e 35 %, observa-se um filme de líquido intermitente, permitindo ocasionais passagens de vapor através do capilar do FZ. Com o contínuo aumento do *duty cycle*, a altura da coluna de líquido aumenta, corroborando as previsões do modelo matemático.

Apesar do modelo prever corretamente a condição de aparecimento da coluna de líquido, ele não prevê satisfatoriamente a altura da coluna. Por exemplo, em $\phi \geq 45\%$ as colunas de líquido flutuam entre, aproximadamente, 15-20 mm no separador (1) e entre, aproximadamente, 30-40 mm no separador (3), como mostra a



(a)



(b)

Figura 5.11 – Influência do *duty cycle* no nível de líquido do (a) separador (1) e (b) separador (3) na rotação de 3500 rpm e no modo FZ.

Figura 5.11. Tal flutuação decorre do chaveamento entre sucções, uma vez que o acúmulo de líquido tende a aumentar enquanto o sistema está no modo FF e diminuir durante o modo FZ.

Tais flutuações de nível não são capturadas através da abordagem pseudo-estacionária utilizada. Mesmo assim, os valores previstos pelo modelo não são próximos dos indicados pelo estudo de visualização. Isso leva a crer que a vazão mássica média através do capilar do FZ diminui, não apenas devido ao tempo de chaveamento, governado pelo *duty cycle*, mas também pela diminuição expressiva da diferença de pressão entre os compartimentos com o aumento do *duty cycle*. A menor diferença de pressão dificulta a passagem do fluido através da restrição imposta pelo capilar, causando um acúmulo de líquido maior do que o previsto pelo modelo.

Outra explicação reside no transiente que ocorre imediatamente após a alteração do *duty cycle*, o qual causa a diminuição repentina da vazão do FZ e um atraso natural no sistema para restabelecer as condições de equilíbrio. É possível também que haja uma combinação do efeito da diferença de pressão e do processo de restauração do equilíbrio, o que justifica a impossibilidade da modelagem pseudo-estacionária de prever com precisão a altura da coluna de líquido.

A Figura 5.12 mostra a evolução do acúmulo de líquido no separador (2), com o aumento de *duty cycle* no modo FZ. Como o escoamento na saída pelo ramal de vapor é bifásico, não foi possível estimar o título na entrada do separador de líquido. No entanto, o nível de líquido também cresce com o aumento do *duty cycle* e, nesse caso, a coluna se torna permanente quando $\phi = 45\%$.

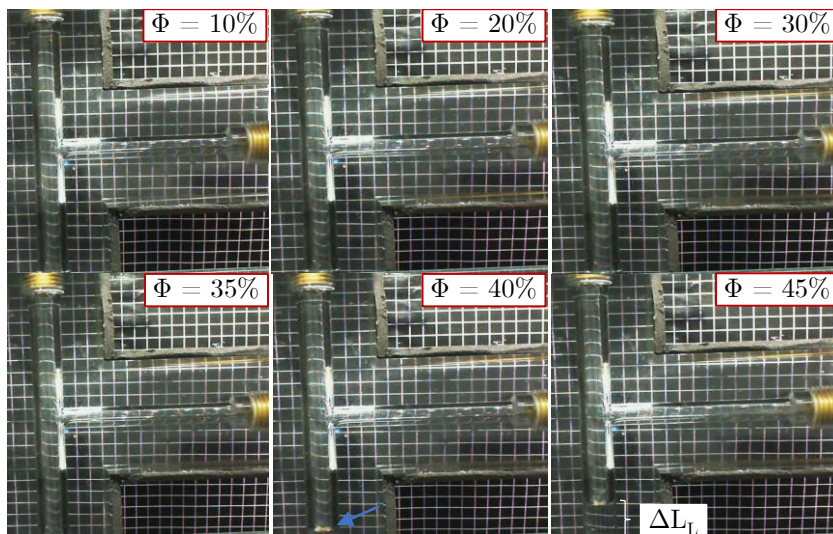
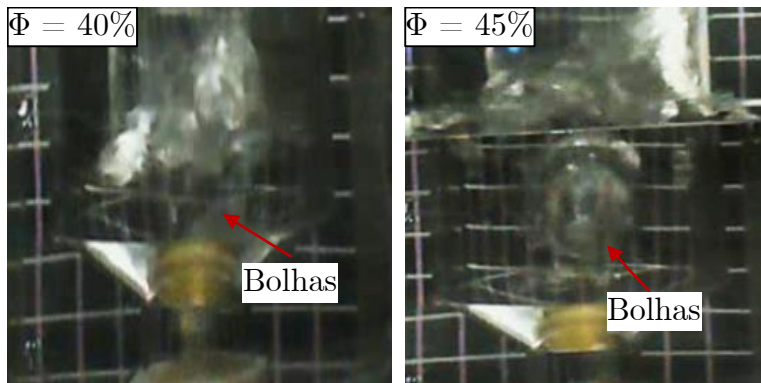


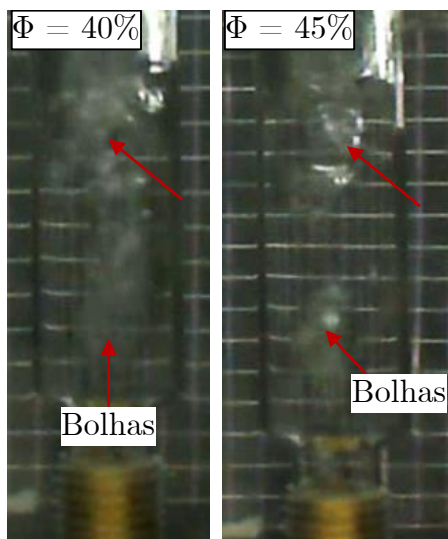
Figura 5.12 – Influência do *duty cycle* no nível de líquido do separador (2) na rotação de 3500 rpm e no modo FZ.

Outro fenômeno observado foi o movimento de bolhas na direção da interface líquido-vapor durante o modo FF. Após o chaveamento do compressor para o modo FF, parte do líquido acumulado no ramal inferior evapora devido ao abaixamento repentino da pressão, provocando o aparecimento de bolhas de tamanho considerável, como mostra a Figura 5.13.

É possível observar que, em todos os casos, as bolhas se movem do fundo do separador para a superfície livre, mesmo logo após o chaveamento para o modo FZ. Constata-se então que a desgaseificação da coluna de líquido ocorre com uma certa facilidade, como previsto pelo modelo.



(a)



(b)

Figura 5.13 – Degaseificação da coluna de líquido no (a) separador (1) e (b) separador (3) durante o modo FF.

5.3 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Nessa seção serão discutidos os principais resultados dos testes em regime permanente e de *pull-down*. Os resultados dos testes de determinação de carga são apresentados no Apêndice A. O refrigerador foi submetido a quatro testes de fluxo de calor reverso para determinar a condutância térmica global dos compartimentos. A metodologia adotada durante esses testes está descrita no Apêndice C. Foram obtidos os valores de 1,02 W/K e 0,61 W/K para os compartimentos FF e FZ, respectivamente. Os resultados experimentais são apresentados no Apêndice D.

5.3.1 Testes em regime permanente

Para verificar o impacto das diferentes geometrias na performance do sistema, foram efetuados um total de 174 testes em regime permanente, incluindo 48 testes para aferir a repetitividade do aparato experimental. Foram realizados 80 testes com o separador (1) para verificar o efeito do *duty cycle*, da rotação do compressor e da temperatura ambiente. A experiência com esses testes permitiu a realização de apenas 49 testes com o separador (2) e de 35 testes com o separador (3).

A Figura 5.14 mostra a capacidade de refrigeração do compartimento FF em um ambiente a 25 °C para o separador (1) em 3500 rpm (5.14a) e em todas as rotações testadas (5.14b). Na Figura 5.14a, a carga térmica do ambiente e a potência extra fornecidas pelas resistências elétricas (\dot{W}_r) estão representadas separadamente. A temperatura de evaporação (T_{ev}), a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do evaporador (ΔT) e as temperaturas internas (T_{avg}) também estão apresentadas nessa figura.

Como observado na Figura 5.14a, em baixos valores de *duty cycle* temperatura de referência no FF não é atingida a menos que

a rotação seja aumentada. Deve-se ressaltar ainda que os valores negativos da diferença de temperatura na entrada e saída do evaporador devem-se à queda de pressão ao longo do evaporador do FF. A Figura 5.14b mostra que a capacidade de refrigeração do compartimento FF aumenta de maneira aproximadamente assintótica com o aumento do *duty cycle*, devido à queda da pressão de evaporação do FF desse compartimento.

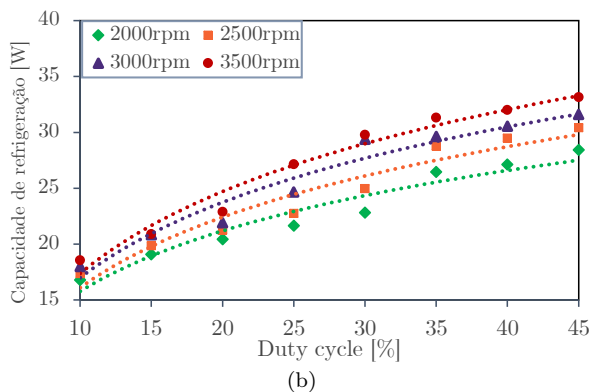
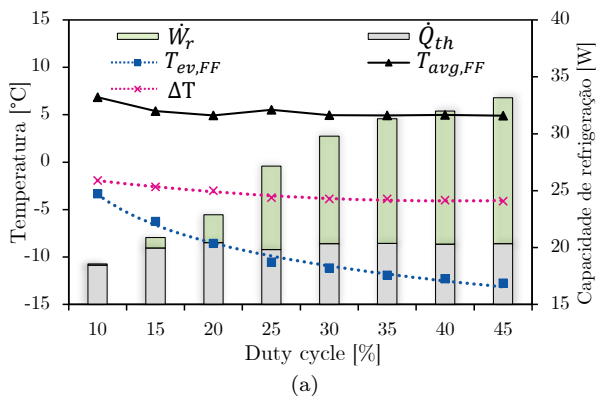


Figura 5.14 – Capacidade de refrigeração do FF com o separador (1) em função do *duty cycle* em (a) 3500 rpm e (b) várias rotações.

Da mesma maneira, a Figura 5.15 mostra a capacidade de refrigeração do FZ a 25 °C e 3500 rpm (5.15a) e nas demais rotações (5.15b). Pode -se observar que a capacidade de refrigeração é afetada principalmente pelo acúmulo de líquido no separador o qual ocorre de forma consistente a partir de $\phi = 40\%$, como mostrou o exercício de visualização apresentado na subseção anterior (Figura 5.11a).

Em baixos valores de *duty cycle*, a pressão intermediária é alta, logo, a ampla diferença de pressão entre os compartimentos estabelece o fluxo de refrigerante quase inteiramente para o FZ. No entanto, como não há líquido suficiente abastecendo o separador, uma grande quantidade de vapor flui na direção ao evaporador do FZ. Com o aumento do *duty cycle*, cai cada vez mais a diferença de pressão entre os compartimentos o que diminui a vazão mássica de refrigerante até a capacidade de refrigeração do FZ atingir um ponto mínimo. Até este momento, a coluna de líquido é intermitente e quantidades consideráveis de vapor ainda escoam através do capilar do FZ.

Em $\phi = 40\%$ o líquido passa a se acumular permanentemente no separador o que intensifica o processo de transferência de calor no evaporador do FZ, voltando a aumentar a sua capacidade de refrigeração, o que explica a tendência aproximadamente parabólica observada na Figura 5.15b. Tal tendência é mais evidente em rotações elevadas e em baixas temperaturas ambientes, devido à diminuição da diferença entre as pressões intermediária e de baixa.

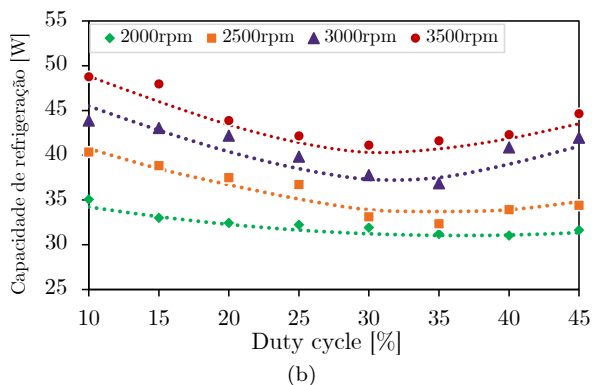
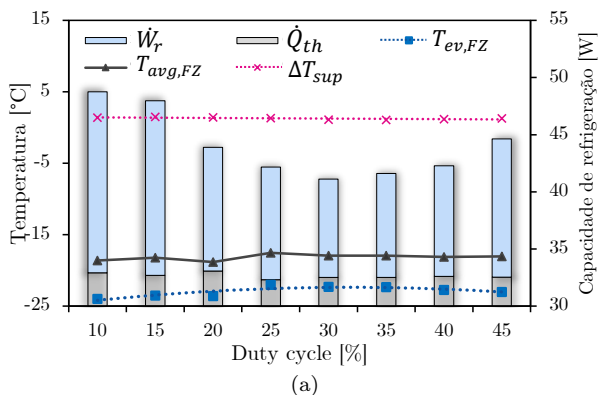


Figura 5.15 – Capacidade de refrigeração do FZ com o separador (1) em função do *duty cycle* em (a) 3500 rpm e (b) várias rotações.

A Figura 5.16 mostra a capacidade total de refrigeração total do sistema (FF+FZ) em função das rotações e do *duty cycle* para duas temperaturas ambientes. Os pontos vazios significam que nessas condições a temperatura de referência não foi atingida. Para tanto, foi estabelecida uma tolerância de, até 1 °C a mais do que a referência para cada compartimento, ou seja, até 6 °C para o FF e até -17 °C para o FZ.

Observa-se claramente que a capacidade total de refrigeração é consideravelmente afetada pela rotação e pelo *duty cycle* e portanto, pelo acúmulo de líquido no separador. Como mencionado anteriormente, em baixos valores de *duty cycle*, a capacidade do FF é baixa e, a 25 °C, ela não é sequer suficiente para atingir a temperatura de *setpoint* desse compartimento. Nesses casos, o evaporador do FZ fornece a maior parte da capacidade de refrigeração do sistema. Entretanto, conforme o *duty cycle* aumenta, a capacidade do FF cresce, equilibrando a queda da capacidade do FZ até o ponto onde essa volta a crescer devido ao selo de líquido no separador. Por outro lado, a 2000 rpm e a 25 °C, o aumento do efeito refrigerante específico causado pelo selo de líquido não é o suficiente para compensar a diminuição da vazão de refrigerante através do evaporador do FZ e o compartimento passa a não atingir as condições de referência.

