

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

UMA METODOLOGIA PARA A SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Tese submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do
grau de Doutor em Engenharia Mecânica

CHRISTIAN JOHANN LOSSO HERMES

Abril de 2006
Florianópolis, SC, BRASIL

Universidade Federal de Santa Catarina
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

UMA METODOLOGIA PARA A SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Christian Johann Losso Hermes

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica,
na área de Engenharia e Ciências Térmicas, e aprovada na sua forma final.

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. – Coordenador

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Orientador

Banca Examinadora

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

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

Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph.D. (UTFPR)

Prof. César José Deschamps, Ph.D. (UFSC)

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

Para Lara e Bernardo

AGRADECIMENTOS

Início agradecendo ao povo brasileiro, que através do governo federal, financiou parcialmente meus estudos de doutoramento: o CNPq contribuiu com 18 meses de bolsa, de maio de 2000 à outubro de 2001, e a CAPES fomentou meu estágio de doutorado no exterior, de julho de 2004 a junho de 2005.

Agradeço à Multibrás S.A. Eletrodomésticos e à Empresa Brasileira de Compressores S.A. pelo compartilhamento de informações e de recursos. *Thanks are also addressed to the National Institute of Standards and Technology, in particular to Dr. Piotr A. Domanski for hosting me at the HVAC&R Equipment Performance Group.*

Sou grato ao Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar da Universidade Federal de Santa Catarina pelos recursos humanos, computacionais e laboratoriais disponibilizados para a realização desta tese. Particularmente agradeço ao Eng. Luis A. T. Vieira e equipe, por conduzirem os ensaios experimentais, e ao colega Dr. Joaquim M. Gonçalves, pelas valorosas discussões acerca do comportamento térmico de refrigeradores domésticos.

Agradeço ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, em particular aos Professores José Antônio Bellini da Cunha Neto e Alvaro T. Prata pelo apoio e incentivo. Agradeço sobretudo ao Prof. Cláudio Melo pela excelência na orientação e pela generosa amizade.

Finalizo encaminhando especiais agradecimentos à minha esposa Lara Lima e aos meus pais Marília e Carlos Hermes. Diversos outros profissionais, colegas, familiares e amigos deram suas contribuições à este trabalho. À eles, que sabem a quem me refiro, muito obrigado.

Christian J. L. Hermes

Outono de 2006

RESUMO

Uma metodologia para a simulação computacional do comportamento transiente de refrigeradores domésticos é proposta nesta tese. Embora possa ser estendida a quaisquer refrigeradores domésticos, a metodologia proposta foi aplicada a um refrigerador 440 litros com dois compartimentos refrigerados, em que a temperatura de um deles é controlada pela ação de um damper termostático, enquanto a do outro é regulada através do acionamento e desligamento do compressor. Cada um dos componentes do refrigerador é modelado separadamente. Os trocadores de calor (evaporador e condensador) são modelados com base nas equações de conservação da massa e da energia discretizadas segundo um esquema de volumes finitos com uma formulação explícita no tempo. Novas correlações para a transferência de calor na região aletada são propostas tanto para o condensador como para o evaporador, sendo capazes de prever os resultados experimentais com erros de $\pm 10\%$. O modelo do compressor foi dividido em dois sub-modelos: carcaça e cilindro. O primeiro leva em conta a transferência de calor na carcaça e as interações entre óleo e refrigerante, enquanto o segundo representa o processo de compressão. Ambos foram calibrados contra dados experimentais obtidos em um calorímetro de ciclo quente. O modelo do tubo capilar foi implementado tanto para escoamentos adiabáticos como para não-adiabáticos. Suas predições para o fluxo de massa foram comparadas com cerca de mil pontos experimentais para os refrigerantes HFC-134a e HC-600a, com 85% dos pontos com erros na faixa de $\pm 10\%$. O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção foi modelado através do conceito de efetividade de temperatura, tornando o processamento dos casos não-adiabáticos tão rápido quanto o dos casos adiabáticos. O modelo dos compartimentos refrigerados leva em conta as variações temporais da carga térmica, já que considera a influência do “damper” nas vazões de ar de cada compartimento através de correlações experimentais obtidas em um túnel de vento. A integração temporal das equações diferenciais ordinárias é realizada explicitamente através de um método preditor-corretor de ordem variável e passo de integração auto-adaptativo. Comparações com evidências experimentais mostram que o modelo é capaz de prever o comportamento transiente do refrigerador de forma bastante satisfatória tanto para o regime de partida como para o regime cíclico, com estimativas para o consumo de energia e para as temperaturas do ar com erros máximos, respectivamente, de $\pm 10\%$ e $\pm 1^\circ\text{C}$.

ABSTRACT

A first-principles model for simulating the dynamic behaviour of fan-and-damper controlled refrigerators is proposed in this thesis. The model has been used to simulate a typical Brazilian 440-litre top-mount household refrigerator, in which the compressor is on-off controlled driven by the freezer temperature, while a thermo-mechanic damper is used to set the fresh-food compartment temperature. Although the model development has been centred on a top-mount cabinet, it can be easily extended to any other cabinet configuration. The system model takes into account each one of the cycle components. The heat exchangers (condenser and evaporator) have been modelled according to a finite-volume technique, using an explicit scheme for the time formulation. New air-side heat transfer correlations are also proposed for both finned-tube evaporators and wire-on-tube condensers, which are able to predict experimental data within $\pm 10\%$ error bands. The compressor model has been divided into two sub-domains named compressor shell and compression process. While the first takes into account the mass and energy interactions taking place within the compressor shell, the second is based on the first law of Thermodynamics and the piston kinematics. Both of them have been calibrated using experimental data taken through a hot-gas calorimeter facility. A new model for the capillary tube has also been implemented, which is able to simulate non-adiabatic flows of HFC-134a and HC-600a as fast as adiabatic models. Such model was validated against more than one thousand experimental data points. Results for mass flow rate predictions have shown that 85% of all data fall within $\pm 10\%$ error bands. The cabinet model takes into account the dynamic thermal loads by considering the influence of the damper into the airflow blown to each compartment. Such model was developed based on measurements using a wind-tunnel facility. The component-level models were gathered together and integrated according to a predictor-corrector ODE solver, which has both order and step-size controllers. Numerical predictions have been compared to experimental data showing a reasonable level of agreement for the whole range of operation, including startup and cycling transients: energy consumption have been predicted within $\pm 10\%$ error bands, while air temperatures predictions have fallen within $\pm 1^\circ\text{C}$ error bands.

SUMÁRIO

Agradecimentos / iv

Resumo / v

Abstract / vi

Sumário / vii

Figuras / x

Tabelas / xiv

Nomenclatura / xvi

1 INTRODUÇÃO / 1

1.1 Refrigeradores Domésticos / 1

1.2 O Presente Trabalho / 17

1.3 Estrutura da Tese / 22

2 MODELO DE REFERÊNCIA / 23

2.1 Ensaio Experimentais / 23

2.2 Transiente de Partida / 24

2.3 Transiente Periódico / 32

2.4 Síntese do Capítulo / 38

3 TROCADORES DE CALOR / 39

3.1 Os Trocadores de Calor: Condensador e Evaporador / 39

3.2 Modelo do Escoamento de Refrigerante / 44

3.3 Transferência de Calor em Serpentinhas Aletadas / 53

3.4 Convecção Natural na Região Externa do Condensador / 55

3.5	Escoamento Forçado no Evaporador / 57
3.6	Síntese do Capítulo / 62
4	TUBO CAPILAR / 64
4.1	Aspectos Gerais / 64
4.2	Modelagem Matemática / 69
4.3	Esquema Numérico / 76
4.4	Validação do Modelo / 77
4.5	Síntese do Capítulo / 79
5	COMPRESSOR ALTERNATIVO / 81
5.1	Aspectos Gerais / 81
5.2	Modelo da Carcaça do Compressor / 83
5.3	Modelo do Processo de Compressão / 89
5.4	Síntese do Capítulo / 101
6	COMPARTIMENTOS REFRIGERADOS / 103
6.1	Aspectos Gerais / 103
6.2	Cálculo da Carga Térmica / 105
6.3	Modelo do Ar / 110
6.4	Síntese do Capítulo / 116
7	IMPLEMENTAÇÃO / 117
7.1	Acoplamento entre Componentes / 120
7.2	Metodologia Computacional / 121
7.3	Arquitetura do Programa / 127
7.4	Síntese do Capítulo / 128
8	RESULTADOS / 129
8.1	Validação / 129
8.1.1	Transiente de Partida / 130
8.1.2	Regime Cíclico / 143
8.2	Aplicações / 155
8.3	Síntese do Capítulo / 175
9	CONCLUSÕES / 176
9.1	Conclusões Finais / 176
9.2	Sugestões para Trabalhos Futuros / 182
	REFERÊNCIAS / 184

APÊNDICES

- I Características Geométricas do Refrigerador / 193
- II Câmara de Testes e Instrumentação do Refrigerador / 198
- III Seleção da Carga de Refrigerante / 203
- IV Medição da Vazão de Ar no Interior do Gabinete / 206
- V Testes de Fluxo de Calor Reverso / 212
- VI Ensaio com o Compressor / 216
- VII Transferência de Calor no Evaporador / 223
- VIII Transferência de Calor no Condensador / 232
- IX Transferência de Calor com Mudança de Fase / 238
- X Fração de Vazio / 246
- XI Propriedades do Refrigerante / 252
- XII Propriedades da Mistura Óleo-Refrigerante / 256
- XIII Propriedades do Ar Seco e do Ar Úmido / 260
- XIV Demonstrações Matemáticas / 263
- XV Experimento Fatorial Completo e Fracionado / 266
- XVI Métodos Preditores-Corretores / 269

FIGURAS

- Figura 1 Esquema de um refrigerador doméstico típico / 2
- Figura 2 Princípio de controle da temperatura de saturação de uma substância pura através da pressão / 3
- Figura 3 Aparato de refrigeração concebido por Jacob Perkins (Gosney 1982) / 4
- Figura 4 Comparação entre o ciclo ideal e o ciclo real de refrigeração em um diagrama $T-s$ / 6
- Figura 5 Classificação dos modelos matemáticos / 8
- Figura 6 Escalas do sistema de refrigeração e do gabinete refrigerado / 9
- Figura 7 Refrigerador em estudo: Brastemp BRM-44 / 18
- Figura 8 Produção anual do refrigerador BRM-44 de 1998 a 2002 / 18
- Figura 9 Circulação de ar nos compartimentos internos do refrigerador BRM-44 / 19
- Figura 10 Diagrama de controle do refrigerador BRM-44 / 19
- Figura 11 Evolução das pressões de sucção e descarga durante a partida / 26
- Figura 12 Curva característica do sistema / 26
- Figura 13 Evolução da potência consumida pelo compressor durante a partida / 28
- Figura 14 Evolução das temperaturas dos compartimentos refrigerados durante a partida / 29
- Figura 15 Curva característica do gabinete / 30
- Figura 16 Evolução das temperaturas no evaporador durante a partida / 31
- Figura 17 Evolução das temperaturas no condensador durante a partida / 31
- Figura 18 Carta de controle / 33
- Figura 19 Variação das temperaturas dos compartimentos refrigerados ao longo de um ciclo / 34
- Figura 20 Variação das pressões de sucção e descarga ao longo de um ciclo / 36
- Figura 21 Variação das potências ao longo de um ciclo / 36
- Figura 22 Variação das temperaturas no evaporador ao longo de um ciclo / 37
- Figura 23 Evaporador tubo-aletado / 40
- Figura 24 Condensador arame-sobre-tubo / 40

Figura 25 Estados dinâmicos do evaporador / 42

Figura 26 Estados dinâmicos do condensador / 42

Figura 27 Modelo para o escoamento de refrigerante na serpentina de um trocador de calor qualquer / 46

Figura 28 Esquema de Schmidt (1945) para cálculo da eficiência de aleta em um arranjo desencontrado / 54

Figura 29 Comparação entre as correlações para condensadores arame-e-tubo e os dados de Arsego (2003) / 56

Figura 30 Correlações para condensadores arame-sobre-tubo em função da diferença de temperatura / 57

Figura 31 Correlações para evaporadores tubo-aletado em função de Re_{max} / 61

Figura 32 Comparação entre as correlações para evaporadores com dados próprios e de Melo et al. (2004) / 62

Figura 33 Escoamento no interior de tubos capilares adiabáticos / 65

Figura 34 Influência da pressão de evaporação sobre o fluxo de massa / 66

Figura 35 Esquema do trocador de calor TC-LS / 67

Figura 36 Escoamentos em tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos (Hermes 2000) / 67

Figura 37 Comparação entre as efetividades ajustadas e as medidas por Zangari (1998) / 75

Figura 38 Vazões mássicas calculadas e medidas nos casos adiabático e não-adiabático / 79

Figura 39 Temperaturas na saída calculadas e medidas nos casos não-adiabáticos / 80

Figura 40 Compressor hermético alternativo de pequena capacidade (fonte: Embraco S.A.) / 82

Figura 41 Representação esquemática do modelo do compressor / 84

Figura 42 Validação do ajuste para o coeficiente global de transferência de calor do compressor / 85

Figura 43 Estágios do processo de compressão em função do ângulo de manivela / 90

Figura 44 Estados termodinâmicos do refrigerante durante o processo de compressão em diagrama $T-s$ / 91

Figura 45 Estados termodinâmicos do refrigerante durante o processo de compressão ideal em diagrama $p-V$ / 92

Figura 46 Vazão mássica medida e a calculada através do modelo analítico / 93

Figura 47 Potência elétrica medida e a calculada através do modelo analítico / 95

Figura 48 Relação funcional entre a vazão mássica medida e a calculada através do modelo diferencial / 98

Figura 49 Relação entre a potência medida e a calculada através do modelo diferencial / 99

Figura 50 Comparação entre a vazão mássica medida e a calculada através do modelo diferencial corrigido / 99

Figura 51 Comparação entre a potência medida e a calculada através do modelo diferencial corrigido / 100

Figura 52 Temperatura na descarga medida e a calculada através de ambos os modelos / 101

Figura 53 Esquema do modelo de condução de calor através das paredes / 108

Figura 54 Esquema do ganho de calor através da região da gaxeta / 109

Figura 55 Modelo nodal para os compartimentos refrigerados / 111

Figura 56 Vazões volumétricas de ar em função da posição do damper / 113

Figura 57 Posição do damper em função da temperatura do bulbo / 114

Figura 58 Esquema do acoplamento físico entre os componentes / 118

Figura 59 Diagrama de blocos com entradas e saídas de cada um dos modelos / 120

Figura 60 Fluxograma do algoritmo para a simulação global do refrigerador / 126

Figura 61 Arquitetura do programa computacional / 127

Figura 62 Efeito dos fatores computados no experimento I / 133

Figura 63 Efeito dos fatores computados no experimento II / 135

Figura 64 Efeito dos fatores computados no experimento III / 137

Figura 65	Efeitos das interações computadas no experimento III / 137
Figura 66	Temperaturas médias do ar medidas e calculadas com o damper na posição Max / 140
Figura 67	Temperaturas médias do ar medidas e calculadas com o damper na posição Min / 140
Figura 68	Evolução das temperaturas medidas e calculadas / 141
Figura 69	Potência de compressão medida e calculada com o damper na posição Max / 142
Figura 70	Potência de compressão medida e calculada com o damper na posição Min / 142
Figura 71	Pressões de sucção e descarga medidas e calculadas com o damper na posição Max / 143
Figura 72	Pressões de sucção e descarga medidas e calculadas com o damper na posição Min / 144
Figura 73	Comparação entre o diagrama de controle medido e calculado / 146
Figura 74	Comparações entre a potência medida e a calculada ao longo de um ciclo na posição Max–Max / 148
Figura 75	Comparações entre a potência medida e a calculada ao longo de um ciclo na posição Max–Min / 148
Figura 76	Comparações entre a potência medida e a calculada ao longo de um ciclo na posição Min–Max / 149
Figura 77	Comparações entre a potência medida e a calculada ao longo de um ciclo na posição Min–Min / 149
Figura 78	Comparações entre as pressões medidas e calculadas ao longo de um ciclo na posição Max–Max / 151
Figura 79	Comparações entre as pressões medidas e calculadas ao longo de um ciclo na posição Max–Min / 151
Figura 80	Comparações entre as pressões medidas e calculadas ao longo de um ciclo na posição Min–Max / 152
Figura 81	Comparações entre as pressões medidas e calculadas ao longo de um ciclo na posição Min–Min / 152
Figura 82	Comparações entre as temperaturas medidas e calculadas em um ciclo na posição Max–Max / 153
Figura 83	Comparações entre as temperaturas medidas e calculadas em um ciclo na posição Max–Min / 153
Figura 84	Comparações entre as temperaturas medidas e calculadas em um ciclo na posição Min–Max / 154
Figura 85	Comparações entre as temperaturas medidas e calculadas em um ciclo na posição Min–Min / 154
Figura 86	Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o consumo de energia / 157
Figura 87	Efeito do comprimento do trocador de calor TC-LS sobre o consumo de energia / 158
Figura 88	Efeito da rotação do compressor sobre o consumo de energia / 160
Figura 89	Efeitos da transferência de calor nos trocadores de calor sobre o consumo de energia / 161
Figura 90	Efeitos do diâmetro e da rotação do ventilador sobre o consumo de energia / 163
Figura 91	Efeitos do diâmetro e da rotação do ventilador sobre a potência do ventilador / 163
Figura 92	Efeitos do diâmetro e da rotação do ventilador sobre o tempo ligado / 164
Figura 93	Efeitos dos modos de falha sobre o consumo de energia / 166
Figura 94	Variação do consumo de energia em função da variação da condutividade térmica / 168
Figura 95	Efeito da condutividade térmica sobre as temperaturas do isolamento e do ar / 169
Figura 96	Efeito do calor específico sobre as temperaturas do isolamento e do ar / 170
Figura 97	Efeito da temperatura ambiente sobre as pressões de sucção e descarga no transiente de partida / 171
Figura 98	Efeito da temperatura ambiente sobre os compartimentos refrigerados no transiente de partida / 172
Figura 99	Migração da massa de refrigerante ao longo de um ciclo / 174
Figura 100	Balanco de energia no gabinete ao longo de um ciclo / 174
Figura 101	Validação do modelo do trocador de calor TC-LS para o refrigerante HC-600a / 181
Figura 102	Princípio de medição de volume através da expansão isotérmica de um gás ideal / 196
Figura 103	Esquema da câmara de testes / 199
Figura 104	Instrumentação do congelador / 201

Figura 105 Instrumentação do plenum / 201

Figura 106 Instrumentação do evaporador / 202

Figura 107 Instrumentação do refrigerador / 202

Figura 108 Relação entre pressões de sucção e de descarga para diferentes cargas de refrigerante / 205

Figura 109 Esquema do túnel de vento (ASHRAE Standard 51 1999) / 207

Figura 110 Esquema da montagem para medição de vazão do congelador e do refrigerador / 207

Figura 111 Esquema do ajuste da posição do damper / 208

Figura 112 Comparações entre valores calculados e medidos para para Ω e Φ / 210

Figura 113 Instrumentação do refrigerador com resistências elétricas / 213

Figura 114 Ciclo de refrigeração com *by-pass* de gás quente / 216

Figura 115 Representação de um calorímetro de ciclo quente em um diagrama *p-h* / 217

Figura 116 Esquema do calorímetro de ciclo quente / 218

Figura 117 Condições testadas / 221

Figura 118 Bancada calorimétrica para evaporadores / 224

Figura 119 Circuito de ar / 224

Figura 120 Seção de testes ajustável / 224

Figura 121 Circuito de água / 225

Figura 122 Resultados obtidos através das correlações de Gnielinski e Dittus-Boelter / 228

Figura 123 Coeficientes de transferência de calor ajustados e medidos no calorímetro de água quente / 229

Figura 124 Coeficientes de transferência de calor ajustados e medidos por Melo et al. (2004) / 231

Figura 125 Coeficientes de transferência de calor ajustados e medidos por Arsego (2003) / 237

Figura 126 Correlações para a convecção evaporativa em função do título / 242

Figura 127 Correlações para a condensação em função do título / 245

Figura 128 Comparação entre as frações de vazão medidas e ajustadas / 250

Figura 129 Correlações de frações de vazão em função do título / 251

Figura 130 Tempo de computação para diferentes tamanhos de vetores de dados / 254

Figura 131 Tempo de computação para diferentes tamanhos de matrizes de dados / 255

Figura 132 Avaliação do ajuste para a solubilidade do refrigerante no óleo / 258

Figura 133 Solubilidade do refrigerante no óleo em função da temperatura e da pressão / 258

TABELAS

Tabela 1	Características de alguns modelos para simulação dinâmica de sistemas de refrigeração / 10
Tabela 2	Características dos modelos conhecidos para a simulação transiente de refrigeradores domésticos / 12
Tabela 3	Faixa de calibração dos dispositivos de controle / 32
Tabela 4	Resultados do teste de determinação da faixa de controle / 33
Tabela 5	Definição dos estados dinâmicos dos trocadores de calor / 43
Tabela 6	Correlações empíricas para evaporadores do tipo tubo-aletado / 60
Tabela 7	Distribuição de erros para a vazão mássica (dados de Zangari 1998) / 78
Tabela 8	Distribuição de erros para a temperatura na saída (dados de Zangari 1998) / 78
Tabela 9	Coefficientes do ajuste da efetividade da tubulação de descarga do compressor / 101
Tabela 10	Escalas dos gradientes de temperatura nas direções normal, transversal e longitudinal às paredes / 106
Tabela 11	Resistências térmicas das camadas de revestimento do gabinete refrigerado / 106
Tabela 12	Capacidades térmicas das camadas de revestimento do gabinete refrigerado / 106
Tabela 13	Fatores e níveis do experimento I / 132
Tabela 14	Estrutura e resultados do experimento I / 132
Tabela 15	Fatores e níveis do experimento II / 134
Tabela 16	Estrutura e resultados do experimento II / 135
Tabela 17	Estrutura e resultados do experimento III / 136
Tabela 18	Estrutura e resultados do experimento IV / 138
Tabela 19	Resumo das correlações empíricas selecionadas / 139
Tabela 20	Comparação entre resultados simulados e experimentais em regime permanente / 139
Tabela 21	Comparação entre resultados experimentais e calculados ao longo de um ciclo / 145
Tabela 22	Configurações de trocadores de calor TC-LS analisados / 158
Tabela 23	Resultados do experimento fatorial com os trocadores de calor / 162
Tabela 24	Fatores e níveis empregados na análise dos modos de falha / 165