O envelope de operação do sistema utilizando o separador de (1), em 3500 rpm em ambientes a 16 °C, 25 °C e 32 °C, é apresentado na Figura 5.17. As áreas hachuradas representam as regiões onde a temperatura de referência do compartimento FF não foi atingida. A Figura 5.17 mostra também os coeficientes de performance de cada compartimento e do sistema como um todo.

Constatou-se que o COP_{FF} cresce com o aumento do *duty cycle* de maneira similar ao comportamento da capacidade de refrigeração correspondente. Observa-se também que, o COP_{FZ} é consideravelmente superior ao do FF apesar da temperatura de evaporação se menor. Esse fato, aparentemente contrastante, deve-se a expansão por estágios que aumenta a capacidade de refrigeração e diminui a potência de compressão no modo FZ. Pode-se ainda observar que a medida que o *duty cycle* aumenta, o COP_{FZ} diminui até um certo ponto, a partir do qual o selo de líquido se forma dentro do separador e o COP_{FZ} passa a aumentar progressivamente.

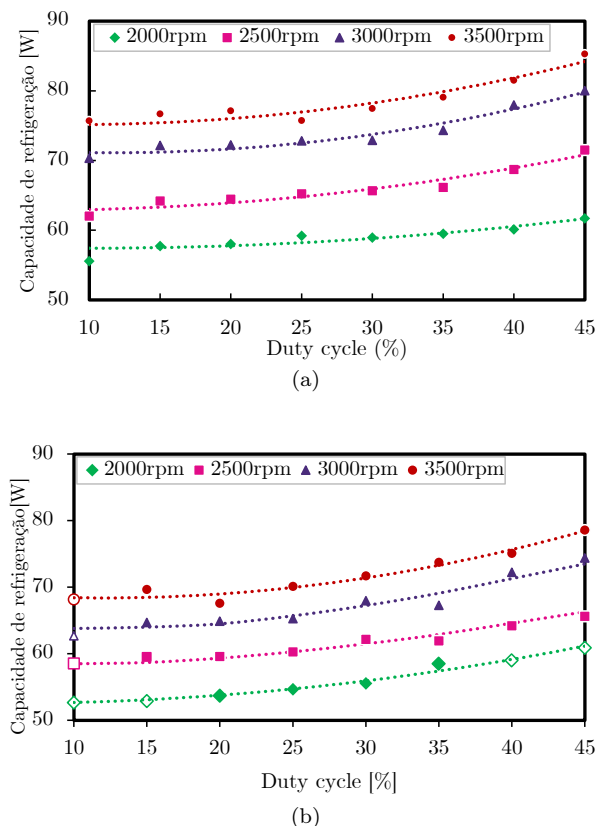


Figura 5.16 – Capacidade de refrigeração total *vs.* *duty cycle*, rotação e ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C para o separador (1).

O *duty cycle* aumenta a capacidade de refrigeração dos dois compartimentos e portanto, o COP total do sistema em todas as temperaturas ambientes avaliadas o que o torna dependente do acúmulo de líquido no separador.

Por exemplo, no ambiente a 16 °C, o COP total do sistema teve um aumento percentual máximo de aproximadamente 14 % entre o ponto de mínimo em $\phi = 25 \%$, sem selo de líquido, e o de

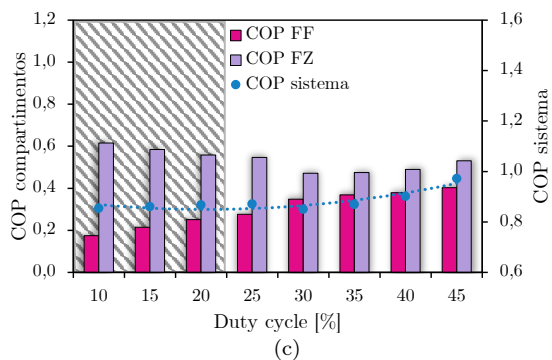
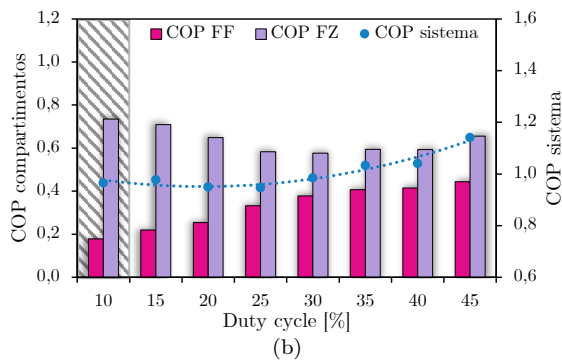
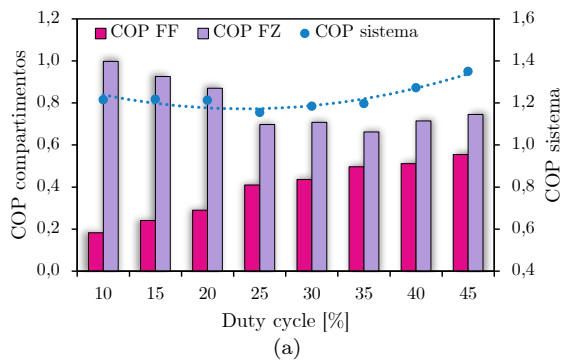


Figura 5.17 – COP e envelope de operação *vs.* *duty cycle* e temperatura ambiente para o separador (1) a) 16 °C, (b) 25 °C e (c) 32 °C.

máximo em 45 %, quando há selo de líquido. Da mesma forma, em 25 °C, ocorre um aumento máximo de cerca de 18 % entre os pontos de mínimo em $\phi = 20\%$ e máximo $\phi = 45\%$. No ambiente a 32 °C, o aumento foi de 12 %.

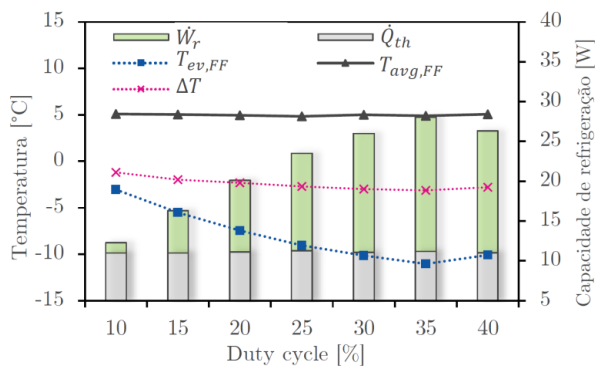
A Figura 5.17 indica ainda que, dentro do envelope de operação, as condições menos eficientes correspondem a *duty cycle* intermediários, onde a vazão através do evaporador do FZ diminui consideravelmente e ainda não há a presença de selo de líquido estável. Já as condições mais eficientes estão em valores elevados de *duty cycle*, devido à separação apropriada das fases e à presença do selo de líquido.

Como esperado, o envelope de operação diminui com o aumento da temperatura ambiente, encontrando o limite a 32 °C, quando rotações inferiores a 3500 rpm não compensam mais a carga térmica. Conclui-se também que para qualquer $\phi \geq 25\%$, o sistema atinge as condições previstas pela norma internacional ISO 15502, necessárias para comercialização do produto.

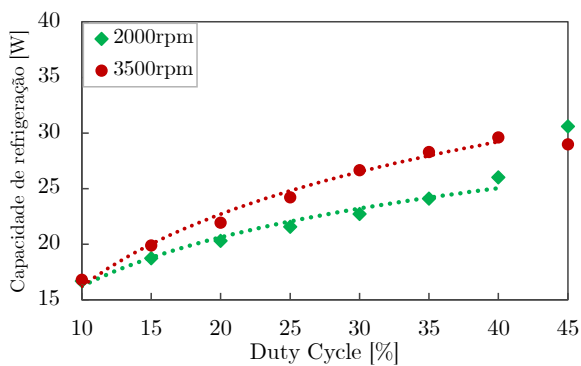
A Figura 5.18 mostra a capacidade de refrigeração do compartimento FF para o separador (2) a 25 °C. A Figura 5.18a mostra a temperatura de evaporação, temperatura média do compartimento, carga térmica, diferença de temperatura entre entrada e saída do evaporador e potência dissipada pelas resistências em função do *duty cycle* a 3500 rpm. A Figura 5.18b mostra a capacidade de refrigeração em função da rotação do compressor e do *duty cycle*.

De maneira semelhante ao separador (1), a Figura 5.18a mostra que a capacidade de refrigeração do FF aumenta assintoticamente com o *duty cycle*, de maneira oposta ao comportamento da temperatura de evaporação. Nesse caso, no entanto, o arraste de líquido causa o aumento da pressão de evaporação e uma diminuição da capacidade de refrigeração em relação ao separador (1), fazendo com que o FF só atinja o *setpoint* a partir de $\phi = 15\%$.

Além disso, a Figura 5.18b mostra um aumento brusco da capacidade em $\phi = 45\%$ e 2000 rpm. Esse efeito deve-se ao arraste excessivo de líquido que aumenta a massa de refrigerante deslocada pelo FF (já que $\rho_L \gg \rho_g$).



(a)



(b)

Figura 5.18 – Capacidade de refrigeração do FZ com o separador (2) em função do *duty cycle* em (a) 3500 rpm e (b) várias rotações.

Em 3500 rpm, a quantidade de líquido arrastada ultrapassa a capacidade do trocador de calor interno e a pressão intermediária-

ria aumenta juntamente com a temperatura de evaporação, diminuindo a capacidade de refrigeração. Tal efeito é mais evidente em $T_{amb} = 16\text{ °C}$, como ilustrado nas Figura 5.19 e 5.20, devido à menor diferença de pressão inerente à menor carga térmica imposta pelo ambiente.

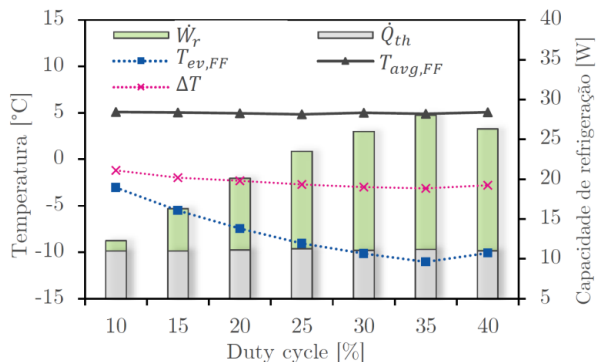


Figura 5.19 – Capacidade de refrigeração do FF a 16 °C e 3500 rpm.

A Figura 5.20 mostra a diferença entre a pressão intermediária e a pressão de baixa em função do *duty cycle* para os três separadores, a 3500 rpm. Como discutido anteriormente, o aumento do *duty cycle* aproxima a pressão intermediária da de baixa em todos os casos, porém, conforme o diâmetro do ramal de vapor diminui, mais líquido é arrastado em direção ao trocador de calor interno, aumentando a pressão intermediária e aumentando, portanto, a diferença de pressão entre os dois compartimentos. Com o incremento adicional do *duty cycle*, fica progressivamente maior a massa de líquido arrastada até o trocador de calor interno e mais crítica é a condição do separador (2). Por fim, a 16 °C e $\phi = 40\%$, o trocador de calor interno não possui capacidade suficiente para evaporar toda a massa de líquido o que aumenta ainda mais a pressão intermediária.

A Figura 5.21 mostra a temperatura na sucção do compressor,

a de evaporação e do compartimento FF em função do *duty cycle* a 16 °C e a 25 °C. Pode-se observar que, além da queda da capacidade de refrigeração em valores de *duty cycle* próximos ou superiores a 40 %, a temperatura na sucção do compressor se aproxima de valores que podem comprometer a integridade do sistema. O quadro é pior com a diminuição da temperatura ambiente, como indicado na Figura 5.21a. Em $\phi = 40\%$, a quantidade de líquido arrastada excede a capacidade do trocador de calor interno e a temperatura de sucção do compressor atinge o mesmo nível da temperatura de evaporação, impedindo, dessa maneira, incrementos adicionais de *duty cycle* para evitar um eventual golpe de líquido sobre compressor. Em 25 °C, a queda da temperatura é menos expressiva e não compromete o compressor, mas atinge valores inferiores à temperatura de orvalho (aproximadamente 14 °C a uma umidade relativa do ar de 50 %) o que pode provocar sudação na linha de sucção.

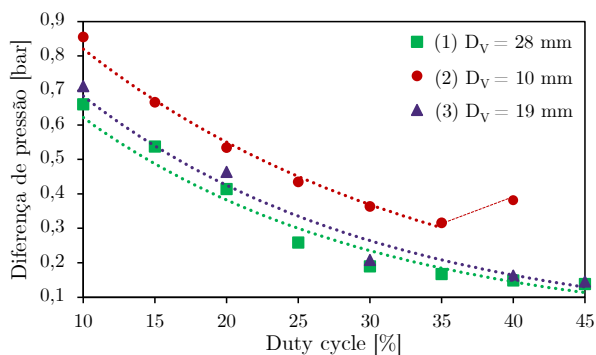


Figura 5.20 – Diferença entre a pressão intermediária e de baixa para os três separadores a 16 °C e 3500 rpm.

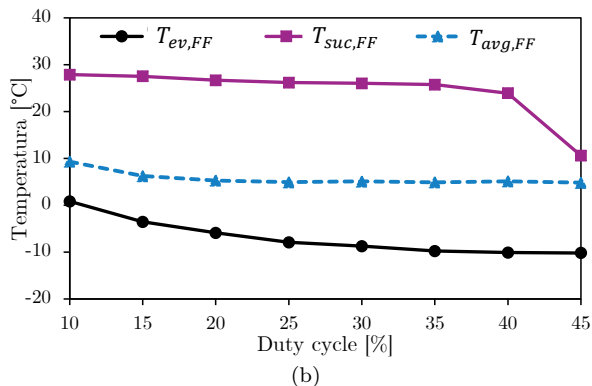
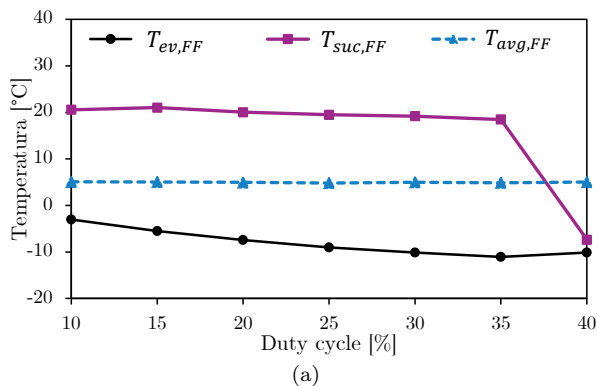
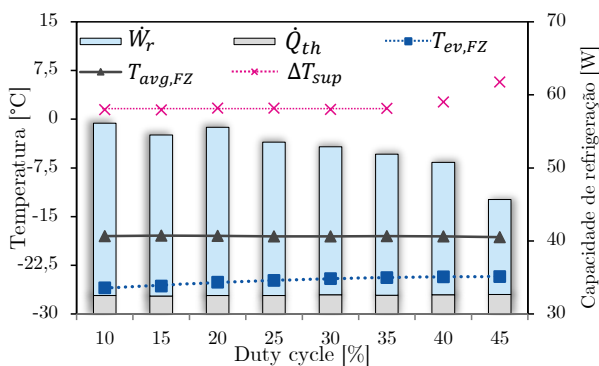


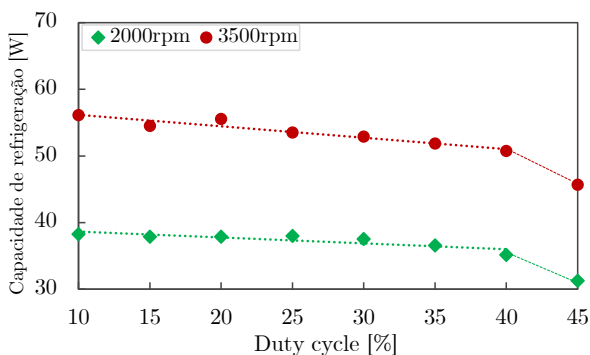
Figura 5.21 – Temperatura na linha de sucção do compressor em função do *duty cycle* a (a) 16 °C e (b) 25 °C.