Tabela 25	Estrutura e resultados do experimento fatorial para análise dos modos de falha	/ 166
Tabela 26	Resultados da análise da influência da faixa do termostato	/ 167
Tabela 27	Parâmetros necessários à extensão do programa a outros refrigeradores	/ 182
Tabela 28	Propriedades termofísicas de alguns materiais sólidos a 25°C (Raznjevic 1976)	/ 196
Tabela 29	Pontos de medição do refrigerador: T-temperatura; P-pressão; W-potência	/ 200
Tabela 30	Resultados do teste de determinação de carga de refrigerante	/ 204
Tabela 31	Vazões em função da posição do damper	/ 209
Tabela 32	Coeficientes dos ajustes para Ω e Φ	/ 210
Tabela 33	Coeficientes dos ajustes para posição em função da temperatura do bulbo	/ 211
Tabela 34	Resultados dos testes de fluxo de calor reverso	/ 215
Tabela 35	Pontos de medição no compressor	/ 220
Tabela 36	Comparação com dados do fabricante na condição ASHRAE LBP	/ 221
Tabela 37	Resultados dos testes com o compressor	/ 222
Tabela 38	Resultados dos testes realizados no calorímetro de trocadores de calor tubo-aletado	/ 230
Tabela 39	Dados experimentais de Melo et al. (2004) obtidos <i>in-situ</i>	/ 231
Tabela 40	Coeficientes usados pelas correlações de Milanezi e Melo (2003)	/ 235
Tabela 41	Coeficientes usados nas correlações tipo Dengler-Addoms	/ 239
Tabela 42	Coeficientes usados na correlação de Kandlikar (1990)	/ 241
Tabela 43	Coeficientes usados nas correlações tipo Tandon et al. (1985b)	/ 243
Tabela 44	Coeficientes usados nas correlações tipo Dobson-Chato	/ 244
Tabela 45	Coeficientes usados nas correlações tipo Cavallini-Zechin	/ 244
Tabela 46	Modelos de fração de vazio baseados na taxa de deslizamento	/ 247
Tabela 47	Coeficientes do ajuste da curva de solubilidade do refrigerante no óleo	/ 257
Tabela 48	Coeficientes usados nas relações de propriedades do ar seco e do vapor d'água	/ 261

NOMENCLATURA

SÍMBOLOS

A , área da seção transversal, m^2

A_a , área da superfície aletada, m^2

A_d , área do orifício de descarga, m^2

A_i , área da superfície interna, m^2

A_e , área da superfície externa, m^2

A_p , área da seção transversal do pistão, m^2

A_s , área do orifício de sucção, m^2

A_{ls} , área da seção transversal da linha de sucção, m^2

A_w , área da coroa circular, m^2

C , capacidade térmica, $J K^{-1}$

CE , consumo de energia, $kW h \text{ mês}^{-1}$

C_s , coeficiente de descarga do orifício de sucção, adimensional

C_d , coeficiente de descarga do orifício de descarga, adimensional

c_p , calor específico a pressão constante, $J kg^{-1} K^{-1}$

c_v , calor específico a volume constante, $J kg^{-1} K^{-1}$

c_w , calor específico de um sólido, $J kg^{-1} K^{-1}$

D_m , difusividade de massa, $m^2 s^{-1}$

d_a , diâmetro externo do arame, m

d_i , diâmetro interno, m

d_s , diâmetro interno da linha de sucção, m

d_t , diâmetro externo em um tubo do trocador de calor, m

f , fator de atrito de Darcy, adimensional

FF , fator de funcionamento, adimensional

G , fluxo de massa, $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

g , aceleração da gravidade, $9,81 \text{ m s}^{-2}$

H , entalpia, J K^{-1}

h , entalpia específica, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$

\bar{h} , coeficiente de transferência de calor, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$

\bar{h}_m , coeficiente de transferência de massa, m s^{-1}

k , condutividade térmica, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$

L , comprimento de tubulação, m

L_{es} , comprimento da região de entrada do trocador de calor TC-LS, m

L_{ld} , comprimento da linha de descarga, m

L_{ls} , comprimento do trecho de linha de sucção adjacente ao compressor, m

L_p , comprimento da manivela, m

L_s , comprimento da região de saída do trocador de calor TC-LS, m

L_{tc} , comprimento do trocador de calor TC-LS, m

M , massa, kg

l , coordenada axial do tubo capilar ($=zP/A$), adimensional

M_a , massa das aletas, kg

M_d , massa de refrigerante dissolvido no óleo do compressor, kg

M_l , massa de refrigerante livre na carcaça do compressor, kg

M_o , massa de óleo, kg

n , direção ortogonal, m

p , pressão termodinâmica, Pa

p_{vap} , pressão de vapor, Pa

P , perímetro, m

Q , taxa de transferência de calor, W
 Q_c , taxa de transmissão de calor no condensador, W
 Q_{cc} , taxa de transmissão de calor na carcaça do compressor, W
 Q_e , taxa de transmissão de calor no evaporador, W
 Q_t , carga térmica total, W
 Q_{tc-ls} , taxa de troca de calor no trocador de calor TC-LS, W
 Q_w , taxa de transmissão de calor nas paredes internas do gabinete, W
 q , fluxo de calor, $W\ m^{-2}$
 R_p , raio da biela, m
 T , temperatura, K
 t , tempo, s
 T_a , temperatura ambiente, K
 T_b , temperatura do bulbo do damper, K
 T_{cc} , temperatura da carcaça do compressor, K
 T_d , temperatura na descarga do compressor, K
 T_{cd} , temperatura na câmara de descarga do compressor, K
 T_{cs} , temperatura na câmara de sucção do compressor, K
 T_e , temperatura externa, K
 T_i , temperatura interna, K
 T_{ls} , temperatura do refrigerante na linha de sucção, K
 T_{sat} , temperatura de saturação, K
 UA , coeficiente global de transferência de calor, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
 U , energia interna, $J\ K^{-1}$
 u , energia interna específica, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
 V , volume, m^3
 v , volume específico, $m^3\ kg^{-1}$
 V_d , volume de refrigerante dissolvido no óleo do compressor, m^3
 V_l , volume de refrigerante livre na carcaça do compressor, m^3
 V_p , volume instantâneo do pistão, m^3
 W , potência consumida, W

W_c , potência de compressão do refrigerante, W
 W_e , potência elétrica consumida pelo compressor, W
 W_v , potência elétrica consumida pelo ventilador, W
 w , vazão mássica, kg s^{-1}
 w_d , vazão mássica de refrigerante na descarga do compressor, kg s^{-1}
 w_{cd} , vazão mássica de refrigerante na válvula de descarga, kg s^{-1}
 w_o , vazão mássica de refrigerante despreendido/absorvido do óleo, kg s^{-1}
 w_s , vazão mássica de refrigerante na sucção do compressor, kg s^{-1}
 w_{cs} , vazão mássica de refrigerante na válvula de sucção, kg s^{-1}
 x , fração mássica de vapor, adimensional
 y_{max} , posição do damper totalmente aberto, m
 y_{min} , posição do damper totalmente fechado, m
 z , coordenada axial, m

LETRAS GREGAS

α , fração de vazio, adimensional
 α , difusividade térmica, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
 α_w , difusividade térmica do isolamento, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
 β , coeficiente de compressibilidade térmica, K^{-1}
 ε , efetividade do trocador de calor, adimensional
 η_a , eficiência de aleta, adimensional
 η_e , eficiência elétrica do compressor, adimensional
 η_g , eficiência global do compressor, adimensional
 η_m , eficiência mecânica do compressor, adimensional
 η_o , efetividade de superfície, adimensional
 η_s , eficiência isentrópica do processo de compressão, adimensional
 η_v , eficiência volumétrica do compressor, adimensional
 θ , ângulo de manivela, rad
 Λ , comprimento da região bifásica, m

λ , posição da fronteira de mudança de fase líquido-vapor, m
 μ , viscosidade absoluta, Pa.s
 ν , difusividade cinemática, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
 Δ , determinante de um sistema de equações lineares
 π , número PI = 3,1415...
 ρ , massa específica, kg m^{-3}
 σ , fração mássica de refrigerante no óleo, adimensional
 σ , tensão superficial, N m^{-1}
 σ , constante de Stefan-Boltzmann, $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$
 τ , período de ciclagem, s
 τ_w , tensão de cisalhamento na parede, Pa
 Φ , fração de vazão no damper, adimensional
 ϕ , umidade relativa, adimensional
 Ω , vazão total de ar nos compartimentos refrigerados, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
 Ω_c , vazão volumétrica de ar no congelador, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
 Ω_r , vazão volumétrica de ar no refrigerador, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
 ω , velocidade angular, rad s^{-1}
 ω , umidade absoluta, $\text{kg}_v \text{ kg}_a^{-1}$
 ϑ , velocidade média do escoamento na direção axial z , m s^{-1}

ÍNDICES

$()_a$, aleta, ambiente
 $()_b$, bifásico
 $()_c$, condensação, congelador
 $()_{cc}$, carcaça compressor
 $()_{cil}$, câmara de compressão
 $()_d$, descarga do compressor
 $()_e$, evaporação, externo, entrada do primeiro volume de controle de domínio
 $()_i$, interno, condição de insuflamento de ar

- (_l), líquido saturado
- (_{ld}), linha de descarga
- (_{ls}), linha de sucção
- (_n), saída do último volume de controle do domínio
- (_p), pistão
- (_{pl}), plenum
- (_r), refrigerador
- (_s), sucção do compressor, ar seco
- (_{sat}), saturação
- (_{se}), superfície externa
- (_{si}), superfície interna
- (_t), tubo
- (_u), ar úmido
- (_v), vapor saturado
- (_w), parede

NOTAÇÃO MATEMÁTICA

- Derivada em relação à pressão: $y' = \frac{dy}{dp}$
- Derivada em relação ao tempo: $\dot{y} = \frac{dy}{dt}$
- Diferencial total de $y=y(x,z)$: $dy = \left. \frac{\partial y}{\partial x} \right|_z dx + \left. \frac{\partial y}{\partial z} \right|_x dz = \phi dx + \psi dz$
- Propriedade média: $\bar{y} = \frac{1}{\Delta z} \int_z^{z+\Delta z} y(z) dz$

GRUPAMENTOS ADIMENSIONAIS

- Coefficiente de performance de Carnot: $COP_C = \frac{T_F}{T_Q - T_F}$

Coefficiente de performance:	$COP_S = \frac{Q_e - W_v}{W_e + W_v}$
Deslizamento:	$S = \frac{\vartheta_v}{\vartheta_l}$
Número de Biot:	$Bi_d = \frac{\dot{h}d}{k_w}$
Número de Boussinesq:	$Bo_d = Ra_d \cdot Pr = \frac{g\beta \Delta T d^3}{\alpha^2}$
Número de Froude com toda a massa na forma de líquido:	$Fr_{lo} = \frac{G^2}{gd\rho_l^2}$
Número de Grashof:	$Gr_d = \frac{g\beta \Delta T d^3}{\nu^2}$
Número de Jakob:	$Ja = \frac{c_{p_l} T_{sat} - T_w }{h_{lv}}$
Número de Lewis:	$Le = \frac{\alpha}{D_m}$
Número de Nusselt com toda a massa na forma de líquido:	$Nu_{lo} = \frac{\dot{h}_{lo}d}{k_l} = Re_{lo}^{0,8} Pr_l^n$
Número de Nusselt da fase líquida:	$Nu_l = \frac{\dot{h}_l d}{k_l} = \frac{k_l}{d_i} Re_l^{0,8} Pr_l^n$
Número de Nusselt:	$Nu_d = \frac{\dot{h}d}{k_f}$
Número de Péclet:	$Pe_d = Re_d \cdot Pr = \frac{\vartheta d}{\alpha}$
Número de Prandtl:	$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$
Número de Rayleigh:	$Ra_d = Gr_d \cdot Pr = \frac{g\beta \Delta T d^3}{\nu\alpha}$
Número de Reynolds:	$Re_d = \frac{\vartheta d}{\nu} = \frac{Gd}{\mu}$

Número de Reynolds bifásico:	$Re_b = \frac{Gxd}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5}$
Número de Reynolds com toda a massa na forma de líquido:	$Re_{lo} = \frac{Gd}{\mu_l}$
Número de Reynolds com toda a massa na forma de vapor:	$Re_{vo} = \frac{Gd}{\mu_v}$
Número de Reynolds da fase líquida:	$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l}$
Número de Reynolds da fase vapor:	$Re_v = \frac{Gxd}{\mu_v}$
Número de Reynolds equivalente:	$Re_{eq} = Re_l + Re_v \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1}$
Número de Reynolds máximo:	$Re_{max} = \frac{A}{A_{min}} \frac{Gd}{\mu}$
Número de Schmidt:	$Sc = \frac{\nu}{D_m}$
Número de Sherwood:	$Sh_d = \frac{\hat{h}_m d}{D_m}$
Número de unidades de troca de calor:	$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$
Parâmetro convectivo:	$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}$
Parâmetro de Lockhart-Martinelli:	$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}$
Parâmetro evaporativo (<i>Boiling number</i>):	$Bo = \frac{\hat{h}_b T_{sat} - T_w }{Gh_{lv}}$
Relação de compressão:	$\Pi = \frac{p_d}{p_s}$

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Princípio de Operação

A refrigeração pode ser definida como a arte ou a ciência relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores àquelas disponíveis em um determinado local e instante. Da forma como é atualmente conhecida, a refrigeração é produzida quase totalmente por meios artificiais, dentre os quais destacam-se: refrigeração por compressão mecânica de vapor, refrigeração por absorção, refrigeração a ar, refrigeração termo-elétrica e refrigeração termo-magnética.

Um refrigerador é um aparelho eletrodoméstico cuja finalidade consiste em conservar alimentos frescos ou congelados através do controle da temperatura. Como funções adicionais podem ser citadas a produção de gelo e o resfriamento de bebidas. Um refrigerador doméstico típico é constituído, basicamente, por um gabinete termicamente isolado e por um sistema de refrigeração – uma máquina que remove calor do interior do gabinete e o rejeita ao ambiente externo – como mostra a Figura 1.

O isolamento térmico é obtido através de paredes espessas (normalmente entre 35 a 75mm), compostas de poliuretano expandido – um material isolante cuja condutividade térmica é da mesma ordem da do ar atmosférico ($\sim 0,02 \text{ W/mK}$) –, embora no passado tenha-se usado materiais de origem mineral e orgânica, como lã de rocha e palha de milho, respectivamente. O agente expensor utilizado atualmente na fabricação do poliuretano para uso em refrigeração doméstica é o ciclo-isopentano – uma substância inflamável, mas pouco agressiva ao ambiente.

O calor transferido para o interior do gabinete através das paredes ou proveniente dos alimentos nele armazenados é transportado para o sistema de refrigeração através do ar, que pode circular por convecção natural ou forçada. De um modo geral, a temperatura do ar é controlada através do desligamento do sistema de refrigeração pelo termostato – dispositivo introduzido em 1918 nos refrigeradores *Kelvinator* (Nagengast 1996) –, de modo que a operação do sistema de refrigeração é tipicamente transiente e periódica.

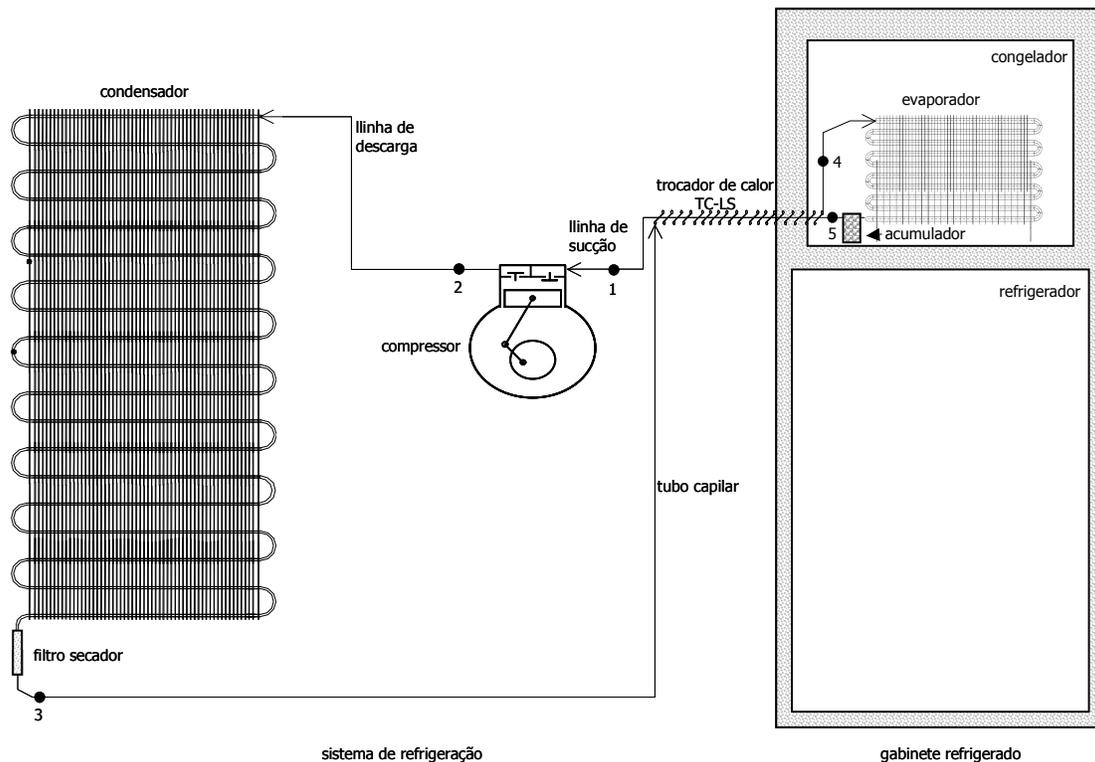


Figura 1 Esquema de um refrigerador doméstico típico

Os sistemas de refrigeração mais utilizados em refrigeradores domésticos baseiam-se no princípio de compressão mecânica de vapor, apesar de haver no mercado tanto refrigeradores por absorção como termoeletricos. Enquanto os primeiros têm seu uso mais difundido em regiões rurais, onde não há fornecimento de energia elétrica, os sistemas termoeletricos são mais comuns em aplicações que exigem portabilidade e baixo ruído. Estima-se que existam mais de 45 milhões de refrigeradores em operação no Brasil, dos quais apenas uma ínfima parcela não utiliza a compressão mecânica de vapor para a produção de frio (Gonçalves 2004).

A refrigeração por compressão mecânica de vapor é obtida através da evaporação a baixas temperaturas de uma substância volátil, denominada refrigerante. Uma vez que, para uma substância pura, a pressão possui uma relação direta com a temperatura durante o processo de mudança de fase (Figura 2), a temperatura do meio pode ser controlada através da pressão de evaporação, que por sua vez é controlada pela ação de um compressor. A Figura 2 mostra as relações pressão-temperatura de saturação para os dois refrigerantes atualmente utilizados em refrigeradores domésticos – o HC-600a e o HFC-134a. Enquanto o primeiro é mais comum na Europa, o HFC-134a é amplamente empregado nas Américas, inclusive no Brasil.

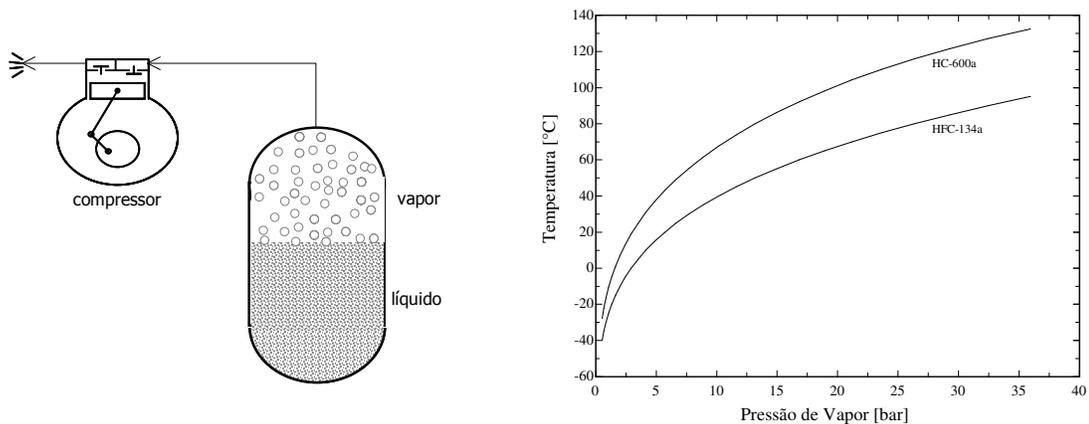


Figura 2 Princípio de controle da temperatura de saturação de uma substância pura através da pressão

A idéia de juntar os princípios de evaporação a baixa pressão e de condensação a alta pressão em um sistema cíclico foi proposta pelo norte-americano Oliver Evans, embora tenha sido seu conterrâneo Jacob Perkins que concebeu, em 1834, o ciclo termodinâmico de funcionamento de um refrigerador por compressão mecânica de vapor. Ele descreveu seu invento como “um arranjo de

equipamentos com o qual se produz frio através da evaporação de uma substância volátil ao mesmo tempo em que tal substância é re-condensada para ser re-utilizada neste processo” (Gosney 1982).

O ciclo de refrigeração proposto por Perkins é composto basicamente por quatro componentes: dois trocadores de calor (evaporador e condensador), um compressor e um dispositivo de expansão, como ilustra a Figura 3. As trocas térmicas e o transporte de energia ocorrem através da circulação do fluido refrigerante no sentido compressor → condensador → expansor → evaporador → compressor. O compressor e o dispositivo de expansão dividem o ciclo em duas regiões: uma de alta pressão (região de condensação) e outra de baixa pressão (região de evaporação). O líquido refrigerante a baixa pressão vaporiza no evaporador, removendo calor do ambiente a baixa temperatura, enquanto vapor a alta pressão condensa no condensador, rejeitando calor para o ambiente a alta temperatura. O compressor converte energia elétrica em trabalho de fluxo, responsável pela circulação do refrigerante.

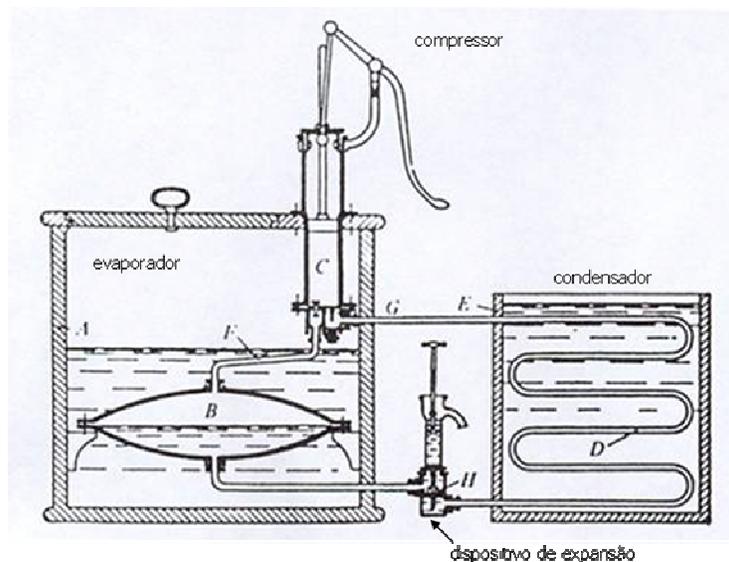


Figura 3 Aparato de refrigeração concebido por Jacob Perkins (Gosney 1982)

A fim de aumentar a área de troca de calor com o ar, os trocadores de calor dos refrigeradores domésticos típicos possuem superfícies aletadas, motivo pelo qual são denominados de trocadores de calor tipo tubo-aletado. O compressor é hermético e alternativo, e sua aplicação em refrigeradores domésticos data dos anos 1920, quando os primeiros sistemas selados foram introduzidos no mercado pela *General Electric* (Holladay 1994). A expansão é feita através de um tubo capilar, cuja aplicação

em sistemas de refrigeração se popularizou após a introdução dos refrigerantes halogenados por Thomas Migley no início dos anos 1930 (Nagengast 1996).

De um modo geral, o tubo capilar é inserido ou soldado na linha de sucção em contra-corrente (Figura 1). Esta configuração forma um trocador de calor¹ que diminui o título do refrigerante na entrada do evaporador e eleva o fluxo de massa de refrigerante. Estes dois efeitos contribuem para o aumento da capacidade de refrigeração, enquanto o aquecimento da linha de sucção evita a admissão de líquido pelo compressor através da evaporação do líquido residual oriundo do evaporador.

O desempenho do sistema de refrigeração é normalmente quantificado através da relação entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida, denominada de Coeficiente de Performance ou simplesmente *COP*. A eficiência de refrigeração é obtida comparando-se o *COP* medido com aquele que seria obtido por um sistema de refrigeração ideal, operando entre as mesmas temperaturas, no caso, a temperatura ambiente e a temperatura do ar no interior do gabinete.

Um ciclo de refrigeração pode ser considerado ideal se os processos de compressão e de expansão forem isentrópicos (adiabáticos e reversíveis) e se as transferências de calor no condensador e no evaporador forem isotérmicas (Figura 4). No entanto, o efeito do trocador de calor TC-LS somado às perdas viscosas e transferências de calor com diferença finita de temperatura nos demais componentes originam um ciclo de refrigeração longe do ideal: enquanto o trabalho consumido em um ciclo ideal é dado pela área ABCD da Figura 4, o ciclo real consome um trabalho equivalente à área formada pelos pontos 12345. As capacidades de refrigeração são similares, como pode ser observado comparando-se as áreas abaixo das linhas D-A e 4-5.

Um refrigerador doméstico típico consome cerca de 30 kWh/mês, o que equivale ao consumo de uma lâmpada incandescente de 40 W. Embora o consumo unitário seja relativamente pequeno, o conjunto de refrigeradores domésticos em operação no Brasil consome 11% de toda a energia elétrica produzida (Eletrobrás 2004). Isto se deve à baixa eficiência termodinâmica destes produtos – em torno de 15% – e à ampla quantidade de aparelhos em operação. Daí a importância de pesquisas visando o aumento da eficiência energética de refrigeradores domésticos.

¹ Doravante denominado de trocador de calor TC-LS.

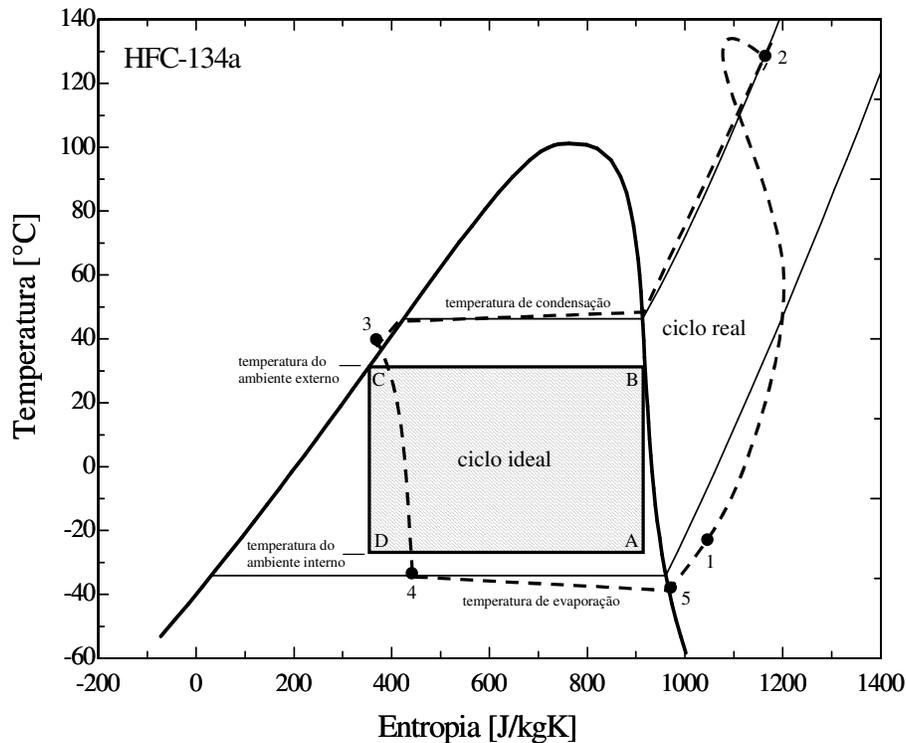


Figura 4 Comparação entre o ciclo ideal e o ciclo real de refrigeração em um diagrama T-s

Pesquisa e Desenvolvimento

A pesquisa tecnológica na área de refrigeração pode ser classificada de acordo com três linhas básicas: (i) melhoria de eficiência energética; (ii) refrigerantes alternativos; e (iii) sistemas alternativos de refrigeração. A primeira é estimulada tanto pelo governo, cujos critérios de classificação de produtos são reajustados periodicamente, como pelo consumidor final, cada vez mais consciente do impacto ambiental e financeiro do desperdício de energia. A segunda se fundamenta nas diretrizes estabelecidas pelos protocolos de Montreal (1987) e de Kioto (1997), que regulamentam, respectivamente, a produção e o consumo de substâncias agressivas à camada de ozônio e intensificadoras do efeito estufa na atmosfera. A terceira está intimamente ligada às demais, mas é também motivada pela busca de novos mercados consumidores.

A maneira tradicional de avaliar o desempenho de um refrigerador consiste na realização de cálculos simplificados com base nas curvas características dos componentes, de análises numéricas

através de *softwares* comerciais de CFD² e de testes experimentais normalizados. Apesar de ferramentas importantes para o dimensionamento de componentes, as curvas características e o CFD não fornecem informações acerca do comportamento sistêmico do refrigerador, que são então obtidas através de testes realizados em câmaras climatizadas, com temperatura e umidade do ar controladas.

Esses testes são dispendiosos – uma vez que necessitam de um protótipo – e demandam tempo: um simples teste de abaixamento de temperatura consome mais de 24 horas, se considerados apenas os tempos necessários para a estabilização da bancada e para o ensaio propriamente dito³. Este procedimento eleva substancialmente o tempo de desenvolvimento de um produto, o que implica em aumento de custos e perda de competitividade.

Uma alternativa aos ensaios experimentais consiste na utilização de modelos matemáticos para simular o comportamento sistêmico do refrigerador. O advento do computador digital possibilitou a simulação destes ensaios através da solução de equações que representam leis físicas. Além de reduzir o número de ensaios, a simulação é sensivelmente mais barata e rápida, pois através dela pode-se analisar eventuais alterações no produto sem a necessidade de construir um protótipo.

Os modelos matemáticos podem representar tanto o comportamento estacionário como a dinâmica do refrigerador. A abordagem em regime permanente auxilia na escolha adequada dos componentes. A simulação transiente, por sua vez, é fundamental para a determinação do tempo de abaixamento de temperatura do refrigerador, do consumo de energia, dos limites de controle e dos valores extremos das variáveis de interesse, como as pressões de pico, por exemplo. A análise dinâmica é igualmente importante em atividades de pesquisa relacionadas ao desenvolvimento de estratégias de controle de capacidade, de otimização energética e de detecção e diagnóstico de falhas (James et al. 1986).

Por este motivo, o presente trabalho tem seu foco voltado para a simulação do comportamento transiente de refrigeradores domésticos.

² Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional, do inglês *Computational Fluid Dynamics*

³ Se considerados ainda os tempos necessários para a instrumentação do produto, calibração dos transdutores, evacuação e substituição da carga de refrigerante, esse tempo praticamente triplica.

Modelos Transientes para Sistemas de Refrigeração

Modelos podem ser classificados da seguinte forma: (i) quanto à escala de tempo: estacionários, quase-estáticos e dinâmicos; (ii) quanto à natureza dos fenômenos: determinísticos ou estocásticos; (iii) quanto à procedência das informações: empírica, teórica ou híbrida; (iv) de acordo com as equações matemáticas envolvidas: algébricas ou diferenciais; e (v) quanto ao método de discretização no domínio: global, zonal ou distribuído. A Figura 5 ilustra essa classificação.

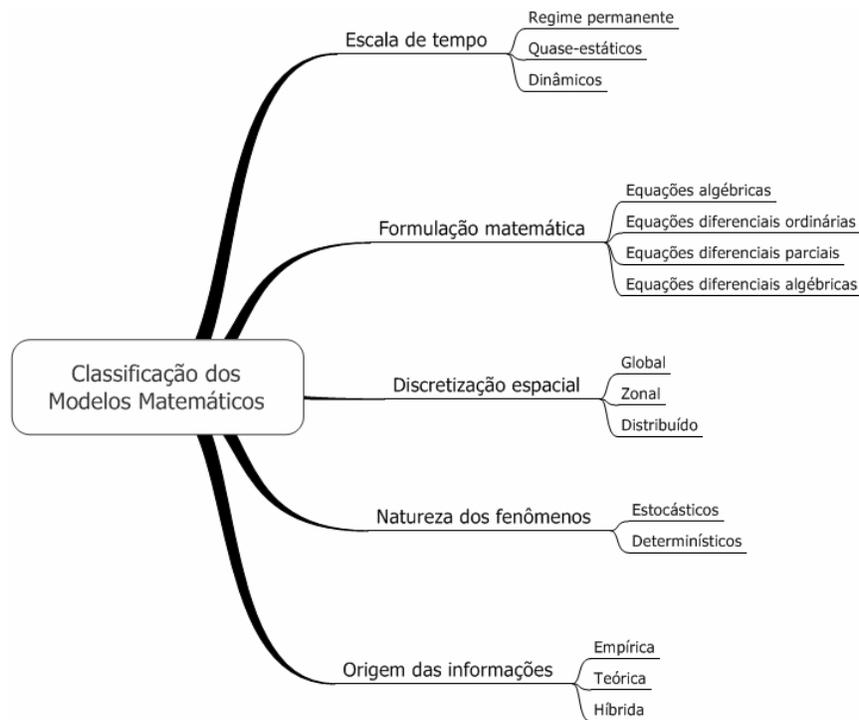


Figura 5 Classificação dos modelos matemáticos

As estratégias até então aplicadas à modelagem de refrigeradores domésticos fazem uso de modelos determinísticos – baseados nas leis da conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento –, em relações constitutivas e em correlações empíricas. Enquanto estas duas últimas são expressas através de equações algébricas, as equações governantes são escritas na forma de equações diferenciais ordinárias, quando as propriedades não variam ao longo do domínio (modelo global), ou parciais, quando a solução depende da distribuição espacial.

Modelos quase-estáticos são empregados quando a escala de tempo característica de um determinado componente é muito menor que a dos demais. A Figura 6 faz uma analogia entre um

refrigerador e um sistema mecânico tipo massa-mola: a massa térmica menor m corresponde ao sistema de refrigeração, cuja “inércia térmica” é muito menor que a do gabinete, representado pela massa térmica maior M . A mola corresponde à troca de calor entre eles. Como a Figura 6 deixa evidente, a resposta dinâmica do sistema de refrigeração é mais rápida que a do gabinete refrigerado.

O comportamento transiente de sistemas de refrigeração pode ser classificado em dois tipos: (i) transientes próximos ao ponto de equilíbrio, que envolvem pequenas mudanças (e.g. uma instabilidade gerada por uma abertura de porta); e (ii) transientes longos, envolvendo grandes mudanças no lado do refrigerante (e.g. desligamento do compressor). Para a primeira categoria, o uso de um modelo quase-estático seria justificável. No segundo caso, entretanto, a aplicação de um modelo transiente é obrigatória.

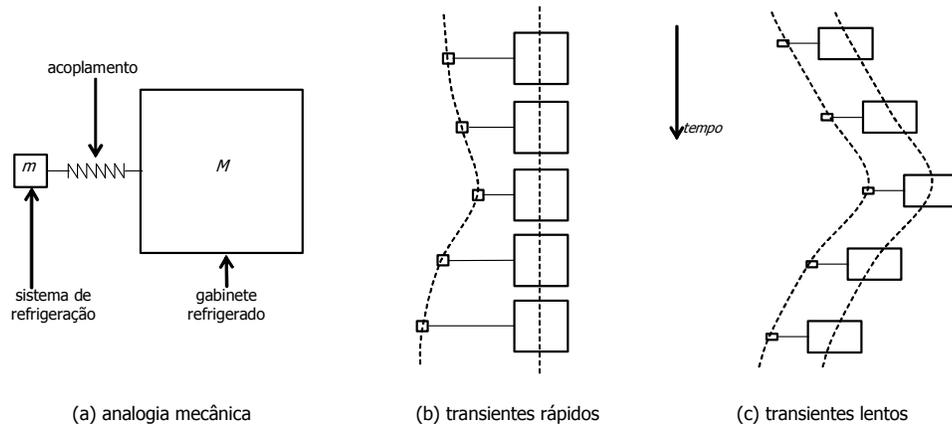


Figura 6 Escalas do sistema de refrigeração e do gabinete refrigerado (Wang 1991)

O uso sistemático de modelos para simular o comportamento de sistemas de refrigeração teve sua origem provavelmente no trabalho de Stoecker (1971), que utilizou o método de Newton-Raphson para resolver o conjunto de equações algébricas resultantes da modelagem de um sistema térmico em regime permanente. Os primeiros modelos transientes para sistemas de refrigeração datam do final dos anos 1970 e tratam exclusivamente de bombas de calor e condicionadores de ar. Como exemplos, citam-se os trabalhos pioneiros de Dhar (1978), Chi e Didion (1982), Yasuda et al. (1983) e MacArthur (1984), embora existam muitos outros. A Tabela 1 compara alguns deles.

Tabela 1 Características de alguns modelos para simulação dinâmica de sistemas de refrigeração

Autor	Origem	Sistema	Capacidade, TR	Refrigerante	Trocadores de Calor	Dispositivo de Expansão	Processo de Compressão	Carcaça	Ambiente Refrigerado	Fração de vazio	Integração temporal	Regime	Validação
Dhar (1978)	EUA	condicionador de ar residencial	-	HCFC-22	nodais	empírico	isentrópico	balanço de energia, com óleo	não possui	homogêneo	explícita, Euler	partida	não
Chi e Didion (1982)	EUA	bomba de calor ar-ar	4	HCFC-22	nodais	variação linear do título	politrópico	não possui	não possui	não consta	explícita, Euler	partida	sim
Yasuda et al. (1983)	Holanda	bancada	0,3-1,4	CFC-12	fronteiras móveis, pressão constante	equação do orifício	balanço de energia, politrópico	não possui	não possui	Hughmark (1962)	não consta	partida	sim
MacArthur (1984)	EUA	bomba de calor ar-água	3	HCFC-22	distribuído, pressão constante	equação do orifício	isentrópico	balanço de energia, sem óleo	não possui	modelo de 2 fluidos	implícita, Crank-Nicolson	cíclico	regime permanente
Murphy e Goldshmidt (1985,1986)	EUA	condicionador de ar <i>split</i>	3	não consta	quase-estático, tubo-por-tubo	tubo capilar adiabático	empírico	não possui	não possui	não consta	semi-analítica	partida parada	cíclico
Sami et al. (1987)	Canadá	bomba de calor água-água	3	HCFC-22	distribuído	empírico	politrópico	não possui	não possui	homogêneo	implícita, Euler	partida	sim
MacArthur e Grald (1989)	EUA	bomba de calor ar-água	2,5-6	não consta	distribuído, pressão constante	equação do orifício	isentrópico	balanço de energia, sem óleo	não possui	Zivi (1964)	implícita, Euler	cíclico	sim
Wang (1991)	Holanda	câmara frigorífica	2,5	CFC-12	distribuído	empírico	isentrópico	quase-estático	escoamento 3-D	modelo de 2 fluidos	explícita	cíclico	sim
He et al. (1994)	EUA	condicionador de ar <i>split</i>	1	HCFC-22	fronteiras móveis	equação do orifício	politrópico	não possui	não possui	constante, 0,98	linearização em torno do equilíbrio	transientes próximos do equilíbrio	não
Vargas e Parise (1995)	Brasil	bomba de calor ar-ar	0,25	CFC-12	global	equação do orifício	politrópico	não possui	global	não consta	explícita, Runge-Kutta-Fehlberg	cíclico	não
Rossi e Braun (1999)	EUA	condicionador de ar	3	HCFC-22	distribuído, pressão constante	equação do orifício	isentrópico	balanço de energia, sem óleo	não possui	Zivi (1964)	explícita, Runge-Kutta	partida	sim
Browne e Bansal (2002)	Nova Zelândia	<i>chiller</i> a água	85	HFC-134a	quase-estático	equação do orifício	isentrópico	não possui	não possui	distribuição de massa fixa	-	partida	sim
Kim et al. (2004)	Coreia do Sul	<i>chiller</i> a água	200	HCFC-22	distribuído, pressão constante	equação do orifício	balanço de energia, politrópico	não possui	não possui	Baroczy (1965)	implícita, Euler	partida	sim
Lei e Zaheeruddin (2005)	China / Canadá	<i>chiller</i> a água	-	HCFC-22	fronteiras móveis, pressão constante	equação do orifício	politrópico	não possui	não possui	não consta	não consta	partida	não

A procura por substitutos para o CFC-12 no final da década de 1980 estimulou o desenvolvimento dos primeiros modelos para refrigeradores domésticos (Melo et al. 1988, Jansen et al. 1988). Tais modelos foram elaborados com base na experiência adquirida dos trabalhos relacionados com sistemas de maior porte. No entanto, pouco se conhecia na época a respeito dos componentes específicos do refrigerador como, por exemplo, o tubo capilar, que era modelado como adiabático. Percebeu-se adicionalmente que a modelação de refrigeradores se diferenciava da de condicionadores de ar e bombas de calor nos seguintes aspectos:

- As predições do comportamento transiente do refrigerador dependem sensivelmente dos modelos de fração de vazio, utilizados para calcular o volume ocupado pelo vapor no escoamento bifásico e, com isso, prever a distribuição de massa nos componentes. Isso não é tão significativo em condicionadores de ar, já que, neste caso, a carga de refrigerante supera em 100 vezes a usada em refrigeradores domésticos;
- A maioria dos refrigeradores domésticos utiliza trocadores de calor com movimentação natural de ar, cuja modelagem produz resultados menos realistas em comparação com trocadores de calor forçados, dada a escassez de informações empíricas disponíveis;
- O gabinete isolado introduz uma nova escala de tempo no sistema: enquanto um condicionador de ar atinge o regime permanente em minutos, o refrigerador leva horas, exigindo mais tempo de computação. Sob o ponto de vista numérico, a solução de problemas com escalas discrepantes pode se tornar inviável (Aiken 1985).