A Figura 5.22 mostra a capacidade de refrigeração do FZ em função do *duty cycle* a 25 °C. A Figura 5.22a mostra também a temperatura de evaporação, o superaquecimento e a temperatura interna média do compartimento para a rotação de 3500 rpm. Pode-se observar que a maior diferença de pressão entre FF e FZ nesse separador – já apresentada na Figura 5.20 – promove o aumento da vazão através do capilar do FZ e conseqüentemente, da capacidade

de refrigeração do FZ em relação aos separadores (1) e (3).



(a)



(b)

Figura 5.22 – Capacidade de refrigeração do FZ com o separador (2) a 25 °C.

Assim, a capacidade de refrigeração do FZ cai mais suavemente e de maneira aproximadamente linear com o aumento do *duty cycle*, como ilustra a Figura 5.22, até 40 %, quando a queda da vazão mássica e o contínuo arraste do líquido pelo vapor em direção à linha de sucção do FF passam a aumentar o superaquecimento do evaporador do FZ. Em $\phi = 45 \%$, apesar do acúmulo de líquido per-

manente no separador (como mostrado na Figura 5.12), a força de arraste é elevada o suficiente para carregar toda a coluna de líquido até o trocador de calor interno, intensificando o superaquecimento do FZ e diminuindo drasticamente a capacidade de refrigeração. Portanto, o constante arraste da coluna de líquido pelo vapor em alta velocidade, não permite a acomodação do selo líquido no separador e a capacidade de refrigeração do FZ com o separador de 10 mm não segue a mesma tendência aproximadamente parabólica obtida com o separador de 28 mm.

A Figura 5.23 ilustra a capacidade total de refrigeração em 2000 rpm e 3500 rpm para ambientes a 16 e 25 °C em função do *duty cycle*. Como anteriormente mencionado, os pontos vazios representam situações onde a temperatura de referência estabelecidas nos compartimentos não foi atingida. Por outro lado, os pontos assinalados com o símbolo X indicam problemas de confiabilidade relacionadas a baixas temperaturas na sucção do compressor e ao superaquecimento do FZ.

Observou-se, mais uma vez, que o aumento da capacidade total de refrigeração do FF compensa a queda da capacidade do FZ. No entanto, como o arraste de líquido diminui a capacidade de refrigeração do FF e perturba constantemente a formação do selo de líquido, a capacidade total de refrigeração atinge um patamar aproximadamente constante. Isso indica que o *duty cycle* deixa de afetar a eficiência do sistema, passando a ter apenas um efeito modulador entre os compartimentos até atingir uma das condições limite.

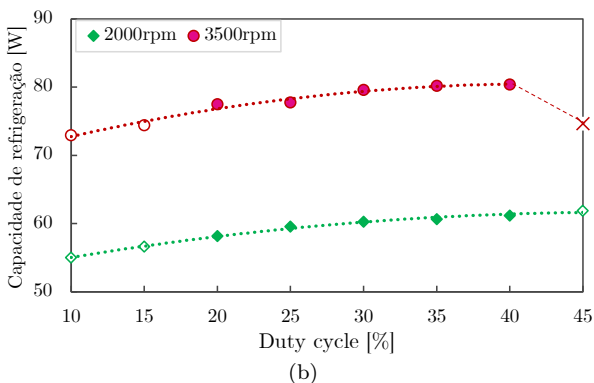
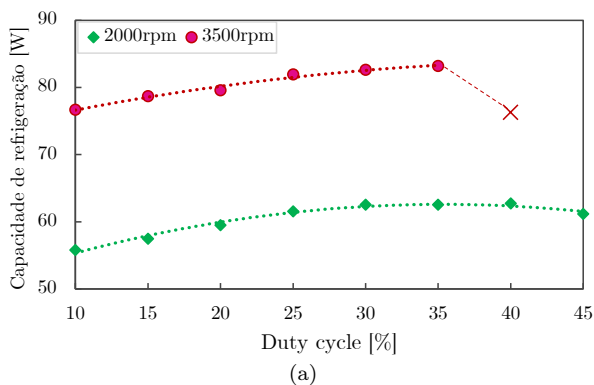


Figura 5.23 – Capacidade total de refrigeração com o separador (2) em função do *duty cycle*, rotação e ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C.

A Figura 5.23a indica que cargas térmicas baixas e rotações elevadas tem efeito antecipador nas condições limites do sistema. Em 2000 rpm, por exemplo, apesar do arraste de líquido, o trocador de calor interno ainda é capaz de evaporar o líquido mantendo assim a temperatura na sucção do compressor em valores seguros. No entanto, a 25 °C (Figura 5.23b), o superaquecimento do FZ provoca

uma perda significativa de capacidade de refrigeração e o sistema deixa de atingir o *setpoint*. Em 3500 rpm, a velocidade do vapor aumenta consideravelmente e provoca mais arraste de líquido com o aumento do *duty cycle*, comprometendo assim a integridade do sistema.

A Figura 5.24 mostra o envelope de operação e o COP do sistema e dos compartimentos em três condições ambientes distintas, similarmente ao apresentado para o separador (1). Pode-se observar, nesse caso, que a faixa de operação do sistema com esse separador torna-se reduzida, devido à queda da temperatura na sucção do compressor para *duty cycle* entre 40% a 45% e à perda de capacidade do FF. Além disso, observa-se que, com esse separador, o sistema atinge os requisitos de norma apenas na condição em $\phi = 35\%$.

O separador (3), com diâmetro do ramal de vapor igual à 19 mm e altura total de 100 mm, apresentou performance e tendências muito similares às obtidas com o separador de 28 mm e, portanto, não será discutido tão detalhadamente. Como mostrado no exercício de visualização, não foi observado arraste de líquido e o selo de líquido formou-se em $\phi = 40\%$, assim como no separador (1). Da mesma forma, o FF apresentou uma capacidade de refrigeração de tendência assintótica, enquanto o FZ apresentou capacidade de tendência aproximadamente parabólica, com valores semelhantes aos do separador (1). Os resultados mais relevantes do separador (3) são mostrados no final dessa secção, quando os três separadores são comparados.

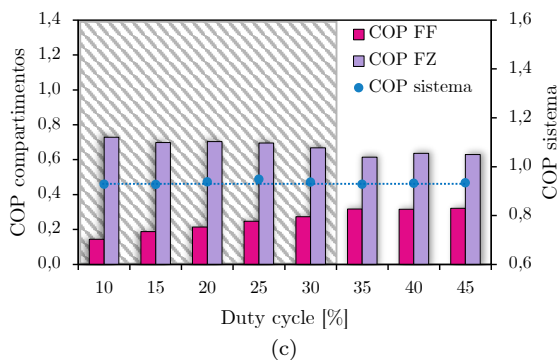
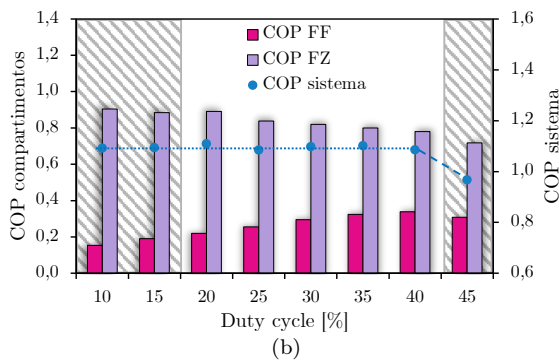
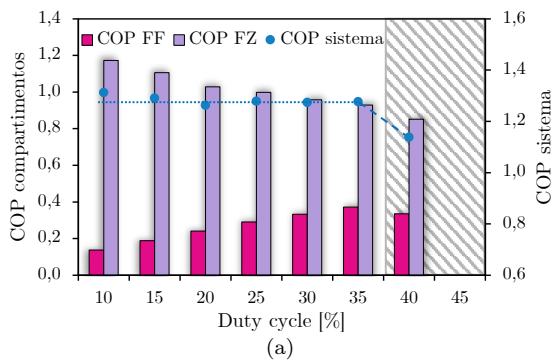


Figura 5.24 – COP e envelope de operação *vs.* *duty cycle* e temperatura ambiente para o separador (2) a) 16 °C, (b) 25 °C e (c) 32 °C.

O arraste de líquido afeta, portanto, o coeficiente de performance dos compartimentos. A Figura 5.25 mostra o coeficiente de performance do compartimento FF, para os três separadores, em função do *duty cycle*, a 3500 rpm e em temperaturas ambientes de 16 °C e 25 °C. Pode-se observar que os separadores (1) e (3) possuem aproximadamente o mesmo COP_{FF} nas duas temperaturas ambientes, enquanto o separador (2) apresenta uma queda expressiva de performance, devido à perda de capacidade provocada pelo aumento da pressão.

Por exemplo, a 16 °C (Figura 5.25a) o COP_{FF} do separador (2) é aproximadamente 22 %, em média, inferior ao dos separadores (1) e (3), atingindo uma queda máxima de 29 %. No ponto limite, a performance é até 37 % menor. Em 25 °C (Figura 5.25b), o separador (2) também apresenta uma performance inferior no FF, porém a diferença cai para, em média, 20 % dentro do envelope de operação e atinge o máximo de 32 % na condição de falha.

Observa-se também que os sistemas com os separadores (1) e (3) são muito mais sensíveis às variações de carga térmica, perdendo significativamente mais capacidade de refrigeração no FF do que a configuração com o separador (2), o que afeta diretamente o COP_{FF} . Uma explicação para tal queda de performance reside no aumento mais expressivo da razão de pressão entre a pressão intermediária e a pressão de condensação para os sistemas utilizando os separadores (1) e (3), uma vez que a pressão intermediária do sistema com o separador (2) é sempre maior. O aumento da razão de pressão causa a diminuição da vazão mássica de refrigerante e o aumento do trabalho específico de compressão, diminuindo a capacidade de refrigeração e aumentando a potência elétrica consumida pelo compressor, afetando, portanto, duplamente o coeficiente de performance.

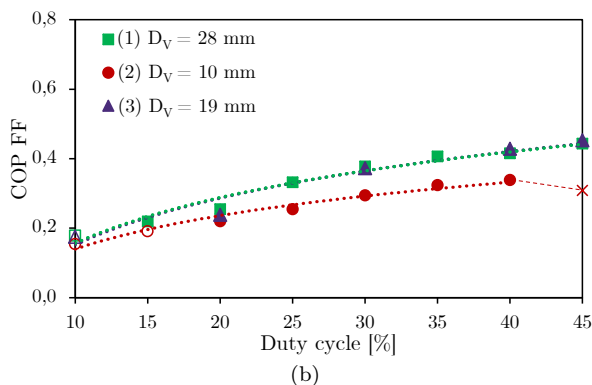
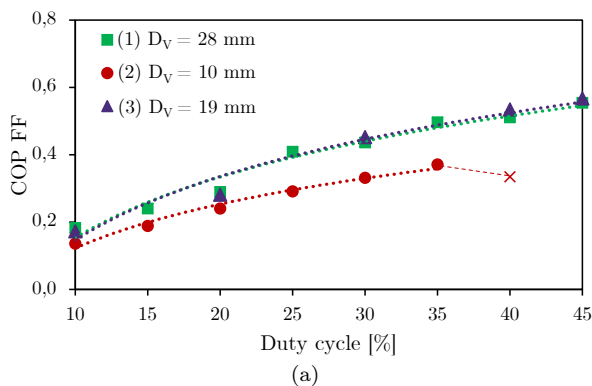


Figura 5.25 – Coeficientes de performance do FF para os três separadores, a 3500 rpm e temperatura ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C.

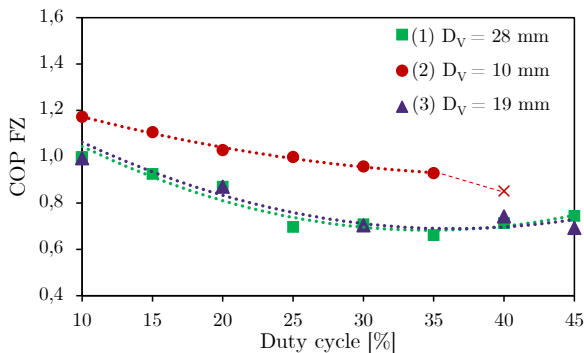
Outra razão para a conservação do COP_{FF} na configuração com o separador (2), apesar do aumento da carga térmica, pode estar no próprio arraste de líquido. Apesar do aumento da razão de pressão e da conseqüente diminuição da vazão mássica, a elevada quantidade de líquido, em baixa temperatura, arrastada para o interior do trocador de calor interno intensifica a troca térmica com o capilar do FF o que causaria a diminuição do título na entrada do

evaporador do FF. Dessa maneira, o efeito refrigerante específico do evaporador do FF aumenta, compensando a queda na vazão mássica e mantendo aproximadamente a mesma capacidade de refrigeração. Como nas geometrias maiores somente vapor atinge o trocador de calor interno, a transferência de calor é menos intensa e o sistema sofre mais com a diminuição da vazão mássica.