A Tabela 2 sumariza os modelos disponíveis na literatura para a simulação transiente de refrigeradores domésticos. Tais modelos são semelhantes se consideradas as equações governantes utilizadas, mas diferem entre si em relação às hipóteses simplificativas, às estratégias de solução numérica, às informações empíricas empregadas e às suas aplicações. A descrição que segue destaca alguns dos trabalhos listados na Tabela 2.

Tabela 2 Características dos modelos disponíveis para a simulação transiente de refrigeradores domésticos

Modelo	Origem	Refrigerador	Refrigerante	Evaporador	Condensador	Gabinete	Trocadores de calor	Tubo Capilar	Processo de compressão	Carcaça	Fração de vazio	Integração temporal	Validação
Melo et al. (1988)	Brasil	Refrigerador 2 portas	CFC-12	forçado	forçado	global	nodal	adiabático	politrópico	com óleo	não consta	explícita, Runge-Kutta de 4 ^o ordem	partida
Jansen et al. (1988)	Holanda	Freezer vertical	CFC-12	natural	natural	global	fronteiras móveis pressão constante	empírico adiabático	empírico	com óleo	Premoli (1971)	implícita, Euler	partida
Lunardi (1991)	Brasil	Refrigerador 2 portas	CFC-12	forçado	forçado	global	nodal	adiabático	politrópico	com óleo	não consta	explícita, Runge-Kutta de 4 ^o ordem	partida
Chen e Lin (1991)	China	Refrigerador 2 portas	CFC-12	natural	natural	não consta	distribuídos	não-adiabático	balanço de energia	sem óleo	não consta	implícita, Euler	partida
Yuan et al. (1991)	China	Refrigerador 2 portas	CFC-12	forçado	natural	global	nodal	adiabático	isentropico	sem óleo	não consta	explícita, Euler	partida
Jansen et al. (1992)	Holanda	Freezer vertical	CFC-12	natural	natural	global	fronteiras móveis pressão constante	adiabático	empírico	com óleo	Premoli modificado	implícita, Euler	cíclico
Yuan e O'Neil (1994a,b)	EUA	Freezer vertical	não consta	não consta	não consta	não consta	distribuídos pressão constante	adiabático	politrópico	sem óleo	não consta	implícita, Euler	partida
Jakobsen (1995)	Dinamarca	Refrigerador 1 porta	HC-600a	natural	forçado	global	nodal	adiabático corrigido	isentropico	sem óleo	fixo = 0,8	DAE software	cíclico
Yu et al. (1991)	China	Refrigerador 2 portas	não consta	não consta	não consta	global	distribuídos	não-adiabático	não consta	não consta	não consta	implícita, Euler	cíclico
Chen et al. (1995)	China	Refrigerador 2 portas	HFC-134a HFC-152a	natural	natural	não consta	distribuídos	não-adiabático	balanço de energia	sem óleo	não consta	implícita, Euler	cíclico
Vidmar e Gaspersic (1991)	Iugoslávia	Refrigerador 2 portas	CFC-12 HFC134a	não consta	não consta	não consta	distribuídos pressão constante	adiabático	balanço de energia	não consta	não consta	implícita, Euler	primeiros 10min
Xu (1996)	França	Refrigerador 2 portas	HFC-134a	natural	natural	global	distribuídos	não-adiabático	politrópico	com óleo	Zivi (1964)	implícita, Euler	primeiros 3min
Ploug-Sørensen et al. (1997)	Dinamarca	Refrigerador 2 portas	HC-600a	natural	natural	global	distribuídos	não-adiabático	isentropico	não consta	não consta	implícita, Euler	cíclico
Radermacher et al. (2005)	EUA	Refrigerador 2 portas	HC-134a	forçado	forçado	global	nodal	não-adiabático, empírico	isentropico	sem óleo	fixo, valor não consta	implícita, Euler	partida, cíclico

O primeiro programa para simulação dinâmica de refrigeradores domésticos foi desenvolvido por Melo et al. (1988) com base no modelo elaborado por Dhar (1978) para uma unidade de condicionamento de ar. O refrigerador estudado possuía dois compartimentos refrigerados – congelador e refrigerador – modelados de forma global, i.e. com um único ponto nodal para cada ambiente. O compressor foi modelado assumindo-se um processo de compressão politrópico, com o expoente obtido a partir de ensaios experimentais. O modelo da carcaça incluiu a interação entre óleo e refrigerante, bem como as trocas térmicas entre os elementos internos à carcaça. Modelos globais foram também aplicados aos trocadores de calor forçados. Dada a dificuldade encontrada para modelar o trocador de calor TC-LS, o tubo capilar foi considerado adiabático e o refrigerador adaptado para validar o modelo. As equações diferenciais ordinárias foram resolvidas explicitamente por um método de Runge-Kutta de 4ª ordem. Os resultados mostram a variação das temperaturas nos compartimentos refrigerados do instante de partida até o regime permanente. O modelo apresentou uma razoável concordância com dados experimentais, já que foi ajustado para esse fim.

Pouco tempo depois, Lunardi (1991) adaptou o modelo de Melo et al. (1988) para um refrigerador 2-portas e condensador com movimentação natural de ar. Seu trabalho baseou-se em uma formulação zonal para os trocadores de calor, em que cada região (superaquecida, bifásica ou sub-resfriada) foi modelada como um único ponto nodal. Os demais modelos praticamente não foram alterados, de modo que o tubo capilar foi novamente considerado adiabático. O conjunto de equações também foi resolvido explicitamente, mas através de um método de Runge-Kutta de 4ª ordem, que permite o uso de incrementos de tempo maiores que o método de Euler originalmente empregado. O modelo foi usado para reproduzir um teste de abaixamento de temperatura. Várias correlações para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural para condensadores arame-sobre-tubo foram estudadas, mas nenhuma se mostrou adequada. Como conclusões, Lunardi (1991) aponta a necessidade de mais informações experimentais acerca de condensadores arame-sobre-tubo e do escoamento em tubos capilares não-adiabáticos, dando início a duas importantes linhas de pesquisa no NRVA/UFSC⁴.

⁴ Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar da Universidade Federal de Santa Catarina

Jansen et al. (1988) empregaram modelos distribuídos para os trocadores de calor, mas observaram que eles poderiam apresentar instabilidades numéricas nas regiões de transição entre o escoamento monofásico e bifásico em virtude de descontinuidades nas correlações empíricas empregadas. Optaram então por um modelo baseado na metodologia de fronteiras móveis similar ao proposto por Yasuda et al. (1983). A metodologia identifica a região do trocador de calor onde ocorre a mudança de fase, que é considerada como um único volume de controle. As regiões monofásicas são modeladas de forma distribuída, através de um esquema numérico com malhas móveis. Tanto o compressor como o tubo capilar (adiabático) foram modelados através de correlações empíricas, que também incluem a interação entre óleo e refrigerante no interior da carcaça do compressor. O ar no interior do gabinete foi modelado como uma única célula. As equações diferenciais foram integradas por um método de 1ª ordem totalmente implícito no tempo e o conjunto de equações resultantes foi resolvido por iterações sucessivas. O modelo foi utilizado para reproduzir o transiente de partida de um refrigerador com movimentação natural de ar. Os resultados foram validados contra experimentos, mas apresentaram severas discrepâncias nas primeiras duas horas de simulação, embora tenham reproduzido satisfatoriamente os resultados de regime permanente.

Em um trabalho posterior (Jansen et al. 1992), o mesmo modelo foi utilizado para estudar o efeito das perdas termodinâmicas relacionadas à operação cíclica do refrigerador. A estratégia de controle convencional foi comparada tanto com um sistema continuamente operante como com a técnica *micloss*, em que a saída do condensador é fechada durante o período de desligamento do compressor através da ação de uma válvula solenóide, impedindo a migração de refrigerante para a região de baixa pressão. Concluiu-se que a operação contínua é cerca de 10 a 18% mais eficiente que a técnica convencional e aproximadamente de 2 a 6% mais eficiente que a técnica *micloss*. Jansen et al. (1988,1992) enfatizam a importância do uso de um modelo transiente para computar a fração de vazio no evaporador a fim de melhorar as predições do modelo.

Chen e Lin (1991) desenvolveram um modelo sofisticado para um refrigerador duas portas com movimentação natural de ar que possui as seguintes características: modelos totalmente distribuídos para os trocadores de calor, processo de compressão baseado em um balanço de energia no interior do cilindro, e tubo capilar não-adiabático. As trocas energéticas na carcaça do compressor

também foram consideradas, apesar das interações entre óleo e refrigerante terem sido desprezadas. Os resultados foram comparados com dados experimentais para o transiente de partida do refrigerador, com resultados satisfatórios. Nenhum detalhe acerca dos parâmetros empíricos empregados foi revelado. Em um trabalho posterior (Chen et al. 1995), tal modelo foi adaptado para comportar outros fluidos refrigerantes além do CFC-12, como o HFC-134a e o HFC-152a. O comportamento cíclico foi estudado, mas não foram apresentadas comparações com experimentos.

Jakobsen (1995) estudou um refrigerador 1-porta com movimentação natural de ar. Foram empregados modelos globais tanto para o ar no interior do gabinete quanto para os trocadores de calor. O processo de compressão se baseou em um modelo isentrópico corrigido por correlações empíricas. O fluxo de massa através do tubo capilar não-adiabático foi obtido a partir de um modelo adiabático, corrigido por um fator multiplicativo constante. A partir do modelo, Jakobsen (1995) estudou a influência do período de ciclagem do sistema e das mesmas estratégias de controle de capacidade anteriormente analisadas por Jansen et al. (1992) sobre o COP do refrigerador. O trabalho foi finalizado com uma especulação acerca do refrigerador do futuro.

Xu (1996) modelou um refrigerador 2-portas com convecção natural nos compartimentos refrigerados. Os trocadores de calor e o tubo capilar foram modelados através das equações de conservação, resolvidas através do método dos volumes finitos, mais especificamente do algoritmo SIMPLEC. O modelo do compressor, baseado no processo de compressão politrópico, considera a presença de óleo e sua interação com o refrigerante. O modelo para o interior do refrigerador é global, com um ponto nodal para cada ambiente. Um modelo tridimensional foi adotado para o cálculo do ganho de calor através das paredes. As equações algébricas resultantes foram resolvidas sucessivamente para cada componente até a convergência. Xu (1996) finalizou seu trabalho com uma análise exérgica do refrigerador. Apesar da sofisticação dos modelos, são apresentados resultados apenas para os três primeiros minutos após a partida do compressor, já demonstrando grande discrepância dos dados experimentais. Segundo o autor, este fato se deve aos mesmos problemas de convergência associados à descontinuidade dos parâmetros do escoamento na transição entre as regiões monofásica e bifásica apontados por Jansen et al. (1988).

Ploug-Sørensen et al. (1997) utilizaram o software comercial SINDA/FLUINT, desenvolvido para aplicações aeroespaciais, para simular um refrigerador com movimentação natural de ar. Modelos distribuídos foram utilizados para os trocadores de calor, o tubo capilar foi tratado como não-adiabático e o processo de compressão foi considerado politrópico. Tanto a presença de óleo como as trocas de calor no interior da carcaça foram desconsideradas. Dados empíricos foram empregados para o cálculo da carga térmica do refrigerador, o que explica a razoável concordância com resultados experimentais. Uma vez que um software comercial foi utilizado, não foram publicados detalhes acerca da metodologia numérica.

As seguintes conclusões podem ser extraídas da análise dos trabalhos mencionados:

- Com poucas exceções (Jakobsen 1995, Jansen et al. 1992), o foco das publicações está no detalhamento dos aspectos numéricos do modelo. Não foram publicados resultados com o intuito de investigar os efeitos das características operacionais e construtivas do refrigerador sobre o seu consumo de energia para obter informações que possam ser empregadas na melhoria do produto;
- O modelo de Chen e Lin (1991) foi o que mostrou os melhores resultados para as pressões de sucção e de descarga e para a potência de compressão, o que provavelmente se deve ao uso de um modelo não-adiabático para o tubo capilar e modelos distribuídos para os trocadores de calor;
- O uso de modelos teóricos para o trocador de calor TC-LS pode apresentar sérios problemas numéricos que podem inviabilizar seu uso na simulação global de um refrigerador (Negrão e Melo 1999). Dos trabalhos que empregaram tal recurso (Chen e Lin 1991, Yu et al. 1995, Ploug-Sørensen et al. 1997), nenhum detalhou os métodos usados para viabilizar sua aplicação. Além disso, não se formalizou uma metodologia para a solução dos problemas numéricos inerentes à modelação dos trocadores de calor através de modelos distribuídos;
- Nenhum dos trabalhos analisados apresentou validação experimental para o cálculo do consumo de energia do refrigerador, que leva em conta não só a potência consumida pelo sistema, mas também o seu tempo de funcionamento.

Em suma, não se dispõe atualmente de uma metodologia que gere modelos numericamente robustos e capazes de calcular o consumo de energia de um refrigerador com um erro conhecido; e que possa ainda ser utilizada por qualquer refrigerador e implementada em qualquer linguagem de programação. Particularmente, não se dispõe de um modelo para refrigeradores controlados através da ação de um *damper* termostático, cada vez mais comuns no mercado brasileiro.

1.2 O PRESENTE TRABALHO

Os refrigeradores domésticos mais vendidos e, conseqüentemente, com maior impacto sobre o consumo nacional de energia são os refrigeradores de duas portas, com múltiplos compartimentos refrigerados: refrigerador e congelador. Um modelo representativo desta categoria é o refrigerador Brastemp BRM-44, mostrado na Figura 7. Sua produção anual cresce a uma taxa média de 100 mil produtos por ano, superando 500 mil unidades em 2002, como ilustra a Figura 8. Este produto é atualmente classificado como classe A em consumo de energia, com cerca de 60 kWh/mês.

Esta família de refrigeradores caracteriza-se pela movimentação forçada de ar em seus compartimentos através da ação de um ventilador axial, como mostra a Figura 9. A temperatura do congelador é controlada através do ligamento e desligamento simultâneo do compressor e do ventilador, enquanto a temperatura do refrigerador é mantida nos níveis desejados pela atuação de um *damper* termostático que varia a vazão de ar insuflado neste compartimento. Daí a denominação de tais refrigeradores: ventilador-e-*damper*.

A atuação conjunta destes dois dispositivos de controle – termostato e *damper* – é complexa e exerce significativa influência no consumo de energia do produto (Graviss e Collins 1998a,b). Por este motivo, testes são realizados nas posições extremas dos dispositivos controladores a fim de caracterizar o domínio de controle, ilustrado na Figura 10. As indicações *Max* e *Min* referem-se às posições de máximo e mínimo resfriamento da faixa de controle. A primeira aponta a posição do termostato e a segunda a do *damper*: a notação *Max-Min*, por exemplo, indica que o termostato está na posição mais fria, enquanto o *damper* está na mais quente. Os testes são realizados com o refrigerador operando em regime periódico, de modo que as temperaturas do diagrama de controle são médias ao longo de um ciclo. Tais testes exigem cerca de uma semana para serem concluídos.



Figura 7 Refrigerador em estudo: Brastemp BRM-44

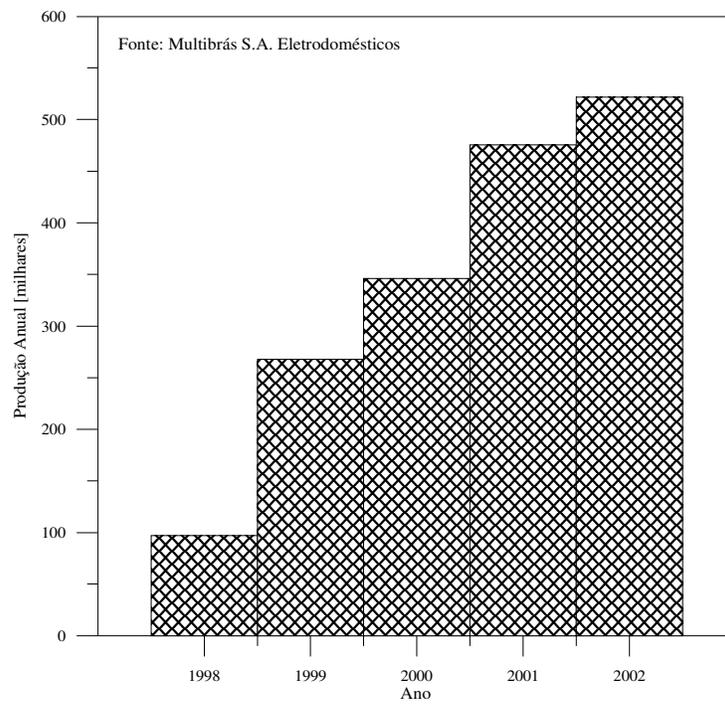


Figura 8 Produção anual do refrigerador BRM-44 de 1998 a 2002

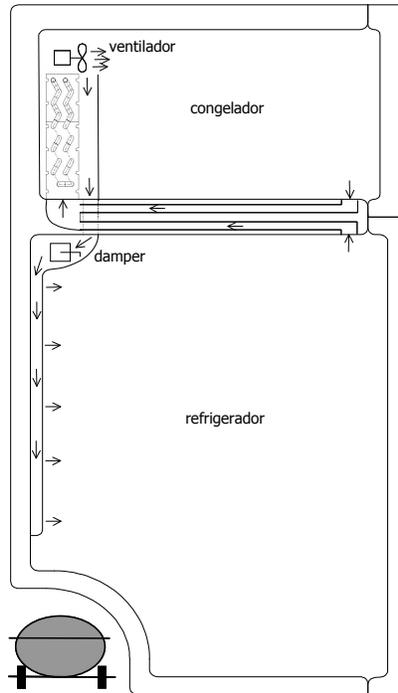


Figura 9 Circulação de ar nos compartimentos internos do refrigerador BRM-44

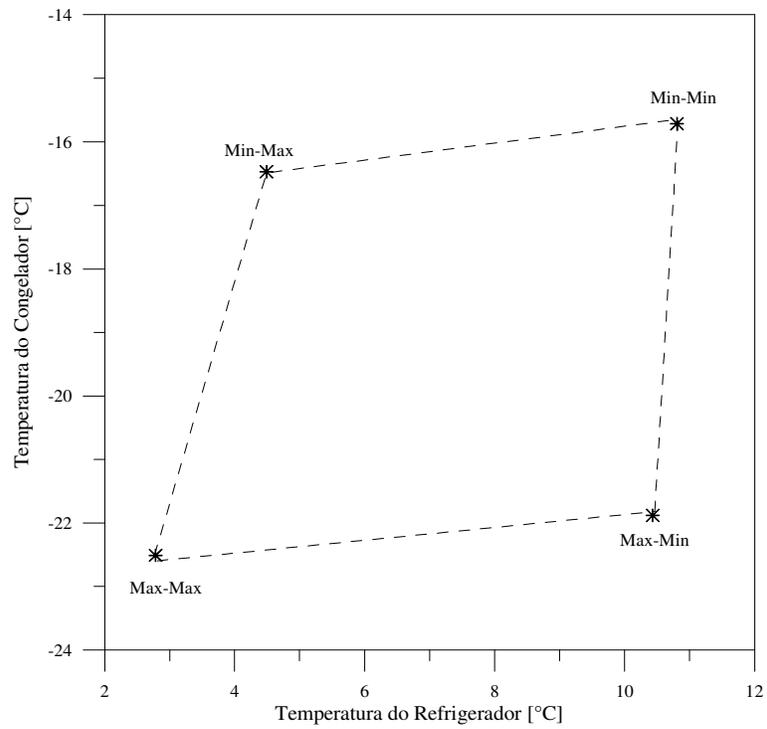


Figura 10 Diagrama de controle do refrigerador BRM-44

Dos modelos encontrados na literatura, apenas os de Melo et al. (1988), Lunardi (1991) e Yuan et al. (1991) tratam de um refrigerador com movimentação forçada de ar. Nenhum deles é capaz de reproduzir o comportamento cíclico do refrigerador e tampouco a ação combinada do termostato e do damper. Daí a necessidade de um modelo que seja capaz de simular este tipo de produto em todo seu regime de operação.

Objetivos

O foco desta tese está voltado ao desenvolvimento de uma metodologia de modelagem que produza um modelo numericamente robusto e fisicamente consistente, e que seja capaz de reproduzir, com um erro conhecido, o comportamento transiente de um refrigerador doméstico tipo ventilador-e-damper. Como produtos do trabalho, espera-se:

- Desenvolver uma ferramenta computacional orientada ao projeto e à pesquisa que seja capaz tanto de representar o comportamento transiente de um refrigerador doméstico típico como de estimar seu consumo de energia com um erro conhecido;
- Formalizar uma metodologia para a simulação do comportamento transiente de refrigeradores domésticos que possa ser adaptada a outros refrigeradores;
- Usar o modelo desenvolvido para estudar o comportamento transiente do refrigerador ventilador-e-damper e, com isso, avançar o conhecimento e propor melhorias;
- Identificar novas frentes de pesquisa em refrigeração doméstica;
- Documentar os conhecimentos gerados.

A fim de atingir o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos – que dão um caráter inédito a este trabalho – foram perseguidos:

- Reproduzir tanto o comportamento transiente de partida – característico dos testes de abaixamento de temperatura – como o transiente periódico – necessário ao entendimento das características de controle do refrigerador;
- Desenvolver e validar um modelo para o trocador de calor TC-LS que seja rápido e confiável, e que possa ser empregado na simulação global de refrigeradores domésticos;

- Elaborar uma estratégia robusta para simular os trocadores de calor com a precisão dos modelos distribuídos, mas evitando os problemas de descontinuidade apontados por Jansen et al. (1988) e Xu (1996);
- Criar um modelo modular para o compressor hermético, que possa ser facilmente adaptado a outros compressores;
- Investigar aspectos relacionados ao ganho de calor e à movimentação de ar no interior dos compartimentos refrigerados;
- Investigar as influências das características geométricas e construtivas dos diversos componentes, bem como os efeitos dos sistemas de controle sobre o consumo de energia do refrigerador.

Metodologia

Os modelos foram elaborados matematicamente, implementados computacionalmente através da linguagem FORTRAN e resolvidos através de procedimentos numéricos, alguns implementados pelo autor, outros obtidos de bancos de dados confiáveis, tais como Numerical Recipes, IMSL, Netlib. Cada componente do refrigerador foi modelado separadamente – trocadores de calor (condensador e evaporador), trocador de calor TC-LS, compressor e gabinete –, mas com foco na simulação global. Ensaios experimentais foram realizados a fim de servir de referência para a elaboração e validação dos modelos.

Como metodologia de modelagem, buscou-se responder às seguintes perguntas:

- Quais as características transientes do refrigerador que se deseja simular?
- Que fenômenos devem ser considerados e quais simplificações podem ser adotadas?
- Quais as fontes de problemas numéricos e como evitá-los?
- Com que grau de confiabilidade o modelo é capaz de reproduzir a realidade?
- Qual a sensibilidade do modelo aos parâmetros de projeto dos componentes?

1.3 ESTRUTURA DA TESE

Este documento foi dividido em três partes: (i) fundamentação; (ii) modelagem; e (iii) análise. A primeira parte inclui os dois primeiros capítulos. Nesta introdução, o problema foi descrito e contextualizado, seus objetivos delineados e a metodologia exposta. No Capítulo 2, o comportamento transiente de um refrigerador ventilador-e-damper é analisado com base em resultados experimentais, estabelecendo-se os fundamentos necessários à modelagem matemática do refrigerador.

A segunda parte compreende os capítulos de 3 a 7. O Capítulo 3 descreve os modelos dos trocadores de calor (condensador e evaporador), enquanto os modelos do trocador de calor TC-LS, do compressor e dos compartimentos refrigerados são descritos respectivamente nos capítulos 4, 5 e 6. O Capítulo 7 apresenta a metodologia numérica empregada para a simulação global do refrigerador, encerrando a etapa de modelagem.

A última parte discute os resultados da tese. O Capítulo 8 mostra o processo de validação do modelo computacional tanto para os transientes de partida como para o regime cíclico e explora algumas das potencialidades do programa. O Capítulo 9 sumariza as conclusões e apresenta sugestões tanto para investigações futuras como para a melhoria do produto.

CAPÍTULO 2

MODELO DE REFERÊNCIA

2.1 ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Antes de modelar um sistema térmico, as seguintes questões devem ser esclarecidas: (i) Qual é o objetivo do modelo matemático? e (ii) Quais fenômenos devem ser considerados e quais podem ser desprezados? Essas perguntas podem ser respondidas através de um modelo de referência, construído com base em observações experimentais obtidas com o sistema em estudo. Tal modelo, além de fornecer subsídios para a modelagem matemática propriamente dita, formará a base para os futuros exercícios de validação experimental.

Ensaio experimentais foram então realizados com o refrigerador posicionado em uma câmara climatizada, com temperatura, umidade e velocidade do ar controladas. O comportamento do refrigerador foi monitorado tanto durante o período após a partida do compressor como durante transientes cíclicos induzidos pelo desligamento do sistema.

O refrigerador Brastemp BRM-44 foi o objeto de estudo deste trabalho. Além das características já apresentadas no capítulo anterior, o sistema de refrigeração é composto por um compressor hermético alternativo Embraco FFV8,5HAK 220-240V 50-60Hz, um condensador do tipo

arame-sobre-tubo, um evaporador tubo-aletado com movimentação forçada de ar e um trocador de calor TC-LS do tipo concêntrico. Adicionalmente, existe um filtro secador situado na saída do condensador e um acumulador de sucção posicionado logo após o evaporador. O hidrocarboneto halogenado HFC-134a é empregado como fluido de trabalho e o óleo poliolester ISO-10 é usado como lubrificante. O isolamento térmico é formado por uma espuma de poliuretano expandido com cicloisopentano, com espessuras em torno de 65 mm no congelador e 45 mm no refrigerador. As dimensões externas são 1800 mm (altura), 690 mm (largura) e 620 mm (profundidade). Maiores detalhes são mostrados no Apêndice I.

O refrigerador foi instrumentado com 64 pontos de medição, envolvendo 60 termopares, 2 transdutores de pressão, posicionados um na sucção e outro na descarga do compressor, e 2 transdutores de potência, para monitorar separadamente a energia consumida pelo compressor e pelo ventilador. Tanto a câmara de ensaios como a instrumentação empregada são apresentadas com detalhes no Apêndice II.

Os procedimentos empregados para testar refrigeradores voltados ao mercado brasileiro são regidos pela norma ISO8561 (1995). Ao contrário desta norma, que especifica a temperatura de teste de acordo com as condições climáticas da região – 43°C para clima tropical (classe T) e 32°C para clima temperado (classe N) –, todos os testes foram conduzidos a 32°C.

Ensaio em regime permanente foram também realizados com os seguintes propósitos: (i) determinar a carga ótima de refrigerante, já que o refrigerador foi levemente modificado durante a fase de instrumentação; (ii) determinar a troca de calor através das paredes do gabinete; e (iii) medir a vazão de ar nos compartimentos refrigerados. Enquanto os dois primeiros foram realizados com o refrigerador instalado na câmara climatizada, o terceiro foi conduzido com auxílio de um túnel de vento. Tais experimentos são discutidos nos Apêndices III, IV e V.

2.2 TRANSIENTE DE PARTIDA

O transiente de partida foi estudado com base no ensaio de abaixamento de temperatura. Este teste, que é comumente utilizado para se avaliar a adequação do compressor ao sistema, consiste

basicamente no monitoramento das pressões, temperaturas e potências desde a partida do compressor até a condição de regime permanente.

Na preparação do ensaio, o refrigerador é posicionado na câmara de testes conforme a norma ISO8561 (1995) e mantido desligado até que entre em equilíbrio térmico com o ambiente. Deve-se ter o cuidado de desativar o termostato para que o compressor não seja desligado durante o período de teste. Assim, o damper passa a ser o único dispositivo de controle atuante.

Na condição de equilíbrio térmico, tanto o compressor como o ventilador são ligados e o monitoramento das variáveis é iniciado. Os dados são gravados até a condição de regime permanente, definida como o instante a partir do qual a variação das temperaturas médias dos compartimentos refrigerados é inferior à $0,5^{\circ}\text{C}$ em 3h. Uma informação importante extraída desse teste é o tempo de abaixamento de temperatura, definido como o tempo para reduzir a temperatura média do gabinete de 32 para 5°C . Foram realizados testes com o damper nas posições de máximo e mínimo, embora apenas os resultados do primeiro sejam discutidos neste capítulo.

Existem, basicamente, duas escalas de tempo associados à partida do sistema: (i) transientes rápidos associados à redistribuição de refrigerante; e (ii) transientes lentos associados à transferência de calor nos trocadores de calor e à inércia térmica dos compartimentos refrigerados. Enquanto os primeiros são responsáveis pela variação das pressões nos primeiros minutos após a partida do compressor, as trocas térmicas nos trocadores de calor afetam o tempo de preenchimento do evaporador, bem como os picos de pressões (Figura 11).

A análise do transiente de partida inicia no ponto de equilíbrio. Nesse instante, a maior parte do refrigerante no sistema está dissolvida no óleo do compressor ($\sim 70\%$), enquanto a parcela restante está distribuída pelo sistema de refrigeração na forma de vapor superaquecido. Esta parcela é responsável pela pressão inicial do sistema, também chamada de pressão de equalização, que se estabeleceu em torno de 3,2bar para 85g de refrigerante a 32°C de temperatura ambiente. Quando o compressor é acionado, a rotação varia de zero até uma rotação próxima da nominal (60 Hz) em poucos segundos. O primeiro componente a sofrer os efeitos da partida do compressor é o condensador, uma vez que o refrigerante contido na carcaça do compressor é deslocado para aquele componente. A pressão no condensador cresce rapidamente até um valor próximo da pressão de

saturação correspondente à temperatura da parede dos tubos, em torno de 8 bar, quando as primeiras gotas de líquido começam a se formar sobre a parede interna do condensador (Figura 12).

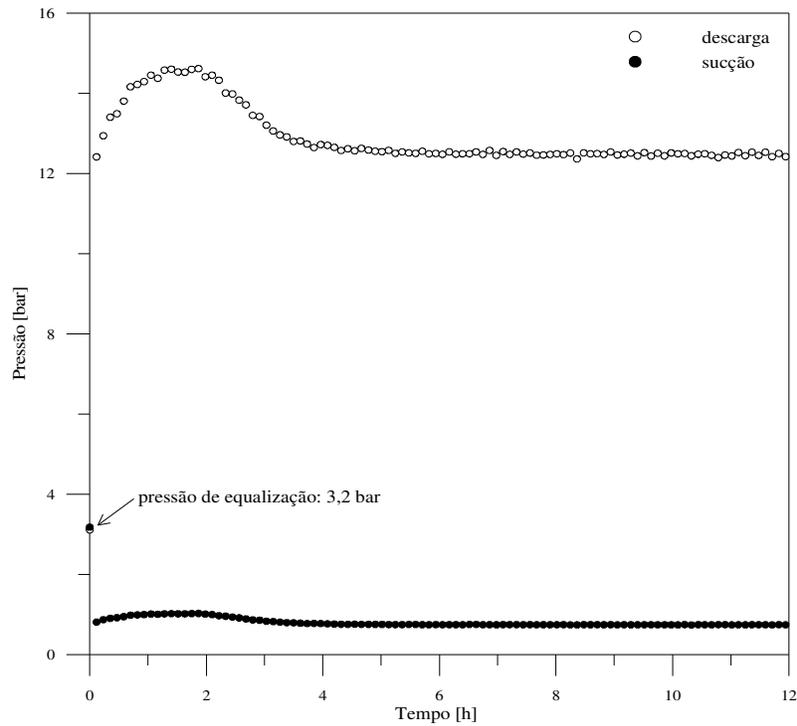


Figura 11 Evolução das pressões de sucção e descarga durante a partida

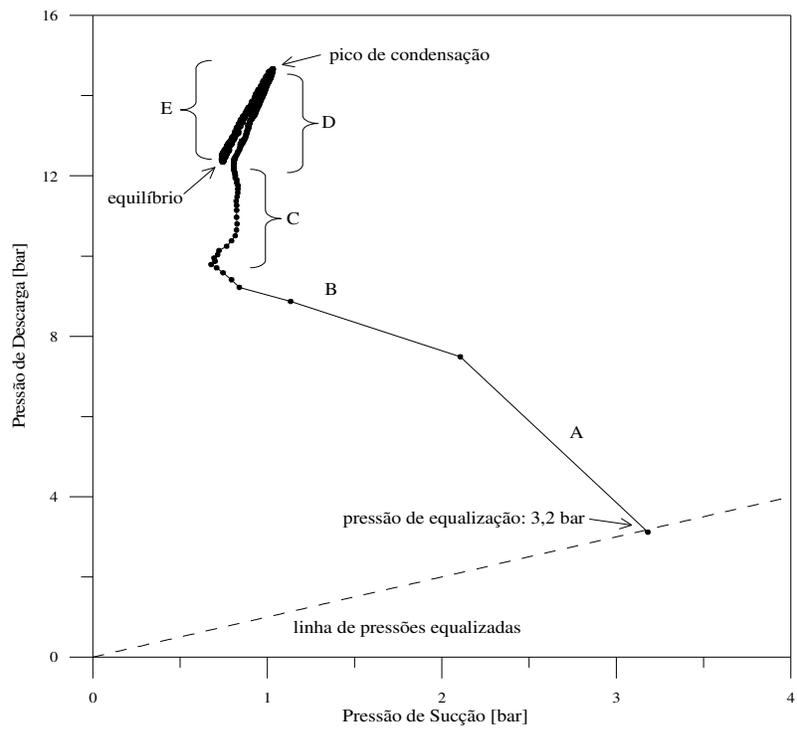


Figura 12 Curva característica do sistema

A pressão de evaporação se altera muito pouco nesses instantes iniciais (trecho A da Figura 12), uma vez que a maior parte do vapor aspirado pelo compressor provém do óleo. Com o acionamento do compressor, as temperaturas dos elementos internos à carcaça se elevam, aquecendo a mistura óleo-refrigerante e desprendendo parte do refrigerante dissolvido. Com o início da saturação no condensador, a pressão de condensação passa a crescer mais lentamente devido ao acúmulo de refrigerante, na forma líquida, na região de escoamento bifásico. Nesse ínterim, o compressor passa a aspirar refrigerante do evaporador, de modo que a pressão nesse componente passa a decrescer a taxas maiores até cerca de 0,7 bar (trecho B da Figura 12).

Com o abaixamento da pressão de evaporação, a vazão no compressor diminui. Por outro lado, à medida que o título na saída do condensador diminui, a vazão de refrigerante através do tubo capilar aumenta, elevando levemente a pressão de evaporação (trecho C da Figura 12). Isso ocorre até que as vazões se igualem, poucos minutos após a partida do sistema, mas bem antes dos picos observados no trecho D da Figura 12, cujos extremos são 14,7 bar (condensação) e 1,0 bar (evaporação). A pressão de condensação continua crescendo mesmo após a equalização das vazões uma vez que refrigerante quente é continuamente descarregado no condensador. Com o aumento da pressão de condensação, uma região sub-resfriada começa a tomar lugar no condensador, elevando a vazão no tubo capilar e conseqüentemente a pressão de evaporação. As vazões no compressor e no tubo capilar passam a crescer juntas.

O pico representa um balanço entre a energia entregue ao condensador e a troca de calor com o ambiente. À medida que a segunda prevalece sobre a primeira, a pressão de condensação passa a decrescer, como mostra a Figura 11, até seu valor de regime permanente, em torno de 12,5 bar. A pressão de evaporação apresenta um comportamento semelhante à pressão de condensação: à medida que a pressão de condensação decresce em virtude da transferência de calor no condensador, tanto o grau de sub-resfriamento como a vazão no tubo capilar diminuem, reduzindo a pressão de evaporação até o ponto de equilíbrio, em torno de 0,75 bar, como mostra o trecho E da Figura 12. Tanto a pressão de condensação quanto a de evaporação atingem a condição de regime permanente em aproximadamente 5h após a partida do sistema (Figura 11).

A potência consumida pelo compressor segue o comportamento das pressões, como mostra a Figura 13. Mas ao contrário das pressões, que apresentam um único pico, a potência consumida apresenta dois picos: o primeiro, que é mais intenso (~210W), ocorre logo após a partida do compressor e está associado às perdas nos componentes mecânicos e no motor elétrico, enquanto o segundo (~140W) ocorre por razões associadas ao aumento tanto da relação de compressão como da vazão deslocada pelo compressor.

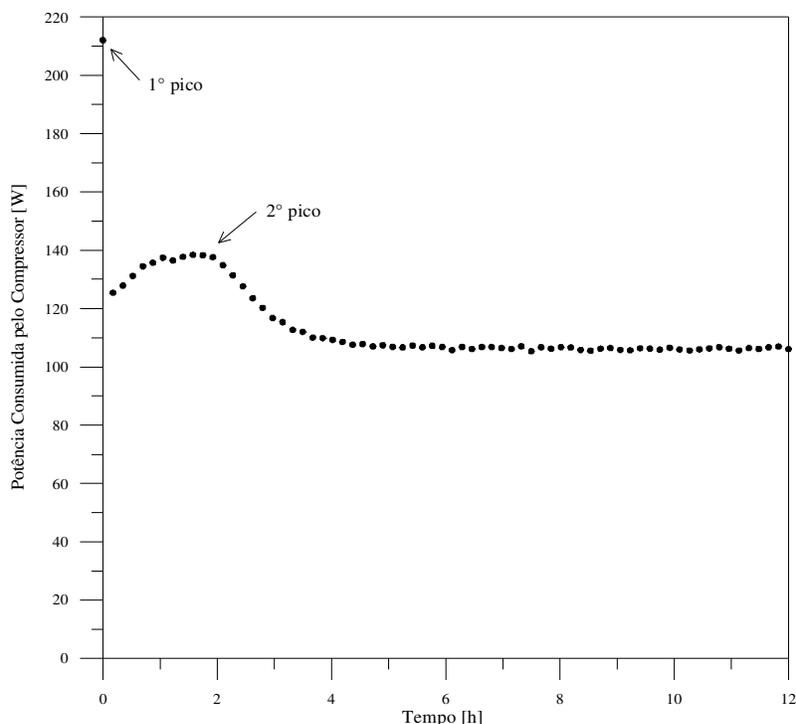


Figura 13 Evolução da potência consumida pelo compressor durante a partida

A Figura 14 apresenta a variação da temperatura média do ar no interior dos compartimentos refrigerados. Nos instantes iniciais, observa-se que a temperatura do ar no interior dos gabinetes permanece praticamente inalterada devido à inércia térmica e à dissipação de calor oriundo do motor do ventilador ($\cong 7$ W). Esse efeito é ainda mais pronunciado no compartimento refrigerador, que possui um volume maior de ar. Após alguns instantes, a temperatura passa a decrescer a taxas elevadas: a temperatura do congelador decresce mais rapidamente devido ao menor volume e à maior vazão de ar – com o damper totalmente aberto, cerca de 7,0 L/s de ar circulam no congelador, enquanto 3,4 L/s são insuflados no refrigerador (veja Apêndice IV). O vale observado na temperatura

do refrigerador se deve à atuação do damper, que é afetado tanto pela influência da temperatura do ambiente refrigerador, onde está posicionado o bulbo, como pela temperatura do ar no duto de insuflamento, onde o damper é montado. Observa-se um tempo de abaixamento de temperatura de 123 minutos para o refrigerador atingir 5°C e 142 minutos para o congelador atingir -18°C. No regime permanente, observa-se uma diferença de aproximadamente 30°C entre as duas condições: o congelador estabilizou em torno de -28°C e o refrigerador em torno de 2°C.

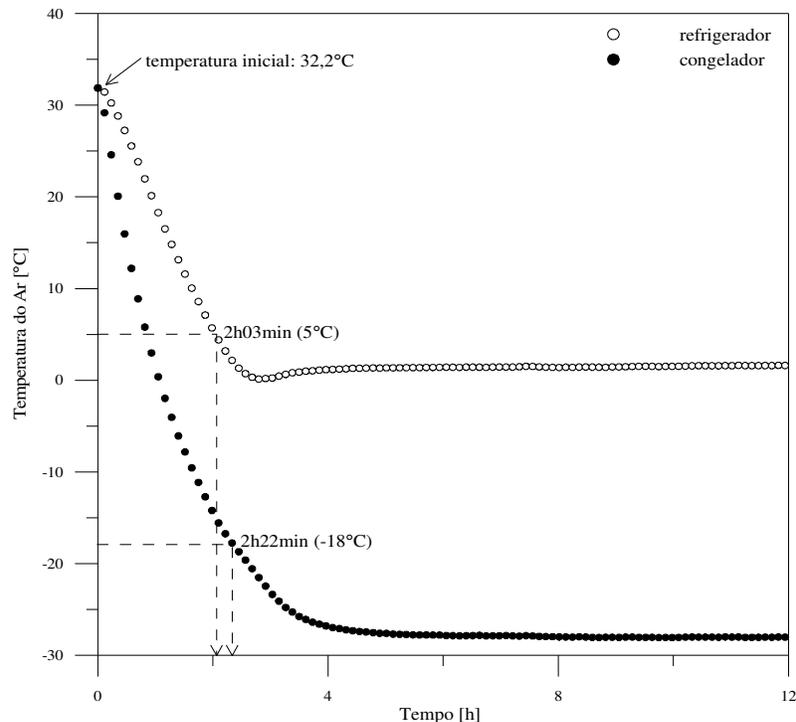


Figura 14 Evolução das temperaturas dos compartimentos refrigerados durante a partida

O gráfico da Figura 15, denominado de curva característica do gabinete, mostra como as temperaturas dos compartimentos refrigerados estão inter-relacionadas. A distância entre a curva característica do gabinete e a linha de equilíbrio térmico fornece uma indicação da diferença de temperatura entre os compartimentos. Essa diferença aumenta uma vez que a taxa de abaixamento de temperatura do congelador é maior que a do refrigerador, o que se intensifica à medida que o damper se fecha para elevar a temperatura do refrigerador (Figura 14). Em regime permanente, as temperaturas do refrigerador e do congelador se estabeleceram em níveis inferiores às condições de projeto, 5°C (refrigerador) e -18°C (congelador). Isso é feito para garantir taxas de abaixamento de

temperatura adequadas, uma vez que um controle mais rigoroso é obtido combinando-se o damper com um termostato.