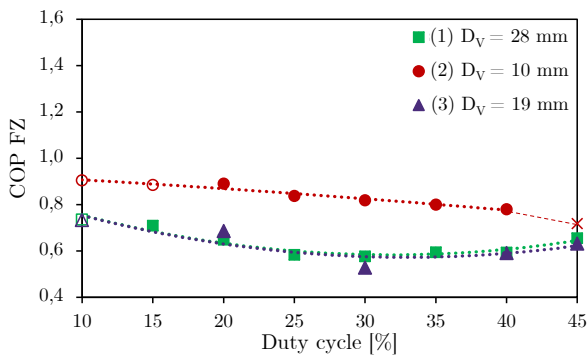
A Figura 5.26 mostra o coeficiente de performance do compartimento FZ para os sistemas com os separadores (1), (2) e (3), em função do *duty cycle*. O separador (2) apresenta uma performance expressivamente superior a dos outros separadores devido à maior capacidade de refrigeração que essa configuração fornece para esse compartimento. Tal aumento é, a 16 °C, de aproximadamente 27 % em média, em relação ao separador (1) e (3), dentro do envelope de operação, e de 41 % no ambiente a 25 °C chegando a um máximo de 55 %. Somente quando o sistema com o separador (2) falha e quando há o acúmulo permanente de líquido no separador (1) e (3) é que a performance torna-se semelhante. Além disso, enquanto os separadores (1) e (3) apresentam uma tendência de aumento do COP_{FZ} na presença do selo de líquido, o COP_{FZ} do sistema com o separador (2) cai progressivamente com o aumento do *duty cycle* devido à diminuição da capacidade de refrigeração ocasionada pela diminuição da vazão mássica e pelo aumento do superaquecimento do evaporador.

A Figura 5.27 mostra que, enquanto os sistemas com os separadores (1) e (3) possuem performances semelhantes em toda a faixa de *duty cycle* e temperatura ambiente, o sistema com o separador (2) é, de maneira geral, mais eficiente, devido ao benefício proporcionado ao FZ – compartimento que requer mais capacidade e, portanto, maior consumo de energia – mesmo em detrimento do arraste de líquido e do conseqüente aumento da pressão intermediária. Dessa forma, o COP global do sistema utilizando o separador

(2) é, em média, 11% maior do que os dos outros dois separadores dentro do seu envelope de operação.



(a)

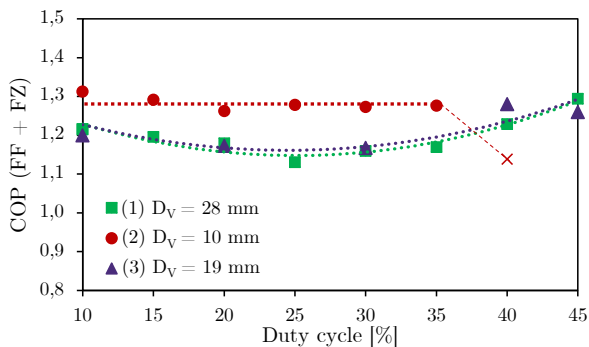


(b)

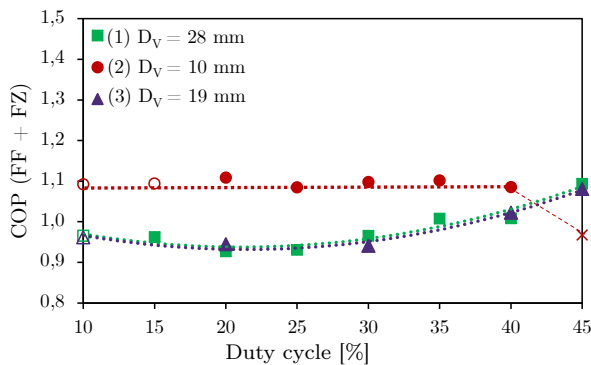
Figura 5.26 – Coeficientes de performance do FZ para os três separadores, a 3500 rpm e temperatura ambiente a (a) 16 °C e (b) 25 °C.

Além disso, ressalta-se novamente a influência significativa do acúmulo de líquido sobre os sistemas com os separadores (1) e (3) o qual promove o aumento do COP pelo aumento da capacidade de refrigeração do FZ, atingindo em $\phi = 45\%$, o mesmo patamar do

sistema com o separador (2) sem comprometer a integridade.



(a)



(b)

Figura 5.27 – Coeficientes de performance total do sistema para os três separadores, a 3500 rpm e temperatura ambiente a (a) 16°C e (b) 25°C.

Portanto, dentre as configurações analisadas, verificou-se que diâmetros muito pequenos promovem o aumento da capacidade do FZ e da performance do sistema de maneira geral. Por outro lado, eles comprometem a integridade do sistema e possuem um envelope de operação menor, devido à perda de capacidade no FF. Ge-

ometrias com diâmetros maiores ampliam a faixa de operação do sistema, asseguram a integridade e podem ter performance comparável à sistemas que apresentem arraste de líquido, caso haja a presença do selo de líquido no separador.

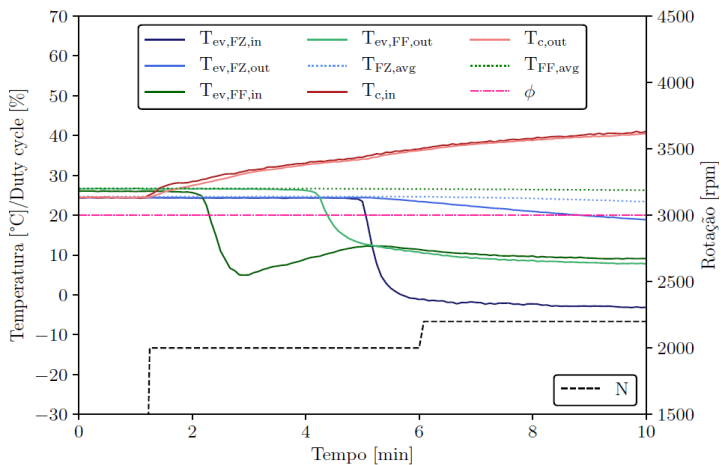
5.3.2 Testes de *pull-down*

Estes testes foram realizados para verificar um eventual impacto da geometria do separador sobre o tempo de *pull-down*. Apenas os ensaios realizados a 25 °C serão discutidos já que o comportamento nas outras temperaturas é similar.

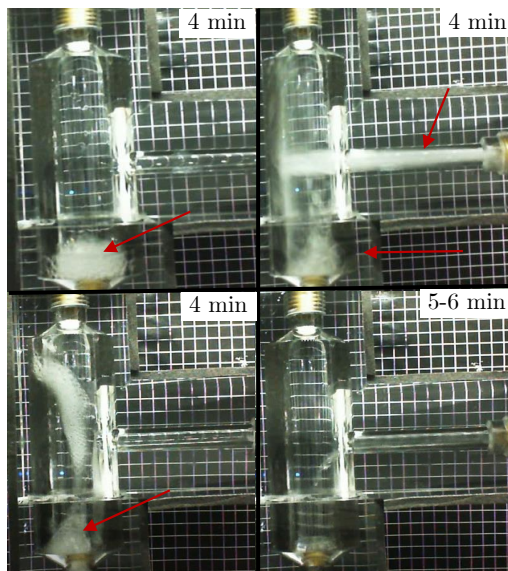
A Figura 5.28a mostra a evolução das temperaturas na entrada e saída dos evaporadores, do condensador e dos compartimentos ao longo dos 10 primeiros minutos do teste de *pull-down* com o separador (1). Essa figura mostra também a evolução da rotação e do *duty cycle* do compressor.

Durante o primeiro minuto, o produto está em equilíbrio térmico com o ar interno e externo. Após a partida do compressor, os primeiros sinais de refrigerante líquido aparecem no ramal de entrada entre 30 s e 40 s, momento no qual se observa a queda da temperatura na entrada do evaporador do FF. No entanto, o líquido evapora rapidamente no ramal de entrada, sem atingir o ramal de vapor/de líquido, pois a pressão e a temperatura são elevadas. A primeira frente de líquido atinge a seção vertical do separador aproximadamente 3 min após a partida do compressor e a temperatura de saída do evaporador do FF (entrada do separador) começa a cair.

A Figura 5.28b mostra fotos do escoamento após o aparecimento da frente de líquido no separador. Observa-se que, após o quarto minuto de operação, a temperatura elevada e o abaixamento repentino da pressão intermediária provocam a vaporização do líquido e o aumento excessivo da velocidade do vapor, originando violentos jatos de líquido. Tais jatos chocam-se contra as paredes



(a)



(b)

Figura 5.28 – (a) Temperaturas (b) e imagens dos primeiros minutos de *pull-down* a 25 °C utilizando o separador (1).

do separador e se espalham em todas as direções, como é indicado na Figura 5.28b. Após aproximadamente 5 min de operação, o superaquecimento do evaporador do FF atinge valores próximos a zero e os jatos cessam. Nesse ponto, o escoamento no separador segue inalterado até o fim do teste de *pull-down*, com líquido alimentando o evaporador do FZ e a temperatura na entrada desse componente caindo gradativamente.

Uma vez estabelecido o fluxo através do capilar do FZ, os incrementos de 200 rpm diminuem progressivamente a diferença de pressão entre os compartimentos. A Figura 5.29 mostra a evolução da rotação, do *duty cycle* e das temperaturas nos evaporadores, condensador e compartimentos durante todo o processo de *pull-down*. O FZ atinge a temperatura de referência aproximadamente 80 min após a partida do compressor, enquanto o FF exige cerca de 200 min, sem a necessidade de efetuar incrementos no *duty cycle*. Constatou-se que o processo de *pull-down* pode ser otimizado e controlado de maneira que o *duty cycle* atue conforme a necessidade de cada compartimento. Além disso, cabe investigar o efeito do tempo de incremento na rotação no tempo total de *pull-down*.

O separador (3) gerou tendências e escoamentos muito semelhantes aos do separador (1) com pouca variação no tempo de *pull-down*. Dessa maneira, os resultados do sistema utilizando o separador (3) não serão aqui discutidos.

O separador (2) também apresentou comportamento similar ao do separador (1) durante os primeiros minutos de teste. A Figura 5.30 mostra a evolução das temperaturas dos trocadores de calor e dos compartimentos juntamente com fotos obtidas durante os primeiros 10 min de operação com o separador (2).

No entanto, como já discutido na subseção 5.3.1 quantidades consideráveis de líquido são arrastadas através do ramal de vapor durante toda a operação do sistema com esse separador o que dimi-

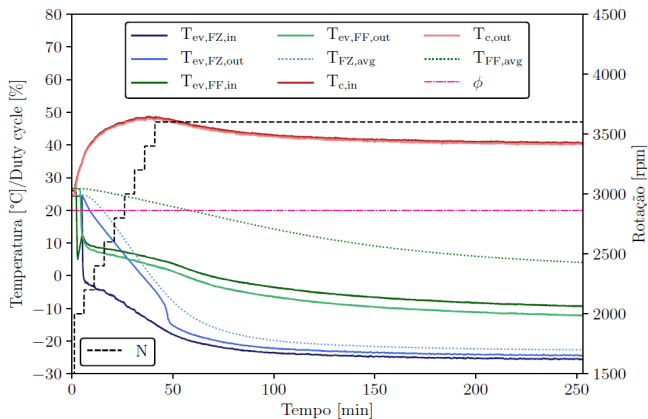
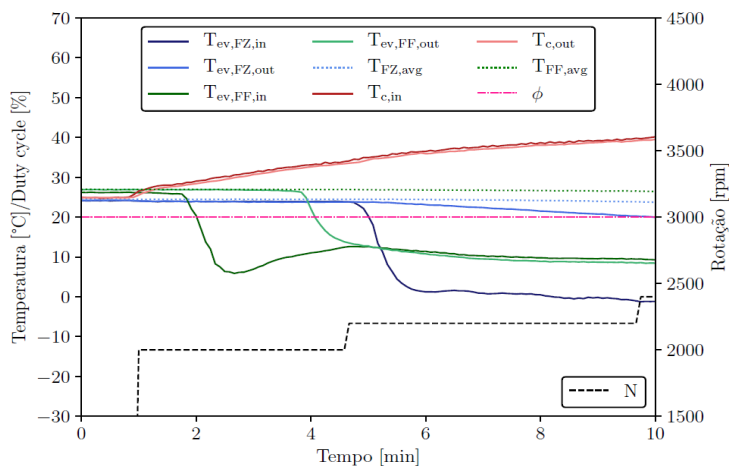
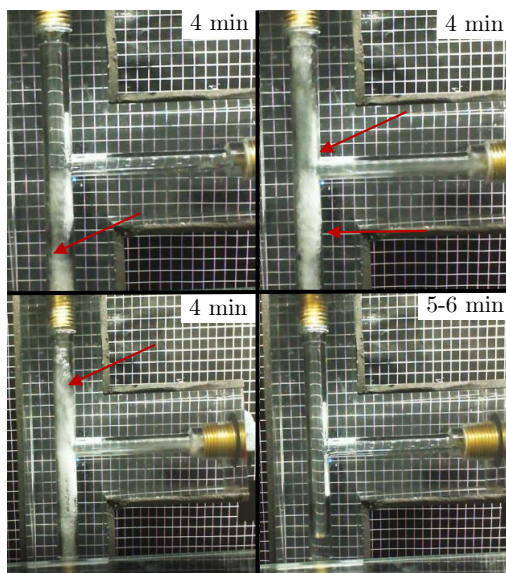


Figura 5.29 – *Pull-down* utilizando o separador (1) em ambiente a 25°C .

nui a performance do FF. A Figura 5.31 mostra que foi necessário incrementar o *duty cycle* em 10%, após o FZ atingir -18°C , para aumentar a capacidade do FF e alcançar 5°C no mesmo tempo de *pull-down* exigido pela configuração com o separador (1). Portanto, como esperado, o arraste de líquido para o trocador de calor interno tende a aumentar o tempo de *pull-down* do FF e conseqüentemente, de todo o sistema.



(a)



(b)

Figura 5.30 – (a) Temperaturas (b) e imagens dos primeiros minutos de *pull-down*, a 25 °C, utilizando o separador (2).

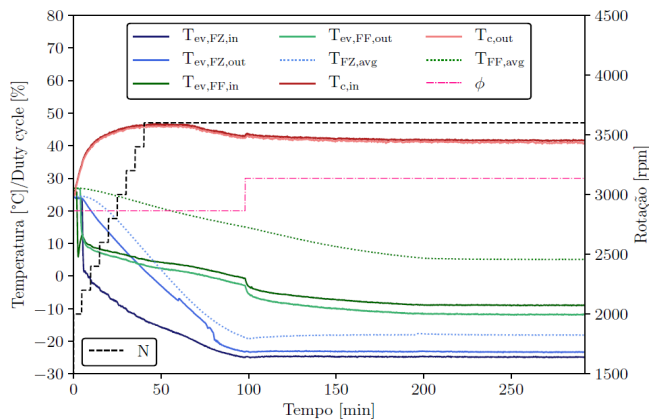


Figura 5.31 – *Pull-down* utilizando o separador (2) em ambiente a 25 °C.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho se propôs a investigar o uso de separadores de líquido em de sistemas de domésticos de refrigeração com dois evaporadores em série e um compressor de dupla sucção. Apesar do apelo por alternativas de ciclos de refrigeração mais eficientes, não há sinais na literatura de arquiteturas similares a usada nesse trabalho. A combinação de uma arquitetura inédita aliada ao uso de dois componentes nunca antes estudados em sistemas de refrigeração doméstica confere a esse trabalho um caráter motivador e inovador.

Dentro desse contexto, desenvolveu-se uma metodologia para o dimensionamento de separadores de líquido do tipo T para a arquitetura proposta. O modelo matemático é composto por três sub-modelos referentes ao ramal de entrada, ramal de vapor e de líquido. O sub-modelo do ramal de entrada calcula o diâmetro mínimo desse ramal através do critério padrão de escoamento estratificado desenvolvido por Kattan et al. (1998), utilizando como dados de entrada dados como a rotação do compressor e o título. O sub-modelo do ramal de vapor utiliza a teoria de sedimentação gravitacional livre para separar gotículas de líquido do seio da fase vapor. Esse sub-modelo é de natureza pseudo-estacionária e utiliza o diâmetro da gotícula, a rotação do compressor e o *duty cycle* como dados de entrada para calcular o diâmetro e estimar a altura do ramal. Finalmente, o sub-modelo do ramal de líquido utiliza uma abordagem pseudo-estacionária baseada na lei da conservação da massa para estimar a altura do selo de líquido e o tempo de desgaseificação, o que permite a determinação da altura e do diâmetro mínimos desse ramal.

O sub-modelo do ramal de entrada mostrou que ao aumentar a rotação do compressor ou o título, maior deve ser o diâmetro do ramal para manter o padrão de escoamento estratificado. O sub-

modelo do ramal de vapor mostrou que o diâmetro desse ramal é o parâmetro mais importante do processo de separação das fases, já que ele garante que a velocidade do vapor se mantenha inferior a velocidade terminal das gotículas de líquido. Dessa forma, o diâmetro aumenta, com o aumento da rotação do compressor, com o *duty cycle* e com a diminuição do diâmetro da gotícula. Concluiu-se também que se o diâmetro do ramal de vapor não for adequadamente dimensionado, a altura desse ramal é pouco significativa. Do sub-modelo do ramal de líquido concluiu-se que o selo de líquido só aparecerá quando o *duty cycle* for maior que o título na entrada do separador e que bolhas acima de aproximadamente 30 μm possuem um tempo de desgaseificação muito menor do que o tempo de residência da frente de líquido. Finalmente, concluiu-se que o modelo fornece dimensões mínimas apropriadas para cada ramal, dependentes das condições de operação do sistema, não havendo, portanto, uma solução única para o problema.

Um aparato experimental foi construído a partir da modificação de um refrigerador doméstico disponível no mercado. Uma seção de visualização foi instalada no *fresh food*, permitindo o monitoramento do escoamento com diversos separadores em diferentes condições de operação.

Foram utilizados diâmetro de entrada de 7 mm e 12 mm, quando se observou o padrão de escoamento estratificado na maior parte dos testes, com o sistema operando no modo FZ, corroborando, assim a abordagem usada pelo modelo. Além disso, não foram observadas gotas de líquido sendo arrastadas pelo vapor nos separadores de 19 mm e 28 mm de diâmetro do ramal de vapor, mesmo na condição mais favorável ao arraste (rotação de 3500 rpm e *duty cycle* de 45 %). No entanto, como esperado, o separador de 10 mm apresentou arraste considerável de líquido, mesmo a 2000 rpm. Essas observações experimentais, mais uma vez corroboraram as previsões

do modelo.

O dimensionamento do ramal de líquido foi eficaz para prever o aparecimento da coluna de líquido quando o *duty cycle* torna-se maior que o título na entrada do separador. O modelo também previu corretamente que bolhas de tamanho considerável atingem a interface líquido-vapor antes de serem arrastadas pela frente de líquido. No entanto, não se conseguiu estimar adequadamente a da altura da coluna de líquido e isso foi devido às variações de vazão mássica impostas pelas mudanças das condições de operação do sistema e à diminuição da diferença de pressão entre os compartimentos com o aumento do *duty cycle*, efeitos esses não capturados pelo modelo.

Experimentos foram também realizados com objetivo de investigar o efeito da geometria dos separadores sobre o desempenho do sistema de refrigeração. Tais testes indicaram que o arraste de líquido no separador de 10 mm provoca uma redução do COP_{FF} de até 29 %, dentro do envelope de operação, em relação ao separadores (1) e (3) devido ao aumento da pressão intermediária. Além disso, o uso do separador (2) coloca a integridade do sistema em risco ao permitir eventuais golpes de líquido sobre o compressor. No entanto, o arraste de líquido e o conseqüente aumento da pressão intermediária aumentam a vazão de refrigerante através do evaporador do *freezer*, aumentando o COP_{FZ} em até 55 %.

De modo geral, concluiu-se que o arraste de líquido no separador de 10 mm aumenta o COP global do sistema, em média, 11 %. Como o *freezer* requer mais capacidade e, portanto, maior consumo de energia para atingir os valores de referência, este afeta mais significativamente o COP global. Dessa maneira, mesmo em detrimento das perdas do lado do *fresh food*, o separador (2) é o que apresenta a melhor performance.

Adicionalmente, observou-se que o acúmulo de líquido nos

separadores com 19 mm e 28 mm de diâmetro aumenta significativamente a capacidade de refrigeração do *freezer* e, portanto, o COP global do sistema, devido ao aumento do efeito refrigerante específico. Em todas as temperaturas ambientes consideradas, a capacidade de refrigeração cresce com o aumento do *duty cycle*, atingindo o seu máximo em 45% sem afetar a integridade do sistema. Por outro lado, o selo de líquido não beneficia o sistema com o separador de 10 mm, pois a coluna de líquido é toda arrastada através do ramal de vapor.

Uma análise dos envelopes de operação das configurações em ambientes a 16 °C, 25 °C e 32 °C identificou que as configurações com os separadores com 19 mm e 28 mm de diâmetro podem trabalhar em faixas mais amplas de *duty cycle*. O sistema com o separador de 10 mm, por outro lado, cumpriu todos os requisitos de projeto apenas no *duty cycle* de 35% e a 3500 rpm.

Os testes de *pull down* revelaram que o separador de 10 mm necessita de incrementos no *duty cycle* para atingir tempo comparável aos sistemas com os separadores maiores. Concluiu-se também que o tempo de *pull down* dos separadores de 19 mm e 28 mm podem ser otimizados através do incremento do *duty cycle* após a temperatura de referência no *freezer*. Além disso, constatou-se que o escoamento no separador leva aproximadamente 5 min para atingir o regime permanente. Por fim, concluiu-se que o modelo matemático gerou separadores adequados para a aplicação em questão, tanto em termos de tempo de *pull down*, desempenho e integridade.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante a realização desse trabalho foram identificadas atividades que podem contribuir significativamente para a área em questão, dada a escassez de literatura. São elas:

- Confeccionar um refrigerador com a nova arquitetura, utilizando um dos separadores de líquido apontados por esse estudo, realizar testes de consumo de energia em regime cíclico e comparar com uma arquitetura de referência híbrida ou em paralelo;
- Estudar os efeitos da variação da restrição dos dispositivos de expansão e da carga de refrigerante sobre o acúmulo de líquido do separador;
- Estudar o impacto da utilização de outros tipos de evaporadores no acúmulo de líquido no separador, principalmente o evaporador do *fresh food*;
- Desenvolver um modelo transiente para o dimensionamento do separador de líquido, capaz de simular os efeitos dos capilares e capturar mudanças de vazão entre os modos FF e FZ, título na entrada do separador e outros fenômenos não previstos pela abordagem pseudo-estacionária empregada;
- Otimizar as dimensões do separador de maneira que ela seja a menor possível, sem comprometer a integridade do produto.

REFERÊNCIAS

- AICHE. **Guidelines for Pressure Relief and Effluent Handling Systems**. New York: John Wiley & Sons, 1998. 538 p.
- ALVARADO, J.; JUNGE, B.; KELECY, A. Experimental study of two-phase separators for vapor compression systems in household appliances. In: **16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. Purdue: [s.n.], 2016.
- BARBIERI, P.; JABARDO, J.; FILHO, E. B. Flow patterns in convective boiling of refrigerant r134a in smooth tubes of several diameters. In: **5th European Thermal-Sciences Conference**. [S.l.: s.n.], 2008.
- BELMAN-FLORES, J.; BARROSO-MALDONADO, J.; MUNOZ-RODRIGUEZ, A.; CAMACHO-VAZQUEZ, G. Enhancements in domestic refrigeration, approaching a sustainable refrigerator. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, p. 955–968, 2015.
- BOENG, J. **Uma metodologia para a seleção do par tubo capilar-carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos**. [S.l.: s.n.], 2012.
- CHHABRA, R. P. **Bubbles, drops and particles in Non-Newtonian fluids**. Boca Raton, FL: Taylor & Francis, 2007. 743 p.
- CHOI, S.; HAN, U.; CHO, H.; LEE, H. Review: Recent advances in household refrigerator cycle technologies. **Applied Thermal Engineering**, p. 560–574, 2018.
- EPE. **Nota técnica DEA 10/14: Consumo de Energia no Brasil - Análises Setoriais**. Rio de Janeiro, BR: [s.n.], 2014. 116 p.
- FAO. **World Economic and Social Survey - Sustainable Development Challenges**. Nova York, EUA: [s.n.], 2013. 216 p.
- GONÇALVES, J.; MELO, C.; VIEIRA, L. Experimental study of frost-free refrigerators, part i: Heat transfer through the cabinet walls. In: **INTERNATIONAL CONGRESS OF**

- MECHANICAL ENGINEERING (COBEM)**, Natal, RN, BR: [s.n.], 2000.
- GOSNEY, W. **Principles of Refrigeration**. Cambridge, UK: [s.n.], 1982.
- GPSA. Gas Processors Suppliers Association Engineering Databook**. Oklahoma: Gas Processors Suppliers Association, 2004. 820 p.
- HEO, J.; JEONG, M. W.; BAEK, C.; YONGCHAN, K. Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection. **Int. J. of Refrigeration**, p. 444–453, 2011.
- HERMES, C.; MELO, C.; T.KNABBEN, F. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. **Applied Thermal Engineering**, p. 1029–1034, 2013.
- HERMES, C. J. L. **Uma metodologia para simulação transiente de refrigeradores domésticos**. Tese (Doutorado) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.
- IBGE. **Pesquisa nacional por amostra de domicílios**. Rio de Janeiro, Brasil: [s.n.], 2015. 105 p.
- IIR. **The Role of Refrigeration in the Global Economy**. Paris, França: [s.n.], 2015. 16 p.
- INMETRO. **Guia para expressão da incerteza de medição**. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO, 2003.
- ISO15502. **International Organization for Standardization - Household refrigerating appliances - characteristics and test methods**. 2005.
- JEKEL, T. B.; REINDL, D. T. Gravity separator fundamentals and design. In: **IIR 2001 Ammonia Refrigeration Convention & Exhibition**. [S.l.: s.n.], 2001. p. 189–200.
- KARAMANEV, D. The study of free rise of buoyant spheres in gas reveals the universal behaviour of free rising rigid spheres in fluid in general. **Int. J. of Multiphase Flow**, p. 1479–1486, 2001.

KARAMANEV, D.; CHAVARIE, C.; MAYER, R. Dynamics of the free rise of a light solid sphere in liquid. **AIChE J.**, p. 1789–1792, 1996.

KARAMANEV, D.; NIKOLOV, L. Free rising spheres do not obey newton's law for free settling. **AIChE J.**, p. 1843–1846, 1992.

KATTAN, N.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 1—development of a diabatic two-phase flow pattern map. **J. Heat Transfer**, p. 140–147, 1998.

LAVANIS, M.; HAIDER, I.; RADERMACHER, R. Experimental investigation of an alternating evaporator duty refrigerator/freezer. **ASHRAE Tran.**, p. 1103–1111, 1998.

MANDHANE, J.; GREGORY, G.; AZIZ, K. A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes. **Int. J. of Multiphase Flow**, p. 537–553, 1974.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. **Unit Operations of Chemical Engineering**. New York: McGraw-Hill, 1993. 1130 p.

MELLO, I. Q. de. **Análise teórico-Experimental de separadores de fases para refrigeração doméstica**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.

MILOSEVIC, A. S. **Flash gas bypass concept utilizing low pressure refrigerants**. Dissertação (Mestrado) — University of Illinois, 2010.

MOHAMMED, M.; SOLIMAN, H.; SIMS, G. Conditions for complete phase separation in an impacting tee junction at various inclinations of outlet arms. **Int. J. of Multiphase Flow**, p. 66–72, 2012.

NARHI, L. O.; SCHMIT, J.; BECHTOLD-PETERS, K.; SHARMA, D. Classification of protein aggregates. **Journal of Pharmaceutical Sciences**, p. 493–498, 2012.

NASR, M.; AKHAVAN-BEHABADI, M.; MOMENIFAR, M.; HANAFIZADEH, P. Heat transfer characteristic of r-600a during

- flow boiling inside horizontal plain tube. **Int. Communications in Heat and Mass Transfer**, p. 93–99, 2015.
- PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's chemical engineer's handbook**. Nova York, EUA: McGraw-Hill, 2008. 2704 p.
- PROCEL. **Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética**. 2017. Disponível em: <<http://www.procelinfo.com.br/main.asp>>.
- ROUHANI, Z.; AXELSSON, E. Calculation of volume void fraction in the subcooled and quality region. **Int. J. Heat Mass Transfer**, p. 383–393, 1970.
- SEADER, J.; HENLEY, E. J.; ROPER, K. D. **Separation Process Principles: Chemical and biochemical operations**. EUA: John Wiley & Sons, 2011. 821 p.
- THOME, J. R.; HAJAL, J. el. Two-phase flow pattern map for evaporation in horizontal tubes: Latest version. **Heat Transfer Engineering**, p. 3–10, 2003.
- TUO, H.; HRNJAK, P. Experimental study of refrigerant two phase separation in compact vertical t-junction. **ASHRAE Tran.**, p. 672–680, 2012.
- TUO, H.; HRNJAK, P. Flash gas bypass in mobile air conditioning system with r-134a. **Int. J. of Refrigeration**, p. 1869–1877, 2012.
- TUO, H.; HRNJAK, P. Vapor-liquid separation in a vertical impact t-junction for vapor compression systems with flash gas bypass. **Int. J. of Refrigeration**, p. 189–200, 2014.
- U.S.DOE. **Energy Star**. 2017. Disponível em: <<http://www.energystar.gov>>.
- VILLERMAUX, E.; BOSSA, B. Single-drop fragmentation determines size distribution of raindrops. **Nature Physics**, p. 697–702, 2009.
- WANG, X.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using r410a as a refrigerant. **Int. J. of Refrigeration**, p. 1442–1451, 2009.