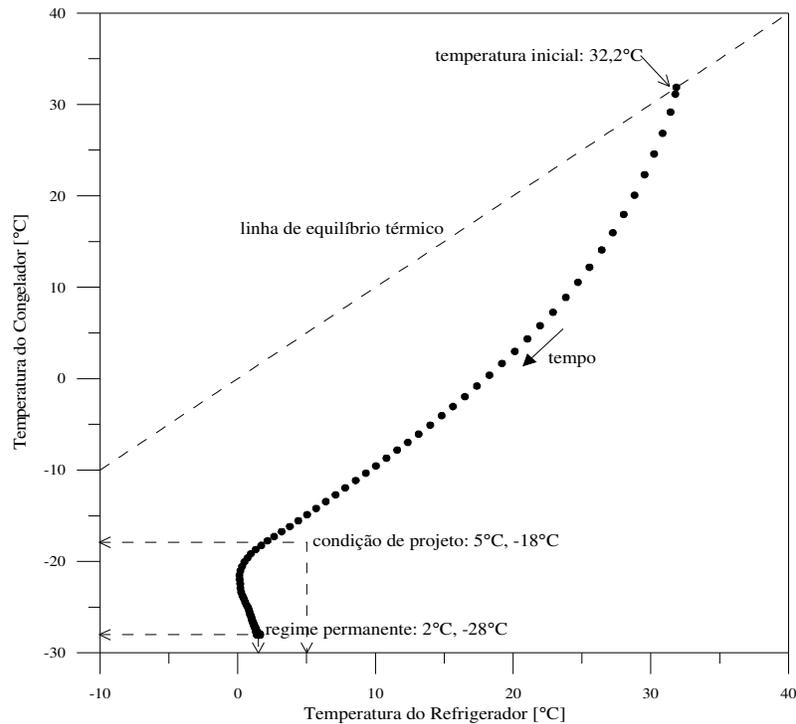


Figura 15 Curva característica do gabinete

A Figura 16 mostra a temperatura do fluido na saída do acumulador e a temperatura de saturação correspondente à pressão de evaporação. A diferença entre ambas indica o grau de superaquecimento na saída do evaporador. Precebe-se que o grau de superaquecimento decresce gradativamente com o tempo, o que indica que o evaporador está sendo preenchido com líquido. O evaporador fica completamente preenchido no ponto em que as curvas se igualam, em torno de 210 minutos após a partida do sistema. Após este ponto, as temperaturas passam a decrescer juntas, porém lentamente, até a condição de regime permanente.

A Figura 17 descreve a evolução das temperaturas na entrada e na saída da região aletada do condensador. Nos instantes iniciais, refrigerante superaquecido adentra o condensador, enquanto uma região de líquido sub-resfriado é observada na região de saída. Com a continuidade do funcionamento do sistema, a extensão da região de superaquecimento aumenta na entrada do condensador. O grau de sub-resfriamento cresce juntamente com a pressão de condensação até o pico de pressão, dada a

inclinação positiva da linha de líquido saturado. A partir desse ponto, o grau de sub-resfriamento diminui até que haja apenas mistura bifásica na saída do condensador.

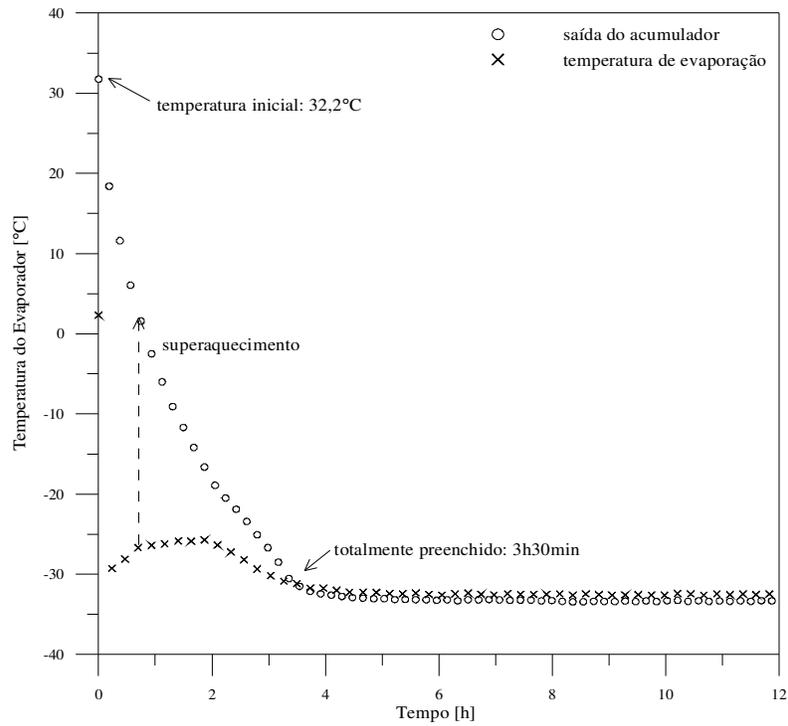


Figura 16 Evolução das temperaturas no evaporador durante a partida

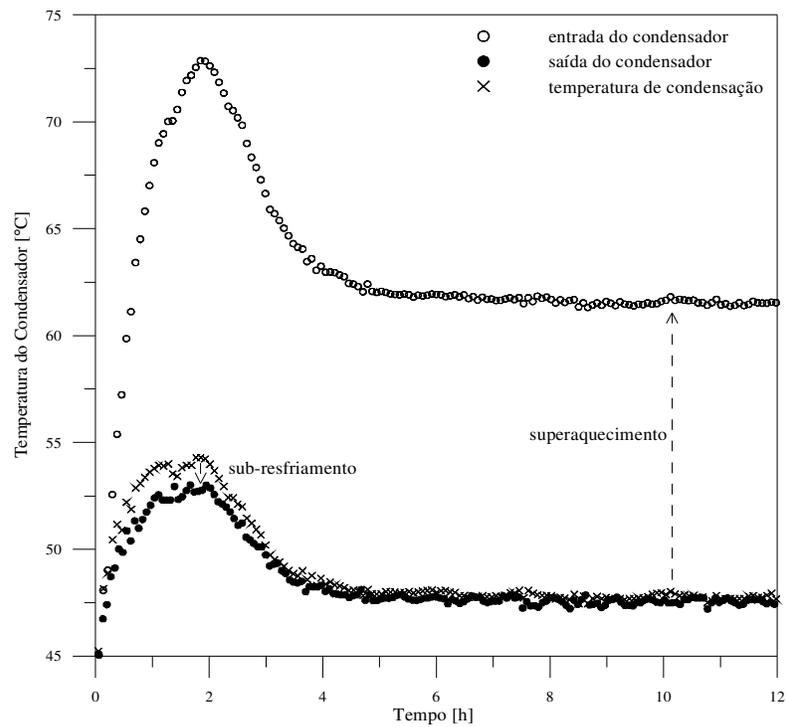


Figura 17 Evolução das temperaturas no condensador durante a partida

2.3 TRANSIENTE PERIÓDICO

Testes cíclicos são utilizados tanto para determinar o consumo de energia – no Brasil, o consumo de energia de um refrigerador é avaliado através da norma ISO8561 (1995), embora sejam vários os procedimentos existentes (Bansal 2003) –, como para entender os limites do sistema de controle e as características de funcionamento transiente do refrigerador.

Nestes testes em particular, a câmara foi mantida a 32°C e o congelador foi mantido vazio, i.e. sem o carregamento previsto pela norma ISO8561 (1995). Os controles foram posicionados nos extremos da faixa, máximo (Max) e mínimo (Min) resfriamento, o que gerou quatro ensaios (termostato-damper): Min-Min, Min-Max, Max-Min, Max-Max. As faixas de calibração são as indicadas na Tabela 3. O comportamento do sistema foi monitorado até que as pressões e temperaturas do ar descrevessem três ciclos com um mesmo período. Na ciclagem, compressor e ventilador foram ligados/desligados simultaneamente. O sistema de degelo foi mantido desativado.

Tabela 3 Faixa de calibração dos dispositivos de controle

Faixa de Controle	Calibração do Termostato [°C]		Calibração do Damper [°C]	
	Liga	Desliga	Aberto	Fechado
Min	-12,0	-22,5	11,2	3,7
Max	-18,4	-27,8	4,9	-4,5

Características de Controle

A Tabela 4 sumariza os resultados obtidos para as diferentes faixas de controle, onde se observa as temperaturas médias do refrigerador e do congelador ao longo de um ciclo; o período, o tempo de compressor ligado e a relação entre eles, chamada de fator de funcionamento; bem como a energia consumida. Como esperado, os maiores valores para o fator de funcionamento e, conseqüentemente, para o consumo de energia são observados para a condição Max-Max, enquanto a condição Min-Min apresenta os menores valores. Os ciclos Max-Min e Min-Max apresentam períodos semelhantes, com valores intermediários entre Max-Max e Min-Min, apesar dos diferentes valores de temperaturas.

Tabela 4 Resultados do teste de determinação da faixa de controle

Controles (Con-Ref)	Temperatura do Refrigerador [°C]	Temperatura do Congelador [°C]	Tempo do Ciclo [min]	Tempo Ligado [min]	Fator de Funcionamento	Consumo [kWh/mês]
Min-Min	10,8	-15,7	62,5	26,4	0,42	44,1
Max-Min	10,4	-21,9	66,5	37,2	0,56	53,2
Min-Max	4,5	-16,5	70,9	35,6	0,50	51,4
Max-Max	2,9	-22,4	84,9	56,4	0,66	62,9

A Figura 18 mostra os limites de controle do refrigerador, bem como as curvas características do gabinete para cada uma das quatro posições de controle. As bolas cheias e vazias representam, respectivamente, os instantes em que o compressor e o ventilador são ligados e desligados. A região superior de cada ciclo mostra o abaixamento das temperaturas quando o sistema está ligado, enquanto a porção inferior indica o aumento das temperaturas com o sistema desligado. Os ciclos Max-Max, Max-Min e Min-Min possuem características semelhantes e praticamente independem da posição do damper: logo após o acionamento do sistema, a temperatura do refrigerador decresce rapidamente, embora a temperatura do congelador continue aumentando, uma vez que a temperatura do ar insuflado ainda está mais alta que a temperatura do congelador. Tal comportamento é ilustrado na Figura 19 para a condição Max-Max.

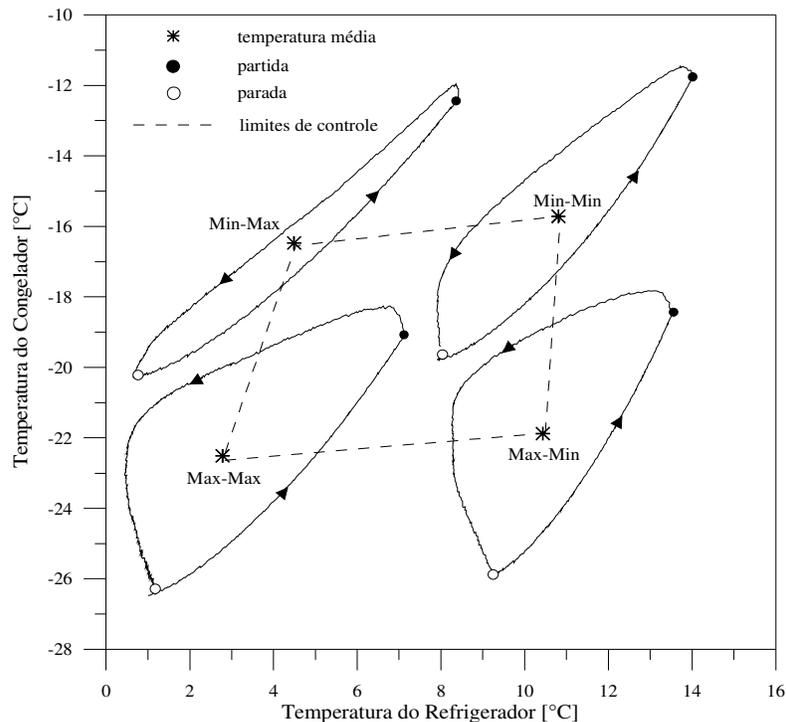


Figura 18 Carta de controle

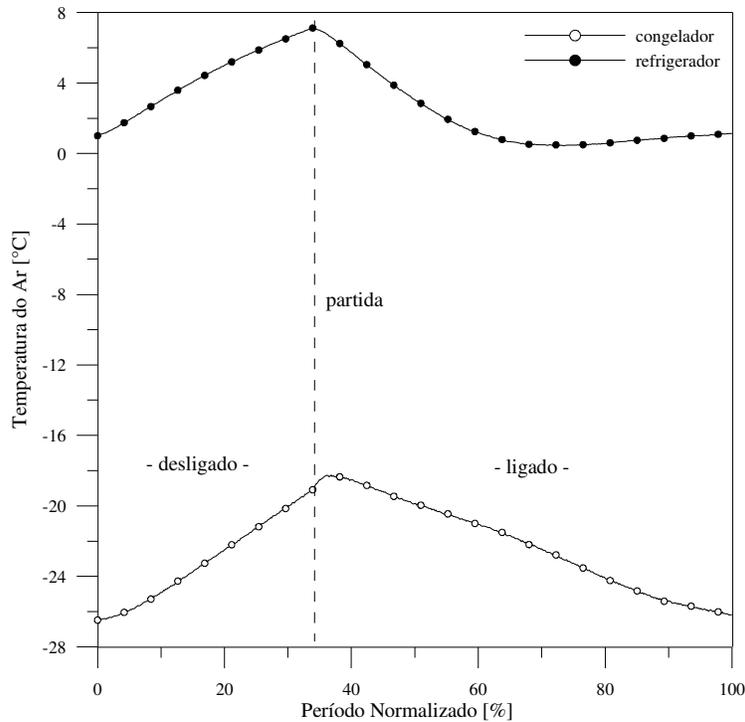


Figura 19 Variação das temperaturas dos compartimentos refrigerados ao longo de um ciclo

A temperatura do congelador decresce até o ponto em que o sistema é desligado, enquanto a temperatura do refrigerador decresce até um ponto de mínimo, onde o damper está totalmente fechado, voltando a subir suavemente até uma posição em que o damper está parcialmente aberto. Na posição Max, o termostato desliga antes do congelador atingir -28°C , uma vez que o bulbo está posicionado no interior do plenum, cuja temperatura é inferior à do congelador. Com o sistema desligado, as temperaturas de ambos compartimentos passam a crescer de forma aproximadamente linear.

Tal comportamento se altera no ciclo Min–Max, onde a histerese é bem menor que nos demais. Como a temperatura de insuflamento é mais alta neste caso e a temperatura desejada no compartimento refrigerador é baixa, o damper se mantém totalmente aberto durante o ciclo para garantir as temperaturas desejadas no refrigerador. Como resultado, tem-se uma distorção no ponto Min–Max da “caixa de controle”, que se afasta da situação ideal – que possui a forma de um quadrado perfeito –, em que cada compartimento é controlado de forma totalmente independentemente.

Observa-se, na Figura 19, que a condição de regime permanente não é alcançada em nenhum momento, já que a operação do compressor é interrompida antes que as temperaturas se estabilizem.

Tal comportamento também é observado para as demais propriedades do sistema, como pressões (Figura 20), potência (Figura 21) e temperaturas do evaporador (Figura 22).

Comportamento Cíclico

A discussão que segue inicia no momento em que o sistema é desligado pelo termostato após um determinado número de ciclos iguais. Os resultados são mostrados apenas para o teste com controles na posição Max–Max. Para esta condição, cada ciclo completo leva aproximadamente 85 minutos, dos quais 56 minutos com o sistema ligado e 29 minutos desligado. Logo após o desligamento do sistema, a vazão deslocada pelo compressor é interrompida imediatamente, mas a vazão através do tubo capilar continua enquanto houver diferença de pressão entre o condensador e o evaporador. Como consequência, o condensador é drenado de líquido e as pressões se equalizam. A equalização das pressões ocorre em três fases distintas. Na fase inicial (trecho A da Figura 20), a pressão de condensação decresce rapidamente até que o líquido presente no condensador comece a evaporar. À medida que a quantidade de vapor aumenta, a vazão através do tubo capilar diminui. Com a evaporação de todo o refrigerante presente no condensador, a pressão de condensação volta a decrescer rapidamente (trecho C), até se igualar à pressão de evaporação em torno de 1,4 bar.

Refrigerante frio proveniente do evaporador entra no compressor, reduzindo a sua temperatura e favorecendo a dissolução de refrigerante no óleo. O refrigerante contido no evaporador ganha calor do ambiente refrigerado, mas como a quantidade de refrigerante dissolvida no óleo aumenta, a pressão equalizada cresce pouco, cerca de 0,5 bar, durante o período em que o sistema é mantido desligado.

Após a partida do sistema, as pressões seguem trajetórias distintas daquelas observadas durante o transiente inicial de partida. A potência consumida pelo compressor segue o comportamento da pressão de condensação (Figura 21), mas apresenta um pico menos pronunciado que o observado no teste de abaixamento de temperatura. A potência consumida pelo ventilador permanece praticamente constante em torno de 7 W.

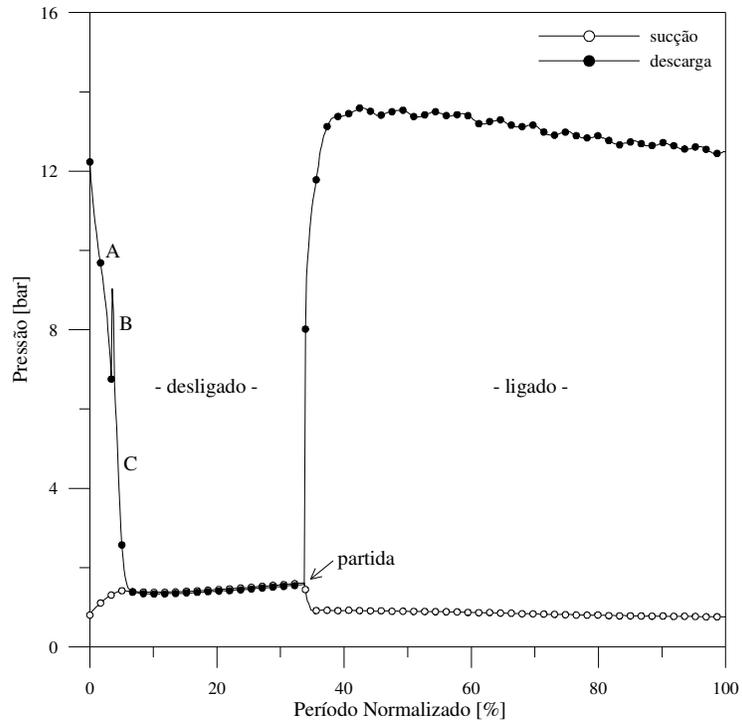


Figura 20 Variação das pressões de sucção e descarga ao longo de um ciclo

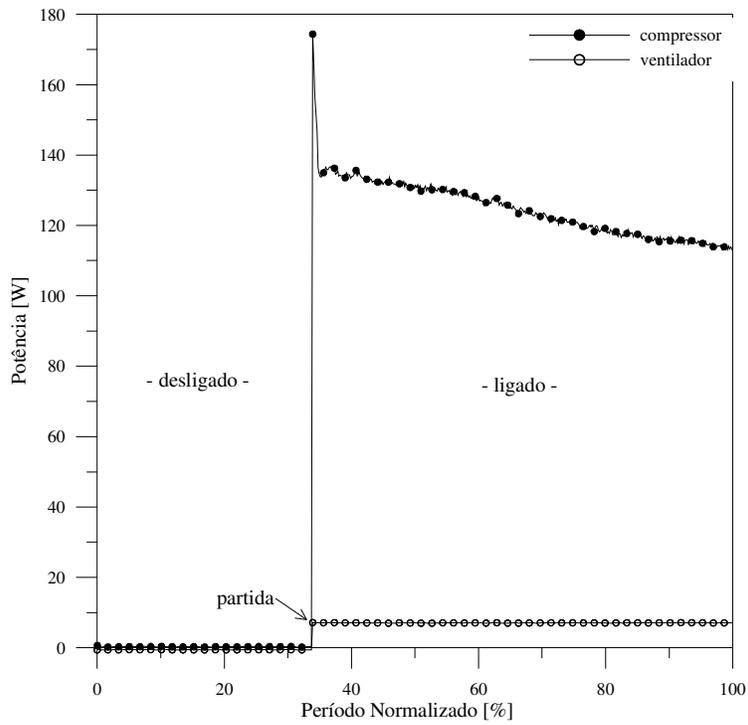


Figura 21 Variação das potências ao longo de um ciclo

A Figura 22 mostra as temperaturas na entrada e na saída do evaporador ao longo de um ciclo. No instante em que o sistema é desligado, as temperaturas tanto da entrada como da saída aumentam devido ao aumento da pressão de evaporação até que parte do refrigerante contida no acumulador seja evaporada. A temperatura no acumulador (saída do evaporador) se mantém cerca de 2°C acima da temperatura de saturação até que o sistema seja ligado novamente (linha tracejada).

Nos primeiros instantes após a partida, refrigerante na fase líquida é arrastado pelo escoamento tornando o estado do fluido na saída do acumulador novamente saturado. À medida que a pressão de evaporação diminui, o ganho de calor aumenta, fazendo com que a região do acumulador se torne cada vez mais superaquecida. Isso ocorre em virtude da inclinação positiva de linha de vapor saturado. O evaporador só volta a operar totalmente preenchido na região bifásica no final do ciclo. Observa-se a presença de uma região de vapor superaquecido no interior do evaporador durante mais de 50% do tempo de operação do refrigerador. Tal região é indesejada pois implica um mau aproveitamento tanto da área de transferência de calor do evaporador como do compressor, que opera com uma capacidade menor.