- WON, S.; JUNG, D.; RADERMACHER, R. An experimental study of the performance of a dual-loop refrigerator/freezer system. **Int. J. of Refrigeration**, p. 411–416, 1994.
- XU, X.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using r410a as a refrigerant. **Int. J. of Refrigeration**, p. 402–415, 2011.
- YANG, M.; JUNG, C. W.; KANG, Y. T. Development of high efficiency cycles for domestic refrigerator-freezer application. **Energy**, p. 2258–2266, 2015.
- YANG, Z.; GONG, M.; CHEN, G.; ZOU, X.; SHEN, J. Two phase flow patterns, heat transfer and pressure drop characteristics of r600a during flow boiling inside a horizontal tube. **Applied Thermal Engineering**, p. 654–671, 2017.
- YOON, W. J.; JUNG, H. W.; CHUNG, H. J.; KIM, Y. Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer. **Int. J. of Refrigeration**, p. 216–224, 2011.
- YOON, W. J.; SEO, K.; CHUNG, H. J.; KIM, Y. Performance optimization of dual-loop cycles using r-600a and hydrocarbon mixtures designed for a domestic refrigerator-freezer. **Int. J. of Refrigeration**, p. 1657–1667, 2012.
- ZIMMERMAN, A. J. P.; MONTAGNER, G. P.; GONCALVES, J. M. Patente, **Refrigeration system with intermediate pressure vapor supply**. 2014.
- ZURCHER, O.; FAVRAT, D.; THOME, J. R. Development of a diabatic two-phase flow pattern map for horizontal flow boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, p. 291–301, 2002.

APÊNDICES

Apêndice A – DETERMINAÇÃO DE CARGA DE REFRIGERANTE

O ponto de equilíbrio e o comportamento de um sistema de refrigeração doméstica é consideravelmente dependente da quantidade de fluido refrigerante presente no circuito. Como o refrigerador foi modificado, tornou-se necessário determinar a carga ótima de refrigerante para cada geometria de separador considerada.

Como não há um procedimento consolidado para a determinação da carga para esse tipo de arquitetura, quatro critérios foram utilizados como referência: (i) Temperatura na sucção do compressor no modo FF e no (ii) modo FZ maiores que a temperatura de orvalho a 50 % de umidade relativa, (iii) superaquecimento do evaporador do FZ inferior a 2 °C e (iv) subresfriamento próximo a 0 °C. Os testes de ajuste de carga foram realizados em uma câmara com temperatura controlada a 25 °C, com o compressor e o ventilador operando ininterruptamente até o regime permanente. O teste inicia com a adição de uma carga inicial de refrigerante. Aumentos progressivos são então realizados pelo experimentador de acordo com a necessidade.

Para o sistema com o separador de 28 mm identificou-se uma carga ótima de 56g, como é indicado na Tabela A.1.

Tabela A.1 – Dados experimentais do separador (1) com a carga de 56 g de fluido refrigerante.

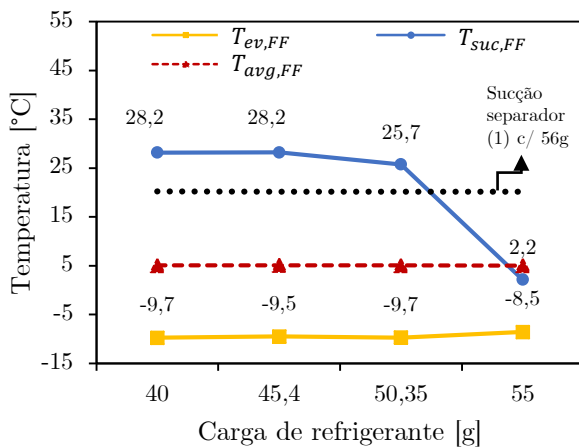
		$\phi = 10\%$	$\phi = 45\%$
Sucção do FF	°C	25,8	25,7
Sucção do FZ	°C	16,0	30,1
Subresfriamento	°C	0,4	1,0
Superaquecimento do FZ	°C	1,4	1,3

Para determinar uma carga comparável ao sistema com o separador (1) e minimizar o número de testes, escolheu-se o valor de

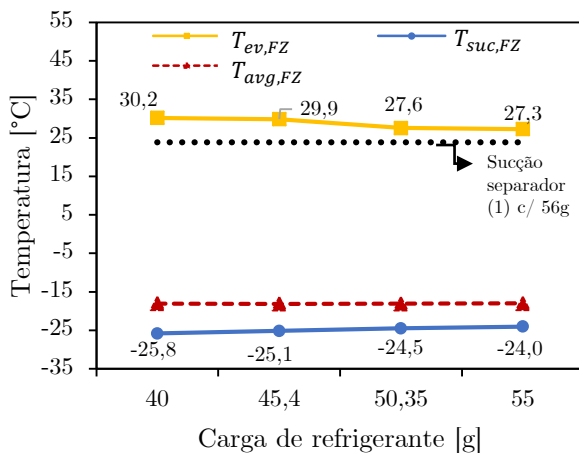
duty cycle de referência de $\phi = 35\%$ – condição com a menor temperatura de sucção do compressor no modo FF – para ajustar os outros dois sistemas. Novamente, o procedimento começa com uma carga inicial e adiciona-se carga até as variáveis de interesse atinjam um patamar semelhante ao do sistema com o separador (1).

Para esclarecer o procedimento de determinação de carga de refrigerante para os outros separadores, mostra-se na Figura A.1, os resultados obtidos com o separador de 10 mm. Tal figura mostra a temperatura na sucção do compressor, evaporação e do compartimento da carga de fluido refrigerante nos compartimentos FF (A.1a) e FZ (A.1b), a 3500 rpm e $\phi = 35\%$. A figura também mostra, na linha pontilhada, a temperatura de sucção do compressor obtida para o sistema com o separador (1) com 56 g nas mesmas condições.

A Figura A.2 mostra o resultados do ajuste do sistema das variáveis subresfriamento (A.2a) e superaquecimento (A.2b) com o separador (2) em comparação com as do separador (1) com 56 g nas mesmas condições. Ao analisar as Figuras A.1 e A.2, concluiu-se que para esse sistema, a carga de refrigerante que proporcionou as melhores condições de operação foi a de 50,35 g. O mesmo procedimento foi adotado para o separador 3 e obteve-se uma carga de 52,22 g de R-600a.



(a)



(b)

Figura A.1 – Teste de determinação de de carga a 3500 rpm e *duty cycle* de 35% com o separador (2) no (a) FF e (b) FZ.

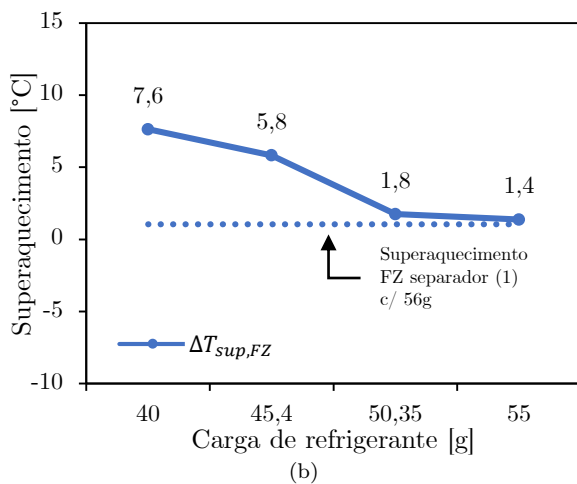
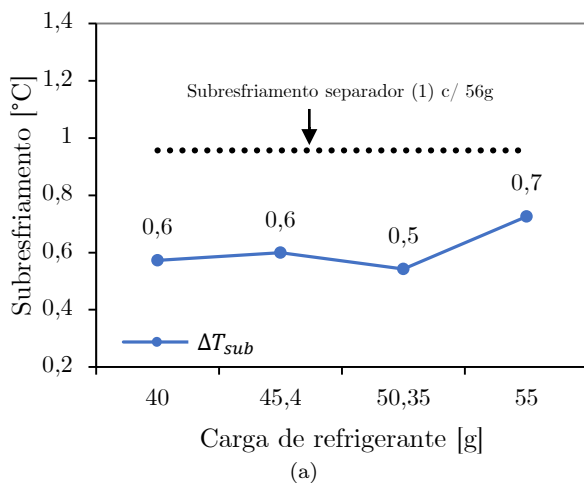


Figura A.2 – Teste de determinação de carga a 3500 rpm e *duty cycle* de 35% com o separador (2) no (a) subresfriamento (b) superaquecimento do FZ.

Apêndice B – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Neste apêndice descreve-se o cálculo das incertezas relativas de medição das principais variáveis utilizadas nesse trabalho. O processo de cálculo das incertezas expandidas segue as recomendações do guia do INMETRO (2003) e do trabalho de Boeng (2012). Assim, as variáveis foram divididas entre as medidas diretamente e indiretamente.

As variáveis medidas diretamente são aquelas obtidas por um instrumento de medição. Como exemplos, destacam-se as temperaturas, as pressões e as potências do compressor e das resistências elétricas. A incerteza combinada de uma variável y é calculada através da combinação da incerteza do sistema de medição, u_s , e a incerteza padrão das observações, u_o , conforme apresentado na Equação B.1.

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

Caso os parâmetros sejam invariáveis com o tempo, a incerteza padrão da média de n pontos, u_o , é calculada através do desvio padrão da média das n amostras:

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

As variáveis medidas indiretamente são aquelas derivadas de duas ou mais medições experimentais. Como exemplos, tem-se a capacidade de refrigeração, o coeficiente UA do gabinete e o COP. Assumindo que não há correlação entre as grandezas medidas para determinar a variável desejada, o cálculo da incerteza combinada propagada, u_c , é dado por:

$$u_c(y) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{B.3})$$

Onde y é a variável medida indiretamente, x_i são as variáveis utilizadas no cálculo de y e $u(x_i)$ são as incertezas calculadas individualmente através da Equação B.1.

Finalmente, a incerteza expandida, U , é calculada por meio da multiplicação da incerteza combinada pelo fator de Student, k_{st} , o qual foi considerado 2,32 para 95% de probabilidade:

$$U = k_{st}u_c(y) \quad (\text{B.4})$$

A Tabela B.1 mostra a máxima incerteza expandida das principais variáveis do problema.

Tabela B.1 – Incerteza expandida máxima e média para as principais variáveis.

	Incerteza máxima		Incerteza Média	
Capacidade de refrigeração	3,3 W	4,8 %	2,5 W	4,0 %
Coefficiente de performance	0,11	5,4 %	0,07	4,6 %

A Figura B.1 encontram-se as incertezas expandidas do COP e da capacidade de refrigeração para os ensaios experimentais a 25 °C e 3500 rpm para os três diferentes separadores em função do *duty cycle*.

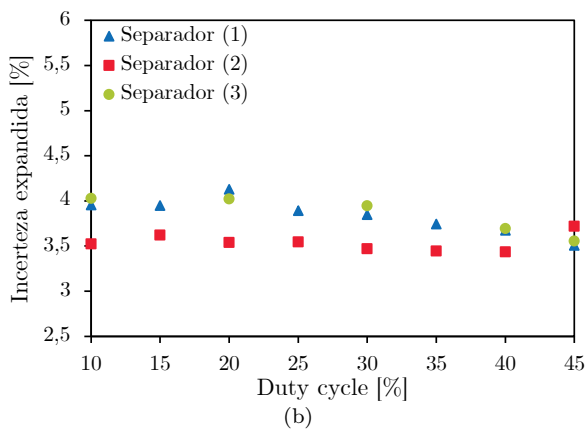
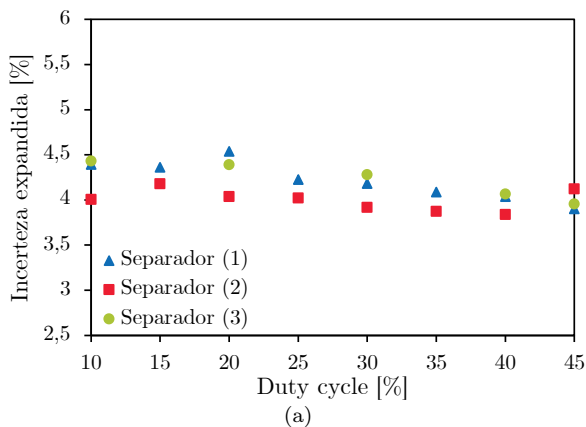


Figura B.1 – Incerteza expandida do (a) COP e (b) capacidade de refrigeração a 25 °C e 3500 rpm vs. *duty cycle*.

Apêndice C – TESTES DE FLUXO DE CALOR REVERSO

Para determinar a capacidade de refrigeração do sistema em regime permanente, é preciso calcular a carga térmica imposta ao refrigerador. Medir a transferência de calor através das paredes, das gaxetas e pela infiltração de ar é, na prática, complicado (HERMES, 2006). Portanto, optou-se por determinar as condutâncias globais (UA) de cada compartimento, através de testes de fluxo de calor reverso.

O teste de fluxo de calor reverso é baseado na metodologia utilizada por Gonçalves et al. (2000) para determinar a transferência de calor através do isolamento térmico retornando as condutâncias globais dos compartimentos. Nesses testes, o refrigerador é posicionado no interior de uma câmara climatizada. Resistências elétricas são instaladas estrategicamente no interior dos compartimentos, de forma a minimizar a estratificação das temperaturas internas, com o objetivo de dissipar calor de forma controlada, por meio de controladores PID. O refrigerador é mantido desligado e o ventilador do FZ é mantido ligado durante todo o teste.

Após atingido o regime permanente, são aplicados os princípios da conservação da energia no volume de controle indicado na Figura C.1. É preciso ressaltar que a condutância global é apenas referente ao gabinete e que a transferência de calor através das linhas de média, alta e baixa pressão, externas ao produto, não puderam ser estimadas.

A equação da conservação da energia fornece, então:

$$\begin{aligned} -UA_{ff}(T_{ff} - T_{amb}) - UA_{fz}(T_{fz} - T_{amb}) + \\ \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{ff} + \dot{W}_{fz} = 0 \end{aligned} \quad (C.1)$$

Os parâmetros UA_{ff} e UA_{fz} foram obtidos através do método dos mínimos quadrados e obteve-se, respectivamente, os va-

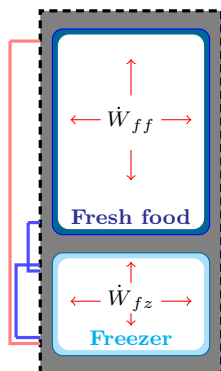


Figura C.1 – Volume de controle do teste de UA.

lores de 1,02 W/K e 0,61 W/K a partir dos dados apresentados na Tabela C.1.

Tabela C.1 – Dados experimentais dos testes de fluxo de calor reverso.

		Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
Temperatura ambiente	°C	19,9	19,6	19,6	19,8
Temperatura do FF	°C	50,3	21,6	25,1	49,2
Temperatura do FZ	°C	27,9	49,8	50,2	33,6
Potência do ventilador	W	6,6	6,6	6,6	6,6
Resistência do FF	W	29,3	0	2,3	29,4
Resistência do FZ	W	0	14,4	14,5	2,6

Apêndice D – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nas tabelas contidas nesse apêndice estão listados os resultados das principais variáveis dos 174 testes em regime permanente realizados nesse trabalho.

Tabela D.1 – Resultados dos testes 1 a 17.

ID**	Entradas				Saídas				\dot{W}_k	\dot{W}_{ff}	\dot{W}_{fz}	P_{ff}	P_{fz}	P_{des}
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$						
1-16-2000-10	-18,1	4,9	16,0	-4,7	-23,7	-5,6	-22,6	14	2	28	1,22	0,56	4,38	
1-16-2000-15	-18,1	5,3	16,1	-5,6	-23,8	-7,3	-22,9	13	5	29	1,11	0,56	4,42	
1-16-2000-20	-17,9	5,4	16,0	-6,5	-23,4	-8,5	-22,4	12	7	29	1,02	0,57	4,45	
1-16-2000-25	-18,1	5,1	16,1	-7,8	-23,0	-10,1	-22,1	11	9	30	0,95	0,58	4,48	
1-16-2000-30	-18,1	5,0	16,1	-10,8	-22,0	-14,0	-21,2	5	15	29	0,80	0,62	4,49	
1-16-2000-35	-18,0	5,0	16,1	-11,5	-21,9	-14,8	-21,1	3	17	29	0,77	0,62	4,50	
1-16-2000-40	-18,3	4,8	16,1	-12,2	-22,1	-15,5	-21,3	2	18	29	0,75	0,62	4,48	
1-16-2000-45	-17,8	5,1	16,0	-12,2	-22,3	-15,6	-21,4	4	19	29	0,73	0,61	4,46	
1-16-2000-15-r	-18,0	5,1	16,1	-5,8	-22,6	-7,7	-21,6	11	5	29	1,16	0,60	4,18	
1-16-2000-30-r	-17,9	4,9	16,1	-8,8	-21,9	-11,8	-21,1	8	12	30	0,96	0,62	4,26	
1-16-2500-10	-17,7	5,1	16,1	-4,9	-23,7	-6,0	-22,6	20	3	37	1,22	0,56	4,38	
1-16-2500-15	-18,1	5,2	16,2	-6,3	-23,8	-8,2	-22,9	18	7	38	1,11	0,56	4,42	
1-16-2500-20	-18,1	4,8	16,1	-7,7	-23,4	-10,1	-22,4	17	8	38	1,02	0,57	4,45	
1-16-2500-25	-18,0	5,0	16,1	-8,9	-23,0	-11,6	-22,1	14	11	38	0,95	0,58	4,48	
1-16-2500-30	-18,0	4,9	16,1	-11,6	-22,0	-15,1	-21,2	9	17	38	0,80	0,62	4,49	
1-16-2500-35	-18,0	4,8	16,1	-12,2	-21,9	-15,8	-21,1	8	18	38	0,77	0,62	4,50	
1-16-2500-40	-18,0	4,9	16,1	-12,7	-22,1	-16,3	-21,3	9	20	38	0,75	0,62	4,48	

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição

Tabela D.2 – Resultados dos testes 18 a 37.

ID**	Entradas				Saídas				\dot{W}_k	\dot{W}_{ff}	\dot{W}_{fz}	\dot{W}_{jf}	P_{ff}	P_{fz}	P_{des}
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,jf}$							
1-16-2500-45	-17,9	5,0	16,1	-12,9	-22,3	-16,7	-21,4	11	21	38	0,73	0,61	4,46		
1-16-2500-30-r	-18,1	5,2	16,1	-9,7	-23,0	-13,2	-22,1	13	15	39	0,90	0,59	4,55		
1-16-2500-45-r	-18,0	5,0	16,1	-12,9	-22,2	-17,3	-21,3	9	23	38	0,73	0,61	4,52		
1-16-3000-10	-18,1	5,1	16,2	-5,3	-25,1	-6,6	-24,1	27	4	46	1,20	0,51	4,58		
1-16-3000-15	-18,0	5,0	16,2	-7,0	-24,8	-9,0	-23,7	26	7	47	1,07	0,52	4,64		
1-16-3000-20	-18,2	5,0	16,3	-8,5	-24,5	-11,0	-23,5	22	10	48	0,97	0,53	4,70		
1-16-3000-25	-18,0	5,1	16,2	-9,6	-24,1	-12,7	-23,1	20	13	48	0,90	0,55	4,72		
1-16-3000-30	-18,0	5,1	16,3	-11,9	-23,0	-15,8	-22,1	14	19	49	0,77	0,58	4,74		
1-16-3000-35	-17,9	5,0	16,2	-12,5	-23,0	-16,5	-22,1	14	20	49	0,74	0,58	4,75		
1-16-3000-40	-18,0	5,0	16,2	-13,0	-23,4	-17,1	-22,4	16	22	48	0,72	0,57	4,70		
1-16-3000-45	-17,9	5,0	16,3	-13,4	-23,5	-17,5	-22,4	18	23	47	0,70	0,56	4,68		
1-16-3000-35-r	-18,0	4,9	16,2	-12,7	-23,0	-17,1	-22,1	13	22	49	0,74	0,58	4,77		
1-16-3000-45-r	-18,0	4,8	16,3	-13,5	-23,5	-18,2	-22,4	16	24	48	0,70	0,57	4,70		
1-16-3500-10	-18,0	4,9	16,3	-5,9	-25,7	-7,4	-24,6	31	4	54	1,15	0,49	4,74		
1-16-3500-15	-18,0	5,0	16,3	-7,4	-25,4	-10,0	-24,2	28	9	55	1,04	0,50	4,82		
1-16-3500-20	-18,2	4,8	16,3	-9,2	-25,0	-12,0	-24,0	26	11	56	0,93	0,52	4,86		
1-16-3500-25	-18,1	5,0	16,3	-11,0	-23,8	-15,4	-22,7	17	19	57	0,81	0,55	4,92		
1-16-3500-30	-17,9	4,9	16,3	-12,4	-23,7	-16,4	-22,8	18	20	57	0,75	0,56	4,90		
1-16-3500-35	-18,1	5,1	16,3	-12,6	-23,4	-17,5	-22,4	16	24	58	0,73	0,56	4,95		
1-16-3500-40	-18,0	4,9	16,3	-13,4	-23,9	-18,2	-22,8	18	24	57	0,70	0,55	4,90		

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição

Tabela D.3 – Resultados dos testes 38 a 57.

ID**	Entradas				Saídas				\dot{W}_k	P_{ff}	P_{fz}	P_{des}	
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	\dot{W}_{fz}					\dot{W}_{ff}
1-16-3500-45	-18,2	5,1	16,3	-13,7	-24,3	-18,7	-22,4	19	27	55	0,68	0,54	4,85
1-16-3500-25-r	-18,0	5,0	16,3	-11,5	-24,0	-15,7	-23,0	19	19	57	0,80	0,55	4,92
1-16-3500-35-r	-17,9	5,0	16,2	-13,0	-23,7	-17,7	-22,7	18	23	57	0,72	0,56	4,93
1-25-2000-10	-18,0	8,4	24,7	-1,0	-21,0	-2,2	-20,1	3	0	33	1,41	0,64	5,17
1-25-2000-15	-18,0	6,1	24,7	-4,2	-21,2	-5,6	-20,1	1	0	33	1,24	0,64	5,19
1-25-2000-20	-18,0	4,8	24,7	-6,4	-21,1	-8,1	-20,0	0	0	33	1,12	0,64	5,19
1-25-2000-25	-17,6	5,1	24,7	-7,4	-20,7	-9,3	-19,6	0	2	33	1,06	0,66	5,23
1-25-2000-30	-17,0	5,0	24,8	-8,5	-20,0	-10,6	-19,0	0	3	34	1,00	0,68	5,28
1-25-2000-35	-15,7	4,8	24,9	-10,2	-18,2	-13,1	-17,4	0	6	35	0,87	0,74	5,36
1-25-2000-40	-15,5	5,0	24,8	-11,3	-18,5	-14,2	-17,4	0	7	34	0,85	0,73	5,31
1-25-2000-45	-16,5	5,0	24,8	-10,9	-18,9	-14,2	-18,0	0	8	34	0,82	0,71	5,30
1-25-2000-20-r	-18,2	5,2	24,7	-5,5	-21,0	-7,4	-20,1	1	0	34	1,13	0,65	5,24
1-25-2000-30-r	-18,0	5,0	24,7	-7,9	-20,6	-10,1	-19,7	0	2	34	1,00	0,66	5,27
1-25-2500-10	-18,0	7,9	24,8	-1,9	-22,3	-3,2	-20,8	8	0	42	1,37	0,59	5,48
1-25-2500-15	-18,0	5,5	24,9	-5,3	-22,0	-7,1	-20,6	6	0	42	1,17	0,61	5,51
1-25-2500-20	-18,1	5,1	24,9	-7,0	-22,0	-9,1	-20,6	5	1	43	1,08	0,61	5,53
1-25-2500-25	-17,8	5,3	24,9	-8,4	-21,5	-10,7	-20,1	4	3	43	1,00	0,62	5,57
1-25-2500-30	-18,1	4,9	24,8	-10,7	-20,8	-14,1	-20,0	1	8	43	0,84	0,65	5,58
1-25-2500-35	-17,6	5,5	24,9	-11,8	-20,6	-15,1	-19,3	0	9	43	0,81	0,66	5,57
1-25-2500-40	-17,7	5,0	25,0	-11,4	-20,6	-14,9	-19,6	1	9	43	0,79	0,65	5,59

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição

Tabela D.4 – Resultados dos testes 58 a 77.

ID**	Entradas				Saídas				\dot{W}_k	\dot{W}_{ff}	\dot{W}_{fz}	\dot{W}_{ff}	P_{fz}	P_{ff}	P_{des}
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$							
1-25-2500-45	-18,0	5,0	25,0	-11,8	-21,0	-15,5	-19,9	2	10	42	0,76	0,64	5,54		
1-25-2500-35-r	-18,0	5,0	25,0	-11,1	-20,7	-14,5	-19,9	1	9	44	0,80	0,65	5,58		
1-25-2500-40-r	-18,1	4,6	24,9	-11,8	-20,9	-15,2	-20,0	1	9	43	0,78	0,65	5,57		
1-25-3000-10	-18,8	7,4	24,9	-2,7	-23,6	-4,1	-22,0	11	0	51	1,32	0,55	5,70		
1-25-3000-15	-18,2	5,5	24,9	-6,3	-23,0	-8,1	-21,7	10	1	53	1,12	0,57	5,77		
1-25-3000-20	-18,0	5,0	24,9	-7,9	-22,6	-10,3	-21,0	10	2	52	1,03	0,58	5,82		
1-25-3000-25	-18,3	5,1	24,9	-9,3	-22,6	-12,1	-21,3	7	4	53	0,94	0,59	5,83		
1-25-3000-30	-18,1	4,9	24,8	-11,1	-21,7	-14,7	-20,8	5	9	54	0,81	0,62	5,84		
1-25-3000-35	-18,1	4,9	25,0	-12,5	-22,0	-16,0	-20,7	4	9	53	0,78	0,61	5,80		
1-25-3000-40	-18,2	4,8	25,1	-12,1	-21,9	-15,9	-20,9	8	10	52	0,75	0,61	5,80		
1-25-3000-45	-18,2	5,1	25,0	-12,3	-22,1	-16,2	-20,9	9	11	52	0,74	0,60	5,79		
1-25-3000-35-r	-18,3	4,9	25,1	-11,5	-21,8	-15,3	-20,8	5	9	53	0,78	0,61	5,82		
1-25-3000-40-r	-18,1	4,9	25,1	-12,0	-21,8	-15,7	-20,8	8	10	53	0,76	0,61	5,84		
1-25-3500-10	-18,6	6,8	24,9	-3,3	-24,0	-5,3	-22,6	16	0	60	1,26	0,54	5,87		
1-25-3500-15	-18,2	5,4	25,0	-6,3	-23,5	-8,8	-22,0	15	1	61	1,09	0,55	5,96		
1-25-3500-20	-18,8	4,9	24,9	-8,6	-23,6	-11,6	-22,2	11	2	59	0,97	0,56	5,95		
1-25-3500-25	-17,5	5,5	25,0	-10,5	-22,0	-14,3	-20,7	10	7	62	0,85	0,60	6,04		
1-25-3500-30	-17,9	5,0	24,9	-11,1	-22,3	-15,0	-21,2	9	9	61	0,79	0,60	6,00		
1-25-3500-35	-17,9	4,9	24,9	-11,9	-22,3	-15,8	-21,3	9	11	61	0,76	0,59	5,99		
1-25-3500-40	-18,1	5,0	24,9	-12,3	-22,7	-16,3	-21,6	10	12	60	0,73	0,58	5,94		

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição

Tabela D.5 – Resultados dos testes 78 a 97.