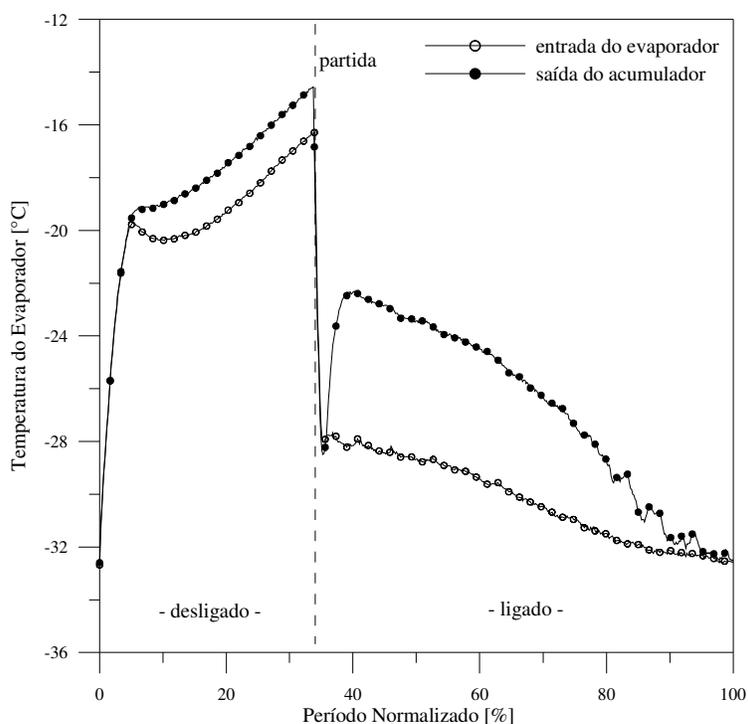


Figura 22 Variação das temperaturas no evaporador ao longo de um ciclo

2.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Quanto ao Refrigerador

O refrigerador BRM-44 pode ser classificado como 3 estrelas, uma vez que atinge temperaturas inferiores à -18°C (cada estrela representa um abaixamento adicional de -6°C em relação a 0°C). A condição de teste de consumo de energia, de acordo com a ISO8561, é de 5°C (refrigerador) e -18°C (congelador). Nesta condição, o sistema de refrigeração é capaz de remover cerca de 25 W do congelador, 40 W do refrigerador, além dos 7 W dissipados pelo ventilador, originando uma carga aproximada de 72 W (Apêndice V). Ao longo de um ciclo, o sistema consome aproximadamente 75 W na condição normalizada – valor obtido através de interpolação bilinear dos dados da Tabela 4 –, de modo que o *COP* do sistema é aproximadamente igual a 1. Considerando que um refrigerador ideal trabalharia entre dois reservatórios a 32 e 5°C enquanto um congelador ideal operaria entre 32 e -18°C , *COP* teóricos podem ser estimados separadamente para cada compartimento: $\sim 10,3$ para o refrigerador e $\sim 5,1$ para o congelador. Assumindo que cerca de 45% da capacidade de refrigeração é usada para remover calor do congelador e 55% do refrigerador, calcula-se um *COP* teórico combinado aproximadamente igual a 8. A eficiência de refrigeração é calculada comparando-se o *COP* real com o teórico, i.e. $1/8 \sim 12,5\%$. Há, portanto, uma larga margem para melhorias.

Quanto ao Modelo de Referência

O funcionamento de um sistema de refrigeração é caracterizado pelos níveis de pressão de condensação e de evaporação, além dos graus de superaquecimento e de sub-resfriamento nos trocadores de calor. Todos esses parâmetros – que são funções do desempenho dos componentes, da temperatura do ambiente externo, da carga térmica e da carga de refrigerante no sistema – devem ser reproduzidos computacionalmente pelo modelo. Isso responde à primeira questão do início do capítulo. A segunda questão será respondida nos próximos capítulos, onde serão apresentados os modelos individuais para cada um dos componentes do refrigerador.

CAPÍTULO 3

TROCADORES DE CALOR

3.1 OS TROCADORES DE CALOR: CONDENSADOR E EVAPORADOR

Características Construtivas

O refrigerador BRM-44 utiliza um evaporador do tipo tubo-aletado, também chamado de *frost-free*, dada sua utilização em refrigeradores com degelo automático. Esse evaporador é composto por uma serpentina com duas fileiras de 10 tubos horizontais e por aletas retangulares, como mostra a Figura 23. Tanto a serpentina como as aletas são manufaturadas em alumínio.

Enquanto o refrigerante escoar no interior do tubo, o ar é forçado a escoar através do arranjo no sentido ascendente pela ação de um ventilador axial. Na primeira coluna da serpentina, o escoamento de refrigerante se dá de cima para baixo, em contra-corrente ao fluxo de ar. Na segunda coluna, o sentido do escoamento de refrigerante é de baixo para cima, no sentido do escoamento de ar. Na saída do evaporador, existe um acumulador de sucção com a função de armazenar refrigerante para adequar o sistema a variações na carga térmica.

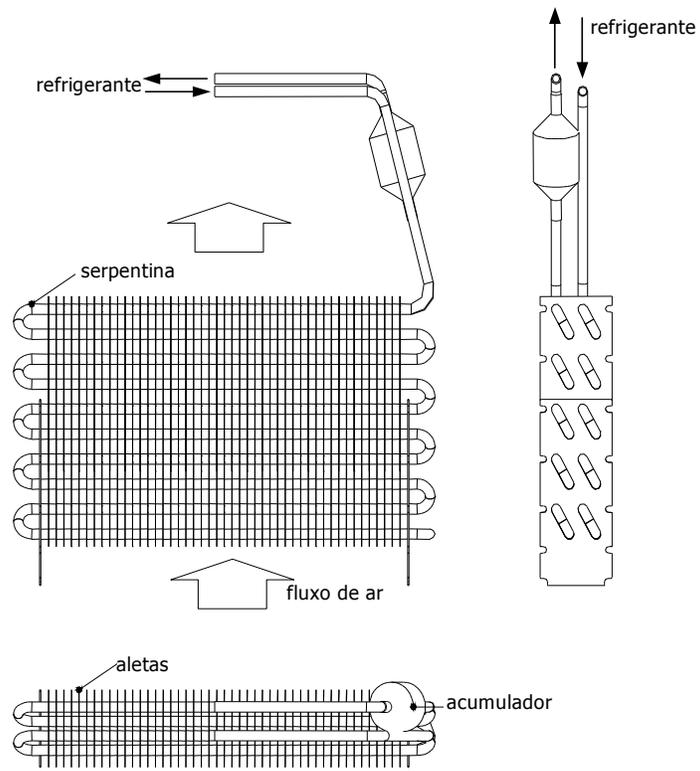


Figura 23 Evaporador tubo-aletado

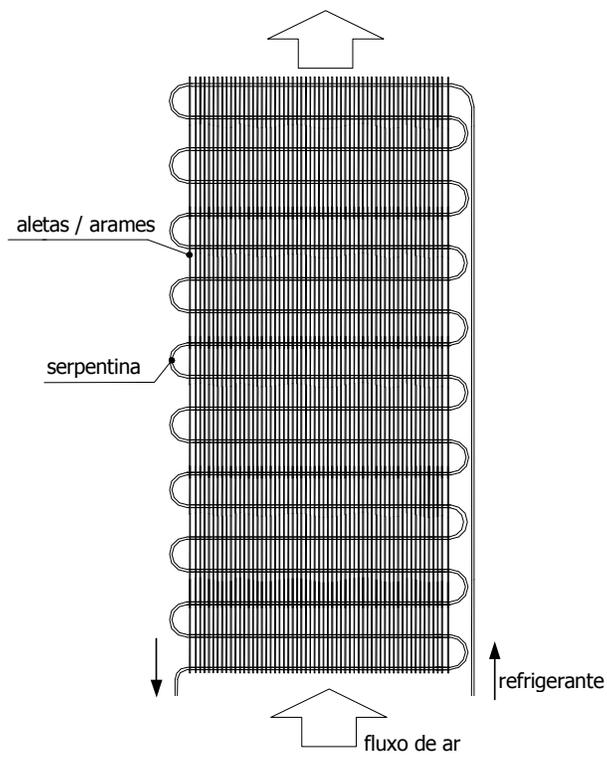


Figura 24 Condensador arame-sobre-tubo

O condensador, por sua vez, é um trocador de calor do tipo arame-sobre-tubo, onde tanto a serpentina como as aletas são fabricadas em aço. Neste componente, o refrigerante circula internamente pelo tubo de seção circular, de cima para baixo, enquanto o ar escoar no lado externo por convecção natural, de baixo para cima, como esquematizado na Figura 24. Aletas, na forma de arames cilíndricos uniformemente distribuídos, são soldadas em ambos os lados dos tubos, arranjados como uma serpentina vertical de passes paralelos. Na linha de descarga, totalmente desprovida de aletas, o refrigerante escoar no sentido ascendente, paralelo ao fluxo de ar. Na saída do condensador existe um filtro secador, cujo volume interno corresponde a cerca de 10% do volume total do condensador, para reter a umidade e outras impurezas presentes no circuito.

Mais detalhes geométricos e construtivos dos trocadores de calor do refrigerador em questão são mostrados no Apêndice I.

Estados dos Trocadores de Calor

Em um sistema dinâmico, cada configuração observada ao longo do tempo recebe o nome de estado. No caso dos trocadores de calor, os estados dinâmicos são caracterizados pela presença ou não das três regiões características do escoamento de refrigerante: vapor superaquecido, mistura bifásica e líquido sub-resfriado.

O evaporador admite três estados possíveis, como mostra a Figura 25: (1) apenas uma região de vapor superaquecido; (2) duas regiões: uma bifásica e outra de vapor superaquecido; e (3) apenas uma região bifásica. Neste componente existem, no máximo, duas regiões simultâneas – mistura bifásica e vapor superaquecido –, de modo que apenas uma fronteira deve ser rastreada ao longo do tempo.

No condensador também existem três estados possíveis: (1) apenas uma região de vapor superaquecido; (2) duas regiões: uma de vapor superaquecido e outra bifásica; e (3) três regiões: vapor superaquecido, mistura bifásica e líquido sub-resfriado. Tais estados estão ilustrados na Figura 26. Este componente admite a presença simultânea de três regiões distintas, de modo que duas fronteiras precisam ser mapeadas ao longo do tempo.

A presença de cada região é monitorada com base nos títulos na entrada, x_e , e na saída, x_n , do trocador de calor, como mostra a Tabela 5. Para que um estado seja termodinamicamente possível, os requisitos para x_e e x_n devem ser satisfeitos simultaneamente.

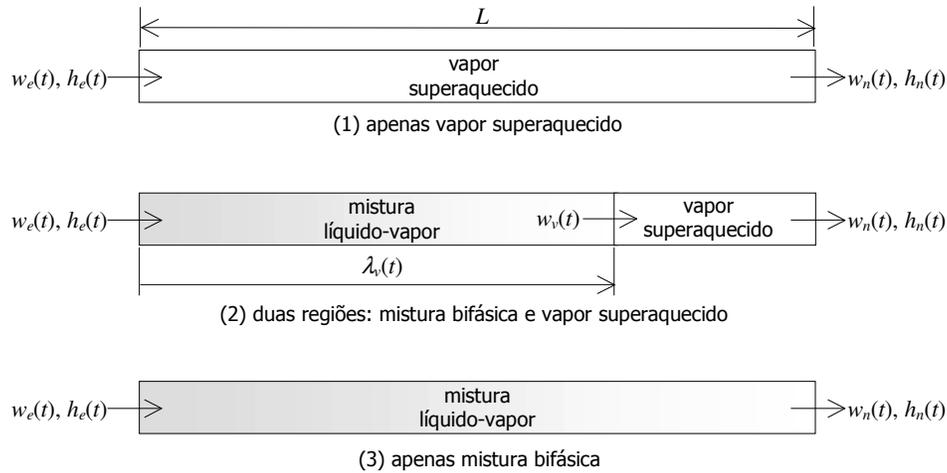


Figura 25 Estados dinâmicos do evaporador

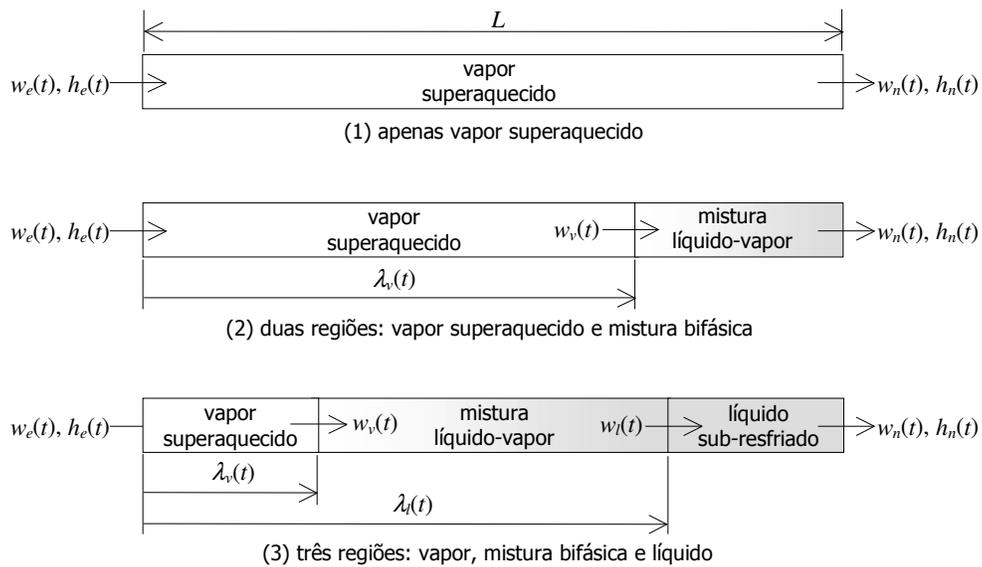


Figura 26 Estados dinâmicos do condensador

A seguinte notação foi empregada: λ_v representa a posição da fronteira de vapor superaquecido, λ_l a posição da fronteira de líquido sub-resfriado, L o comprimento da serpentina e Λ o comprimento da região bifásica, quando presente.

Tabela 5 Definição dos estados dinâmicos dos trocadores de calor

Estado	Evaporador			Condensador	
	x_e	x_n	Comprimento bifásico, Λ	x_n	Comprimento bifásico, Λ
1	$x_e > 1$	$x_n > 1$	$\Lambda = 0$	$x_n > 1$	$\Lambda = 0$
2	$x_e < 1$	$x_n > 1$	$\Lambda = \lambda_v(t)$	$0 < x_n < 1$	$\Lambda = L - \lambda_v(t)$
3	$x_e < 1$	$x_n < 1$	$\Lambda = L$	$x_n < 0$	$\Lambda = \lambda_l(t) - \lambda_v(t)$

Estratégias de Modelagem

Os modelos para os trocadores de calor têm por objetivo determinar a taxa de transferência de calor, a pressão do refrigerante no interior da serpentina e o estado termodinâmico do refrigerante na saída do tubo. Existem diversas técnicas disponíveis para essa finalidade. As mais modernas se baseiam nos princípios de conservação aplicados a cada um dos sub-domínios do trocador de calor: escoamento de refrigerante no interior da tubulação, transferência de calor na serpentina aletada, e escoamento externo de ar. Dependendo dos estados do trocador de calor e de como variam as propriedades de interesse em cada uma das suas regiões características, os modelos podem ser classificados em: (i) globais; (ii) zonais; (iii) fronteiras móveis; e (iv) distribuídos.

Enquanto os modelos globais consideram o escoamento de refrigerante como uma única célula, os modelos zonais empregam um ponto nodal para cada uma das regiões características do trocador de calor. Exemplos do uso de modelos globais podem ser encontrados nos trabalhos de James et al. (1986), Melo et al. (1988) e Jakobsen (1995), enquanto os modelos zonais foram utilizados por Rajendran e Pate (1986) e Lunardi (1991). Uma alternativa consiste na metodologia de fronteiras móveis, apresentada por Wedekind e Stoecker (1968) para um evaporador e posteriormente generalizada para condensadores e evaporadores por Wedekind et al. (1978). A exemplo dos modelos zonais, a técnica de fronteiras móveis divide o trocador de calor em regiões, mas assume que as propriedades variam linearmente em cada zona. Tal método vem sendo aplicado a problemas que envolvem transientes próximos ao ponto de equilíbrio (He et al. 1994, Benedek e Drew 2000, Leducq et al. 2003), já que não é capaz de representar as migrações de refrigerante típicas de transientes mais longos. Apesar desse fato, alguns autores utilizam essa estratégia para simular transientes de partida (Grald e MacArthur 1992, Willatzen et al. 1998 e Bendapudi et al. 2004).

Os modelos distribuídos, por sua vez, permitem a determinação das propriedades de interesse ao longo de todo o domínio, sendo por este motivo empregados quando se precisa determinar os graus de superaquecimento e sub-resfriamento com maior precisão. Essa abordagem, no entanto, pode apresentar problemas de convergência numérica, uma vez que as propriedades do escoamento são descontínuas na interface entre as regiões monofásica e bifásica (Jansen et al. 1988). Dos trabalhos que empregam tal estratégia, destacam-se: Gruhle e Isermann (1985), MacArthur e Grald (1989), Nyers e Stoyan (1994), Jia et al. (1995), Xu (1996), Judge e Radermacher (1997), Ploug-Sørensen et al. (1997), García-Valladares et al. (1998), Stevanvic e Jovanovic (2000), e Aprea e Reno (2002).

A fim de adequar o grau de sofisticação do modelo à complexidade dos fenômenos envolvidos, uma abordagem híbrida foi empregada para modelar o escoamento de refrigerante através dos trocadores de calor. Modelos distribuídos foram empregados durante o período em que o refrigerador está ligado, enquanto modelos globais foram utilizados para o período em que o sistema está desligado, já que a distribuição das propriedades do escoamento não é tão significativa neste caso.

3.2 MODELO DO ESCOAMENTO DE REFRIGERANTE

Equações Governantes

A modelagem do escoamento de fluidos refrigerantes através dos trocadores de calor de um refrigerador doméstico baseia-se nos princípios da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Face a complexidade do sistema de equações diferenciais resultante, as seguintes hipóteses simplificativas são tipicamente adotadas:

- O escoamento é considerado unidimensional e as trocas de calor entre o refrigerante e as paredes do trocador de calor são calculadas através de correlações empíricas;
- Os efeitos de difusão de calor são desprezados tendo em vista os elevados números de Reynolds e de Péclet do escoamento ($\sim 10^4$);
- A dissipação viscosa e as variações de energia potencial são desconsideradas;
- O tubo é considerado reto, horizontal e com seção transversal constante.

Com base nessas hipóteses, pode-se expressar os princípios da conservação da massa, da energia total e da quantidade de movimento para um volume de controle diferencial de refrigerante escoando no interior da serpentina através das seguintes equações diferenciais parciais:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(u + \frac{1}{2} v^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[G \left(h + \frac{1}{2} v^2 \right) \right] = \frac{\partial p}{\partial t} + q_i \frac{P_i}{A} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (G v) = - \frac{\partial p}{\partial z} - \tau_w \frac{P_i}{A} \quad (3)$$

onde v representa a velocidade média do escoamento na direção axial z [m/s], u e h são respectivamente a energia interna e a entalpia específicas do refrigerante [kJ/kg], p é a pressão [kPa], G , o fluxo de massa de refrigerante [kg/s.m²], τ_w , a tensão de cisalhamento na parede [kPa], q_i , o fluxo de calor entre o refrigerante e a parede [W/m²], P_i , o perímetro interno do tubo [m], e A é a área da seção transversal [m²].

Outra hipótese comumente adotada em modelos que visam a simulação dinâmica de trocadores de calor consiste em desprezar as variações de quantidade de movimento e as perdas viscosas ao longo do escoamento, o que torna a pressão uniforme e faz com que a equação da conservação da quantidade de movimento não seja mais necessária. Após as devidas simplificações, o escoamento de refrigerante passa a ser caracterizado pelas equações da conservação da massa (1) e da energia térmica, esta dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial z} (G h) = q_i \frac{P_i}{A} \quad (4)$$

Para que sejam resolvidas, tais equações diferenciais parciais precisam ser integradas tanto no tempo como no espaço. Os procedimentos empregados são descritos a seguir.

Compressor Ligado

Um esquema do modelo desenvolvido para os trocadores de calor é mostrado na Figura 27. A tubulação foi dividida em n volumes de controle unidimensionais igualmente espaçados, com exceção do último volume a jusante, que representa tanto o acumulador de líquido, no caso do evaporador,

como o filtro secador, no caso do condensador. O número do volume corresponde ao número da superfície de controle situada imediatamente a jusante, enquanto a entrada do trocador de calor é indicada pela letra *e*. O domínio foi discretizado através do método tubo-por-tubo de Domanski (1991), segundo o qual cada volume de controle corresponde à um passe de tubo da serpentina aletada.

O modelo discretizado é obtido integrando-se as equações da conservação da massa e da energia em cada um dos volumes de controle representados na Figura 27, de modo que as seguintes equações diferenciais ordinárias são obtidas para um volume de controle genérico *k*:

$$V_k \frac{d\bar{\rho}}{dt} + w_k - w_{k-1} = 0 \quad (5)$$

$$V_k \frac{d}{dt}(\bar{\rho}u) + w_k h_k - w_{k-1} h_{k-1} = \bar{Q}_k \quad (6)$$

onde w_k é a vazão mássica através das superfícies de controle [kg/s], \bar{Q}_k é a taxa média de transferência de calor no volume de controle [W], e V_k representa o volume propriamente dito [m³]. A barra sobrescrita indica o valor médio ao longo do volume.