ID**	Entradas				Saídas				\dot{W}_k	\dot{W}_{ff}	\dot{W}_{fz}	P_{ff}	P_{fz}	P_{des}
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,fz}$						
1-25-3500-45	-18,0	4,9	24,8	-12,8	-23,0	-16,9	-21,7	12	13	59	0,71	0,57	5,88	
1-25-3500-25-r	-18,0	5,3	25,1	-10,0	-21,9	-13,5	-20,7	9	7	62	0,83	0,60	6,03	
1-25-3500-30-r	-18,1	5,0	25,0	-10,5	-23,7	-13,4	-22,0	15	6	59	0,89	0,54	5,96	
1-32-3500pm-10	-17,9	11,4	31,8	0,6	-22,6	-1,0	-21,5	8	0	64	1,47	0,58	7,00	
1-32-3500pm-15	-18,0	8,8	31,8	-3,1	-22,4	-5,1	-21,2	7	0	66	1,24	0,59	7,06	
1-32-3500pm-20	-18,2	6,8	31,7	-5,9	-22,3	-8,3	-21,2	5	0	65	1,09	0,60	7,05	
1-32-3500pm-25	-18,1	5,6	31,8	-7,8	-22,1	-10,4	-21,0	4	0	66	1,00	0,60	7,07	
1-32-3500pm-30	-18,0	5,0	31,7	-10,8	-21,1	-13,8	-20,1	-0	3	65	0,85	0,64	7,03	
1-32-3500pm-35	-18,1	4,7	31,7	-11,9	-21,2	-14,8	-20,2	-0	4	65	0,81	0,63	7,00	
1-32-3500pm-40	-18,1	4,8	31,7	-12,1	-21,6	-15,4	-20,4	1	4	64	0,78	0,63	6,97	
1-32-3500pm-45	-18,0	5,0	31,7	-12,3	-21,8	-15,8	-20,6	3	6	63	0,76	0,62	6,93	
1-32-3500pm-30-r	-17,9	4,9	31,7	-11,2	-21,1	-14,0	-20,0	-0	3	66	0,85	0,64	7,05	
1-32-3500pm-40-r	-17,9	5,1	31,7	-12,5	-21,4	-15,4	-20,2	1	6	64	0,79	0,63	7,00	
2-16-2000-10	-18,1	5,2	15,8	-2,7	-24,0	-3,9	-22,9	16	1	27	1,33	0,55	4,07	
2-16-2000-15	-18,1	5,0	15,8	-4,7	-23,8	-6,4	-22,7	15	4	28	1,19	0,56	4,12	
2-16-2000-20	-17,8	5,1	15,8	-5,9	-23,5	-7,9	-22,3	15	6	28	1,11	0,57	4,18	
2-16-2000-25	-18,0	5,1	15,8	-7,0	-23,5	-9,2	-22,3	14	9	28	1,04	0,57	4,19	
2-16-2000-30	-18,1	5,1	15,8	-8,0	-23,4	-10,3	-22,1	13	10	29	0,99	0,57	4,21	
2-16-2000-35	-18,1	5,1	15,8	-8,9	-23,2	-11,5	-21,8	12	12	29	0,93	0,58	4,22	
2-16-2000-40	-18,1	4,9	15,8	-9,9	-22,8	-12,7	-21,6	10	13	29	0,88	0,59	4,22	

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição

Tabela D.6 – Resultados dos testes 98 a 117.

ID**	Entradas					Saídas							
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	\dot{W}_{fz}	\dot{W}_{ff}	\dot{W}_k	P_{ff}	P_{fz}	P_{des}
2-16-2000-45	-18,0	5,0	15,8	-12,3	-21,0	-15,4	-15,8	2	20	29	0,76	0,65	4,19
2-16-2000-25-r	-17,9	5,1	15,8	-6,9	-23,4	-9,1	-22,2	14	9	28	1,05	0,57	4,19
2-16-2000-40-r	-18,1	4,7	15,8	-10,0	-22,8	-12,7	-21,6	10	13	29	0,88	0,59	4,22
2-16-3500-10	-18,0	5,1	15,8	-3,0	-27,5	-4,2	-25,6	37	1	50	1,30	0,45	4,59
2-16-3500-15	-18,1	5,0	15,8	-5,5	-27,2	-7,5	-25,7	35	5	51	1,12	0,46	4,66
2-16-3500-20	-17,9	5,0	15,9	-7,4	-26,4	-9,8	-25,0	32	9	53	1,01	0,47	4,76
2-16-3500-25	-18,0	4,8	15,9	-9,0	-26,4	-11,8	-25,0	31	12	54	0,92	0,48	4,79
2-16-3500-30	-18,0	5,0	15,9	-10,1	-26,1	-13,1	-24,7	29	15	54	0,85	0,49	4,81
2-16-3500-35	-18,1	4,9	15,9	-11,1	-26,0	-14,2	-24,3	27	17	54	0,81	0,49	4,81
2-16-3500-40	-18,0	5,1	15,9	-10,1	-25,9	-12,9	-20,3	22	15	57	0,86	0,48	4,95
2-16-3500-15-r	-18,0	5,0	15,9	-5,5	-27,1	-7,4	-25,5	34	6	51	1,13	0,46	4,66
2-16-3500-25-r	-18,1	5,1	15,9	-8,9	-26,4	-11,6	-25,0	29	13	53	0,92	0,48	4,77
2-25-2000-10	-18,0	9,3	24,8	1,1	-22,1	-0,2	-20,9	6	0	31	1,50	0,61	5,08
2-25-2000-15	-18,0	7,4	24,8	-1,8	-22,0	-3,4	-21,0	5	0	32	1,32	0,61	5,14
2-25-2000-20	-17,9	5,7	24,7	-4,2	-22,0	-5,9	-20,7	6	0	32	1,20	0,61	5,14
2-25-2000-25	-18,0	5,5	24,7	-5,5	-22,0	-7,4	-20,9	6	1	33	1,12	0,61	5,18
2-25-2000-30	-18,0	5,1	24,7	-6,8	-21,9	-8,9	-20,8	5	2	33	1,05	0,61	5,19
2-25-2000-35	-17,9	5,1	24,7	-7,9	-21,7	-10,1	-20,4	4	3	33	1,00	0,62	5,20
2-25-2000-40	-18,0	5,1	24,8	-8,6	-21,5	-11,2	-20,5	3	5	33	0,94	0,63	5,20
2-25-2000-45	-16,0	5,0	24,7	-10,8	-18,8	-13,5	-13,6	0	10	34	0,83	0,71	5,24

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição

Tabela D.7 – Resultados dos testes 118 a 137.

ID**	Entradas				Saídas				\dot{W}_k	P_{ff}	P_{fz}	P_{des}	
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	\dot{W}_{fz}					\dot{W}_{ff}
2-25-2000-10-r	-18,1	9,5	24,7	1,2	-22,3	-0,3	-21,4	6	0	31	1,50	0,60	5,07
2-25-2000-20-r	-17,9	5,9	24,7	-4,0	-22,2	-5,8	-21,2	6	0	32	1,20	0,60	5,14
2-25-3500-10	-18,0	9,3	24,9	0,8	-26,0	-0,6	-24,5	24	0	55	1,48	0,48	5,68
2-25-3500-15	-17,9	6,3	24,8	-3,5	-25,7	-5,4	-24,3	22	0	56	1,22	0,49	5,73
2-25-3500-20	-18,0	5,3	24,9	-5,9	-25,1	-7,8	-23,4	23	1	57	1,10	0,50	5,82
2-25-3500-25	-18,0	4,9	24,8	-7,9	-24,8	-10,2	-23,1	21	3	59	0,98	0,51	5,85
2-25-3500-30	-18,1	5,1	25,0	-8,7	-24,5	-11,5	-23,0	20	6	59	0,92	0,52	5,91
2-25-3500-35	-18,0	4,9	24,9	-9,8	-24,4	-12,7	-22,7	19	7	60	0,86	0,53	5,91
2-25-3500-40	-18,1	5,1	25,0	-10,1	-24,3	-13,0	-21,6	18	9	60	0,85	0,53	5,95
2-25-3500-45	-18,1	4,8	25,0	-10,2	-24,2	-12,8	-18,5	13	8	61	0,86	0,52	6,03
2-25-3500-25-r	-17,9	5,0	24,9	-2,3	-24,5	-9,0	-22,8	21	3	59	0,99	0,52	5,87
2-25-3500-40-r	-17,8	5,0	24,9	-2,7	-24,3	-11,9	-20,8	18	9	60	0,85	0,53	5,94
2-32-3500-10	-18,0	13,6	32,0	5,7	-24,6	3,4	-22,9	11	0	61	1,74	0,52	6,90
2-32-3500-15	-18,0	9,8	32,0	1,1	-24,4	-1,9	-22,7	10	0	63	1,44	0,53	6,97
2-32-3500-20	-18,1	9,0	32,0	-2,7	-24,5	-4,6	-22,7	10	0	63	1,23	0,52	6,96
2-32-3500-25	-18,1	7,1	31,9	-5,5	-24,3	-7,6	-22,5	10	0	62	1,08	0,53	6,96
2-32-3500-30	-17,9	5,9	32,0	-7,1	-23,5	-9,8	-22,1	10	0	63	0,98	0,55	7,01
2-32-3500-35	-17,9	5,0	32,0	-8,3	-23,3	-12,1	-21,8	6	3	65	0,94	0,56	7,06
2-32-3500-40	-18,2	5,1	31,9	-9,6	-23,7	-12,0	-21,9	7	2	63	0,88	0,55	6,97
2-32-3500-45	-18,1	5,0	31,9	-10,0	-23,7	-12,4	-20,6	7	2	63	0,87	0,55	7,00

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição

Tabela D.8 – Resultados dos testes 138 a 157.

ID**	Entradas				Saídas				\dot{W}_k	P_{ff}	P_{fz}	P_{des}	
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	\dot{W}_{fz}					\dot{W}_{ff}
2-32-3500-30-r	-18,0	5,2	32,0	-6,3	-23,8	-10,3	-22,2	8	1	64	1,03	0,54	7,06
2-32-3500-40-r	-18,0	4,9	32,0	-8,9	-22,9	-13,3	-21,4	4	5	65	0,90	0,58	7,07
3-16-2000-10	-17,9	5,0	15,8	-3,9	-23,2	-5,5	-22,2	12	3	28	1,28	0,58	4,09
3-16-2000-20	-18,0	4,9	15,8	-6,4	-23,1	-8,9	-22,2	11	7	29	1,11	0,58	4,16
3-16-2000-30	-18,1	4,9	15,8	-8,5	-22,8	-11,7	-21,8	9	12	29	0,98	0,59	4,21
3-16-2000-40	-18,1	5,0	15,8	-10,3	-22,3	-14,0	-21,4	7	16	29	0,88	0,61	4,24
3-16-2000-45	-18,1	5,1	15,8	-12,6	-21,0	-17,0	-20,0	2	22	29	0,76	0,65	4,20
3-16-2000-40-r	-18,0	5,0	15,8	-12,3	-20,8	-16,4	-19,9	2	22	29	0,79	0,66	4,20
3-16-2000-45-r	-17,7	5,1	15,7	-12,6	-20,8	-16,8	-19,7	3	23	29	0,77	0,66	4,20
3-16-3500-10	-17,9	5,0	15,8	-5,1	-26,4	-7,3	-25,1	29	5	52	1,19	0,48	4,65
3-16-3500-20	-18,1	4,8	15,9	-8,9	-25,8	-12,3	-24,5	24	12	55	0,96	0,50	4,78
3-16-3500-30	-18,0	5,1	15,9	-12,1	-24,4	-17,3	-23,4	17	22	56	0,75	0,54	4,83
3-16-3500-40	-18,0	5,1	16,0	-13,5	-24,6	-18,8	-23,1	18	26	55	0,69	0,53	4,77
3-16-3500-45	-18,0	5,0	15,8	-14,3	-24,5	-19,7	-18,3	14	27	53	0,66	0,52	4,70
3-16-3500-40-r	-18,2	4,9	15,9	-13,4	-24,8	-19,0	-23,6	19	24	54	0,69	0,53	4,76
3-16-3500-45-r	-18,1	4,9	15,9	-14,5	-24,7	-19,8	-18,7	15	28	53	0,66	0,51	4,69
3-25-2000-10	-17,9	9,0	24,8	0,2	-21,6	-1,6	-20,7	3	0	32	1,47	0,62	5,16
3-25-2000-20	-18,1	5,4	24,8	-4,9	-21,5	-7,3	-20,6	2	0	33	1,17	0,63	5,21
3-25-2000-30	-17,8	5,0	24,8	-6,8	-21,2	-9,8	-20,3	2	2	34	1,05	0,63	5,26
3-25-2000-40	-18,1	4,9	24,8	-9,0	-20,7	-12,6	-19,9	0	5	33	0,93	0,66	5,28

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição

Tabela D.9 – Resultados dos testes 158 a 174.

ID**	Entradas				Saídas				\dot{W}_k	\dot{W}_{ff}	\dot{W}_{fz}	P_{ff}	P_{fz}	P_{des}
	T_{fz}	T_{ff}	T_{amb}	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$	$T_{ev,fz}$	$T_{ev,ff}$						
3-25-2000-45	-16,4	4,8	24,8	-11,3	-19,1	-15,2	-18,2	0	10	33	0,82	0,71	5,29	
3-25-2000-10-r	-18,1	8,8	24,8	0,0	-21,8	-1,7	-20,9	3	0	32	1,46	0,62	5,15	
3-25-2000-30-r	-17,9	5,1	24,8	-7,2	-21,3	-9,9	-20,4	2	2	33	1,05	0,64	5,26	
3-25-3500-10	-18,2	7,3	25,0	-2,2	-24,8	-4,6	-23,7	15	0	57	1,31	0,52	5,80	
3-25-3500-20	-18,0	5,1	25,0	-7,2	-24,0	-10,5	-22,9	13	2	59	1,02	0,54	5,93	
3-25-3500-30	-18,1	5,1	25,0	-10,9	-22,5	-15,7	-21,4	6	10	61	0,80	0,59	5,98	
3-25-3500-40	-18,1	5,1	24,9	-12,2	-23,1	-17,3	-21,9	8	13	59	0,74	0,58	5,91	
3-25-3500-45	-17,9	5,0	25,0	-12,7	-23,4	-18,0	-21,3	10	14	58	0,71	0,56	5,87	
3-25-3500-20-r	-18,1	4,9	25,0	-7,2	-24,3	-10,9	-23,2	15	2	59	1,01	0,53	5,92	
3-25-3500-40-r	-18,2	4,8	24,9	-12,2	-23,2	-17,6	-22,2	9	12	58	0,73	0,57	5,89	
3-32-3500-10	-18,2	11,6	31,6	1,4	-23,5	-1,2	-22,4	8	0	62	1,49	0,56	6,86	
3-32-3500-20	-17,8	7,7	31,6	-4,4	-23,2	-7,9	-22,0	9	0	64	1,13	0,56	6,97	
3-32-3500-30	-17,8	4,7	31,5	-8,7	-22,6	-12,6	-21,5	7	0	64	0,93	0,58	6,97	
3-32-3500-40	-17,8	5,0	31,5	-11,9	-21,9	-16,5	-20,8	3	5	62	0,77	0,61	6,88	
3-32-3500-45	-18,1	4,9	31,5	-12,6	-22,3	-17,2	-21,0	4	7	61	0,74	0,59	6,82	
3-32-3500-20-r	-18,1	7,5	31,5	-4,7	-23,2	-8,0	-22,2	8	0	64	1,14	0,56	6,96	
3-32-3500-30-r	-18,0	4,6	31,5	-8,9	-22,8	-12,5	-21,7	6	0	64	0,94	0,58	6,95	

*Temperaturas em °C; Potências em W; Pressões em bar

**ID: separador - ambiente - rotação - duty cycle; r = repetição