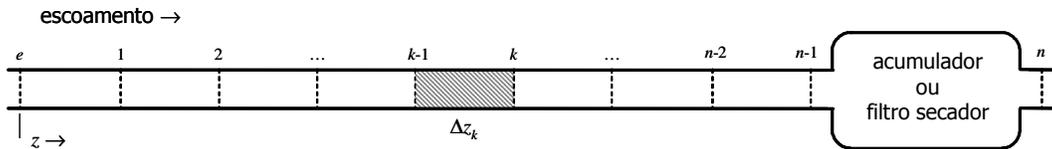


Figura 27 Modelo para o escoamento de refrigerante na serpentina de um trocador de calor qualquer

Para as propriedades médias do escoamento, aqui representadas pela variável específica genérica y_k , emprega-se uma aproximação implícita de primeira ordem a fim de tirar proveito da sua inerente estabilidade numérica:

$$\bar{y}_k = \frac{1}{\Delta z_k} \int_{z_{k-1}}^{z_k} y dz \cong y_k \quad (7)$$

Para o termo de transferência de calor, por outro lado, uma aproximação de segunda ordem é recomendável a fim de atenuar aos efeitos das discontinuidades nas taxas de transferência de calor entre as regiões de escoamento bifásico e monofásico:

$$\bar{Q}_k = \frac{1}{\Delta z_k} \int_{z_{k-1}}^k Q dz \cong \frac{1}{2} (Q_k + Q_{k-1}) \quad (8)$$

Fazendo uso da equação anterior e da notação $\dot{y} = dy/dt$ para representar as variações temporais de y , obtém-se o seguinte sistema de equações diferenciais ordinárias para a massa específica e para a energia interna do refrigerante:

$$V_k \dot{\rho}_k + w_k - w_{k-1} = 0 \quad (9)$$

$$V_k \rho_k \dot{u}_k + V_k u_k \dot{\rho}_k + w_k h_k - w_{k-1} h_{k-1} = \bar{Q}_k \quad (10)$$

Esse sistema é formado por $2n$ equações para \dot{u}_k e $\dot{\rho}_k$. Como a pressão é a mesma em todos os volumes de controle e como u , ρ e p estão inter-relacionadas através de relações termodinâmicas, pode-se reduzir o sistema para $n+1$ equações através procedimento indicado a seguir. Primeiramente, com base na equação da conservação da massa, pode-se re-escrever o termo $w_k h_k - w_{k-1} h_{k-1}$ em função da vazão mássica na entrada do trocador de calor w_e :

$$w_k h_k - w_{k-1} h_{k-1} = \Delta h_k \left[w_e - \sum_{j=1}^{k-1} V_j \dot{\rho}_j \right] - V_k h_k \dot{\rho}_k \quad (11)$$

Substituindo essa expressão, juntamente com a definição da entalpia $h_k = u_k + p/\rho_k$, na equação da energia, obtém-se:

$$V_k \rho_k \dot{u}_k - V_k p \frac{\dot{\rho}_k}{\rho_k} - \Delta h_k \sum_{j=1}^{k-1} V_j \dot{\rho}_j = \bar{Q}_k - w_e \Delta h_k \quad (12)$$

onde $\Delta h_k = h_k - h_{k-1}$. Se a massa específica for escrita na forma do seu diferencial total,

$$d\rho = \left. \frac{\partial \rho}{\partial u} \right|_p du + \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_u dp = \phi du + \psi dp \quad (13)$$

e substituída na equação (12), obtém-se seguinte expressão para a conservação da energia no volume de controle k :

$$V_k \left(\rho_k - p \frac{\phi_k}{\rho_k} \right) \dot{u}_k - \Delta h_k \sum_{j=1}^{k-1} V_j \phi_j \dot{u}_j - \left[V_k p \frac{\psi_k}{\rho_k} + \Delta h_k \sum_{j=1}^{k-1} V_j \psi_j \right] \dot{p} = \bar{Q}_k - w_e \Delta h_k \quad (14)$$

Uma abordagem semelhante foi empregada por Rossi e Braun (1999), mas usando a entalpia ao invés da energia interna. O conjunto de equações diferenciais ordinárias obtidas da aplicação da equação anterior aos n volumes de controle do trocador de calor gera um sistema de n equações e $n+1$

variáveis: as n derivadas temporais da energia interna e a derivada temporal da pressão. A equação de fechamento vem da conservação global da massa, dada por:

$$\sum_{j=1}^n V_j \phi_j \dot{u}_j + \left[\sum_{j=1}^n V_j \psi_j \right] \dot{p} + w_n - w_e = 0 \quad (15)$$

As equações (14) e (15) podem ser re-escritas na forma matricial, da seguinte forma:

$$\mathbf{A} \dot{\mathbf{y}} = \mathbf{B} \quad (16)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} V_1(\rho_1 - p \phi_1 / \rho_1) & 0 & 0 & 0 & -V_1 p \frac{\psi_1}{\rho_1} \\ -\Delta h_1 V_1 \phi_1 & V_2(\rho_2 - p \phi_2 / \rho_2) & 0 & 0 & -V_2 p \frac{\psi_2}{\rho_2} - \Delta h_2 V_1 \psi_1 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 & \vdots \\ -\Delta h_1 V_1 \phi_1 & -\Delta h_2 V_2 \phi_2 & \cdots & V_n(\rho_n - p \phi_n / \rho_n) & -V_n p \frac{\psi_n}{\rho_n} - \Delta h_n \sum_{j=1}^{n-1} V_j \psi_j \\ V_1 \phi_1 & V_2 \phi_2 & \cdots & V_n \phi_n & \sum_{j=1}^n V_j \psi_j \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = [\bar{Q}_1 - w_e \Delta h_1 \quad \bar{Q}_2 - w_e \Delta h_2 \quad \cdots \quad \bar{Q}_n - w_e \Delta h_n \quad w_e - w_n]^T$$

$$\dot{\mathbf{y}} = [\dot{u}_1 \quad \dot{u}_2 \quad \cdots \quad \dot{u}_n \quad \dot{p}]^T$$

A matriz dos coeficientes possui um aspecto bastante peculiar, em que tanto a banda inferior como a coluna $N=n+1$ são totalmente preenchidas. Essa matriz pode ser resolvida analiticamente através do método de decomposição LU (Press et al. 1995), de modo que:

$$\begin{cases} \mathbf{A} \dot{\mathbf{y}} = \mathbf{L} \mathbf{U} \dot{\mathbf{y}} = \mathbf{B} \\ \mathbf{L} \mathbf{x} = \mathbf{B} \\ \mathbf{U} \dot{\mathbf{y}} = \mathbf{x} \end{cases} \quad (17)$$

onde os coeficientes das matrizes \mathbf{L} e \mathbf{U} são dados por:

$$L_{ij} = A_{ij} \quad ; \quad L_{NN} = A_{NN} - \sum_{k=1}^{N-1} A_{Nk} U_{kN} \quad ; \quad U_{ii} = 1 \quad ; \quad U_{iN} = \frac{A_{iN}}{A_{ii}} - \sum_{k=1}^{i-1} \frac{A_{ik}}{A_{ii}} U_{kN} \quad (18)$$

A solução desse sistema de equações fornece os valores de \dot{p} e \dot{u}_k para $k=1, n$, enquanto

$\dot{\rho}_k$ devem ser obtidos a partir da seguinte equação:

$$\dot{\rho}_k = \phi_k \dot{u}_k + \psi_k \dot{p} \quad (19)$$

As variáveis p , u_k e ρ_k são calculadas através da integração numérica no tempo de \dot{p} , \dot{u}_k e $\dot{\rho}_k$, enquanto as vazões mássicas locais, w_k , são computadas a posteriori através de um balanço de massa:

$$w_k = w_e - \sum_{j=1}^k (V_j \phi_j \dot{u}_j) - \left(\sum_{j=1}^k V_j \psi_j \right) \dot{p} \quad (20)$$

As condições iniciais são calculadas pelo estado termodinâmico do refrigerante no instante da partida, definido pela temperatura de equilíbrio térmico e pela pressão de equalização, cujo procedimento de cálculo é mostrado no Apêndice XII. O fluxo de massa e a entalpia do refrigerante na entrada do trocador de calor são utilizados como condições de contorno. Embora hajam apenas duas equações diferenciais, uma terceira condição de contorno, dada pelo fluxo de massa na saída do trocador de calor, faz-se necessária para o cômputo da pressão (equação 15).

Compressor Desligado

Durante o período em que o compressor está desligado, o condensador é drenado de líquido enquanto o evaporador fica repleto de mistura bifásica. O modelo leva em conta, portanto, apenas dois estados para o condensador – mistura bifásica ou vapor superaquecido – enquanto apenas a condição de mistura bifásica é admitida para o evaporador. Como a distribuição espacial das propriedades não é tão importante nesses casos, modelos globais foram utilizados. Tais modelos se baseiam na aplicação dos princípios de conservação da massa e da energia para todo o trocador de calor, que fornecem:

$$\frac{dM}{dt} = w_e - w_n \quad (21)$$

$$\frac{dU}{dt} = w_e h_e - w_n h + Q \quad (22)$$

onde uma aproximação implícita de 1ª ordem foi adotada. A seguir, as equações evolutivas da pressão são derivadas para cada um dos estados dinâmicos possíveis: vapor superaquecido e mistura bifásica.

Apenas Vapor Superaquecido

Das definições de energia interna e massa específica, obtém-se respectivamente:

$$u = \frac{U}{M} \Rightarrow \frac{du}{dt} = \frac{1}{M} \left(\frac{dU}{dt} - u \frac{dM}{dt} \right) \quad (23)$$

$$\rho = \frac{M}{V} \Rightarrow \frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{M} \frac{dM}{dt} \quad (24)$$

Substituindo du/dt e $d\rho/dt$ na equação (13) e re-arranjando-a para dp/dt , obtém-se a seguinte equação evolutiva para a pressão:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\psi\rho V} \left[(\rho + \phi u) \frac{dM}{dt} - \phi \frac{dU}{dt} \right] \quad (25)$$

onde dM/dt e dU/dt são obtidos respectivamente das equações (21) e (22).

Apenas Mistura Bifásica

Da definição de energia interna para a região bifásica, tem-se:

$$U = Mu = M[u_v x + u_l(1-x)] \quad (26)$$

Considerando uma distribuição homogênea de fases, pode-se expressar o título por:

$$x = \frac{v - v_l}{v_v - v_l} \quad ; \quad (1-x) = \frac{v_v - v}{v_v - v_l} \quad (27)$$

Substituindo essa equação na anterior, obtém-se:

$$U = M \left(\frac{v_v u_l - v_l u_v}{v_v - v_l} + v \frac{u_v - u_l}{v_v - v_l} \right) = M(\Psi + v\Phi) = M\Psi + V\Phi \quad (28)$$

onde Φ e Ψ são funções apenas da pressão. Derivando a equação anterior no tempo, obtém-se:

$$\frac{dU}{dt} = \Psi \frac{dM}{dt} + (M\Psi' + V\Phi') \frac{dp}{dt} \quad (29)$$

onde $\Phi' = d\Phi/dp$ e $\Psi' = d\Psi/dp$. Re-arranjando-a para dp/dt , chega-se à equação evolutiva para a pressão:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dU/dt - \Psi dM/dt}{M\Psi' + V\Phi'} \quad (30)$$

onde dM/dt e dU/dt são obtidos respectivamente das equações (21) e (22).

Propriedades Termodinâmicas e Termofísicas. Cômputo de ϕ e ψ

As propriedades termodinâmicas (T , ρ , c_p e c_v) e termofísicas (k , μ) do fluido refrigerante foram obtidas a partir dos softwares EES/REFPROP (Klein 2004, Lemmon et al. 1998). Uma técnica de armazenamento e consulta em tabela através de *splines* cúbicas (Press et al. 1995) foi empregada a fim de reduzir o tempo computacional associado ao cálculo iterativo das propriedades (Apêndice XI). Para o superaquecimento, as propriedades foram tabeladas em função da pressão e de uma segunda variável independente, que pode ser a temperatura, a energia interna ou a entalpia. Para as propriedades do vapor e do líquido saturados, as propriedades foram tabeladas tanto em função da pressão como da temperatura de saturação. Na região sub-resfriada, as propriedades são aproximadas pela propriedade do líquido saturado à mesma temperatura, calculada por:

$$T = T_{sat} + (u - u_l)/c_{vl} \quad (31)$$

O cômputo da massa específica da região bifásica exige, no entanto, alguns cuidados especiais, já que as fases de vapor e de líquido escoam com velocidades diferentes, o que origina uma massa específica que pode ser significativamente diferente daquela calculada quando se considera o escoamento como homogêneo. Para um estudo mais rigoroso, faz-se necessária a solução das equações de conservação para cada fase do escoamento, o que tornaria o modelo bastante complexo. Uma forma de simplificar este tratamento consiste em empregar a hipótese de fluido bem misturado e utilizar um modelo de fração de vazio, definida como a relação entre a área ocupada pelo refrigerante na fase vapor e a área transversal do tubo ($\alpha=A_v/A$). Através deste conceito, a massa específica da região de escoamento bifásico pode ser calculada por:

$$\rho_b = \alpha\rho_v + \rho_l(1 - \alpha) \quad (32)$$

onde as grandezas ρ_l e ρ_v indicam, respectivamente, as massas específicas do líquido e do vapor saturados. De um modo geral, a fração de vazio é função do título e do deslizamento entre as fases de vapor e de líquido, $S = v_v/v_l$:

$$\frac{1 - \alpha}{\alpha} = \frac{1 - x}{x} \frac{\rho_v}{\rho_l} S \quad (33)$$

Com exceção do escoamento homogêneo, em que $\alpha_i = \alpha_j$ de forma que uma expressão analítica pode ser obtida diretamente da equação anterior, os modelos de fração de vazio para escoamentos complexos são obtidos empiricamente e correlacionados em função do título, da pressão, da geometria do tubo e das propriedades termofísicas das fases de líquido e de vapor. O Apêndice X sumariza os principais modelos de fração de vazio disponíveis na literatura.

Na região superaquecida, as derivadas ϕ e ψ são calculadas como funções da pressão e energia interna específica e tabeladas como uma propriedade termodinâmica qualquer. Na região saturada, no entanto, a derivada da massa específica é computada a partir da equação (13):

$$\frac{d\rho_b}{dt} = \left[\alpha \frac{d\rho_v}{dp} + (1 - \alpha) \frac{d\rho_l}{dp} + (\rho_v - \rho_l) \frac{\partial \alpha}{\partial p} \Big|_p \right] \frac{dp}{dt} + (\rho_v - \rho_l) \frac{\partial \alpha}{\partial u} \Big|_p \frac{du}{dt} \quad (34)$$

onde $d\rho/dp$ e dp_v/dp são previamente calculadas e armazenadas na tabela de propriedades da saturação. As derivadas da fração de vazio em função da pressão e da energia interna são calculadas numericamente através de aproximações de diferenças centrais:

$$\frac{\partial y}{\partial x} \Big|_z = \frac{y(x + \frac{1}{2} \Delta x, z) - y(x - \frac{1}{2} \Delta x, z)}{\Delta x} \quad (35)$$

Na região sub-resfriada, a massa específica é aproximada pela massa específica do líquido saturado à mesma temperatura, $\rho_l(T)$, de modo que:

$$\begin{cases} \phi \cong \frac{h_v - h_l}{c_{v_l} T_{sat} (v_v - v_l)} \frac{d\rho_l}{dp} \\ \psi \cong 0 \end{cases} \quad (36)$$

Equações Complementares

O fechamento do sistema de equações é obtido através de correlações empíricas para os coeficientes de transferência de calor entre o refrigerante e as paredes do trocador de calor. Algumas das correlações disponíveis na literatura, tanto para escoamentos monofásicos como para bifásicos com evaporação e condensação, são sumarizadas no Apêndice IX.

3.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SERPENTINAS ALETADAS

Equações Governantes

O modelo do trocador de calor envolve tanto as trocas de calor com o refrigerante e com o ar, como a difusão de calor ao longo das paredes do tubo e das aletas, de modo que um balanço de energia neste componente fornece:

$$c_w M_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = A_w k_w \nabla^2 T_w - A_i q_i - A_e q_e \quad (37)$$

onde T_w é a temperatura de um volume elementar do trocador de calor, c_w e k_w são respectivamente o calor específico e a condutividade térmica do material de construção, M_w é a massa total do conjunto tubo e aletas de um determinado elemento de volume do trocador de calor, A_w representa a área pela qual calor é difundido através do elemento de volume, A_i e A_e são as superfícies de troca de calor interna e externa, e q_i e q_e são os fluxos de calor nos lados do refrigerante e do ar, calculados por:

$$q_i = \dot{h}_i (T_w - T_i) \quad (38)$$

$$q_e = \dot{h}_e (T_w - T_e) \quad (39)$$

onde \dot{h}_i e \dot{h}_e são respectivamente os coeficientes de transferência de calor nos lados interno e externo, enquanto T_i e T_e representam, nessa ordem, as temperaturas do refrigerante e do ar.

Tendo em vista que as taxas de transferência de calor entre o refrigerante e o ar superam, em algumas ordens de grandeza, a difusão de calor através das paredes ($Bi \sim 10^{-3}$) pode-se desconsiderar tanto a condução de calor axial como radial no tubo. Além disso, a distribuição de temperatura nas aletas pode ser computada através do conceito de eficiência de aleta. A introdução de tais simplificações no balanço de energia fornece uma equação diferencial ordinária que deve ser aplicada a cada um dos k elementos de volume do trocador de calor:

$$\frac{dT_{w,k}}{dt} = \frac{A_i \dot{h}_i (T_{i,k} - T_{w,k}) + (A_t + \eta_a A_a) \dot{h}_e (T_{e,k} - T_{w,k})}{c_w (M_t + \eta_a M_a)} \quad (40)$$

onde os índices t e a referem-se respectivamente ao tubo e às aletas. Como a equação é de 1ª ordem, apenas uma condição inicial é necessária, dada pela temperatura ambiente T_a .

Cômputo da Eficiência de Aleta

A eficiência de uma aleta é calculada dividindo-se o calor efetivamente trocado pelo calor que seria trocado se a aleta estivesse à mesma temperatura da base. Usando esta definição e considerando as propriedades do escoamento e da aleta constantes, pode-se derivar a seguinte expressão para o cômputo da eficiência de aleta (McQuinston e Parker 1994):

$$\eta_a = \frac{\tanh(m\ell)}{m\ell} \quad (41)$$

onde ℓ representa a distância entre a extremidade e a base da aleta, e m é dado por:

$$m = \sqrt{\frac{\dot{h}_e P_a}{k_w A_{ta}}} \quad (42)$$

onde P_a é o perímetro da aleta e A_{ta} sua área transversal. Para condensadores arame-sobre-tubo, usa-se $P_a/A_{ta}=4/d_a$ e $\ell = p_t/2$. Para evaporadores tubo-aletado, por outro lado, tais parâmetros têm sido calculados através do método proposto por Schmidt (1945), onde $P_a/A_{ta}=2/t_a$ e $\ell = r_{eq}\zeta$, sendo t_a a espessura da aleta, r_{eq} um raio equivalente e ζ um fator de correção, calculado respectivamente por:

$$\frac{r_{eq}}{r_i} = 1,27 \frac{M}{r_i} \sqrt{\frac{L}{M}} - 0,3 \quad (43)$$

$$\zeta = \left(\frac{r_{eq}}{r_i} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{r_{eq}}{r_i} \right) \right] \quad (44)$$

onde L e M são ilustrados na Figura 28 para um arranjo desencontrado de tubos.

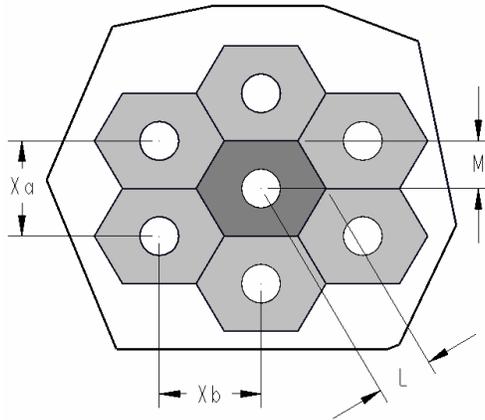


Figura 28 Esquema de Schmidt (1945) para cálculo da eficiência de aleta em um arranjo desencontrado

3.4 CONVECÇÃO NATURAL NA REGIÃO EXTERNA DO CONDENSADOR

Como o escoamento de ar no condensador ocorre por convecção natural e com vazões muito baixas, assumiu-se que o ar externo ao condensador está parado e que possui uma capacidade térmica infinita, o que torna a sua temperatura constante e igual à temperatura ambiente, i.e. $T_c = T_a$. Uma análise de escala mostra que as trocas de calor por radiação entre o condensador e as superfícies vizinhas são responsáveis por cerca de 50% de todo calor transferido para o ambiente externo, de modo que esta parcela não pode ser desprezada. O ar pode ser considerado seco, pois a umidade do ambiente externo exerce pouca influência sobre a transferência de calor (Tanda e Tagliafico 1997).

São poucas as correlações empíricas encontradas na literatura para quantificar a troca de calor entre o ar e a superfície externa de condensadores do tipo arame-sobre-tubo, com o agravante das disponíveis apresentarem resultados divergentes. O Apêndice VIII sumariza as principais correlações encontradas na literatura (Cyphers et al. 1958, Papanek et al. 1959, Tanda e Tagliafico 1997, Milanezi e Melo 2003), sendo que a última trata particularmente do condensador em questão.

Milanezi e Melo (2003) desenvolveram uma correlação dimensional – baseada no número de arames, no número de tubos, no diâmetro do tubo e na diferença de temperatura –, que embora tenha se ajustado satisfatoriamente aos dados experimentais, fornece resultados pobres para condições de operação fora da faixa de ajuste. A fim de contornar este problema, uma correlação adimensional foi desenvolvida com base nas informações experimentais obtidas por Arsego (2003), também utilizadas por Milanezi e Melo (2003). A correlação proposta, também descrita no Apêndice VIII, representa os dados experimentais com erros na faixa de $\pm 10\%$ (Figura 125).

A Figura 29 compara as taxas de transferência de calor calculadas através das correlações anteriormente mencionadas com os dados experimentais, onde se observa que correlação de Milanezi e Melo (2003) apresenta um comportamento semelhante à proposta, ajustando os dados na faixa de $\pm 10\%$. As correlações de Tanda e Tagliafico (1997) e Cyphers et al. (1958) tendem a superestimar a taxa de transferência de calor, sendo que a última apresenta um significativo espalhamento nos dados. Isso também é observado na correlação de Papanek et al. (1959), que subestima os resultados experimentais para taxas de transferência de calor mais baixas e superestima para taxas mais elevadas.

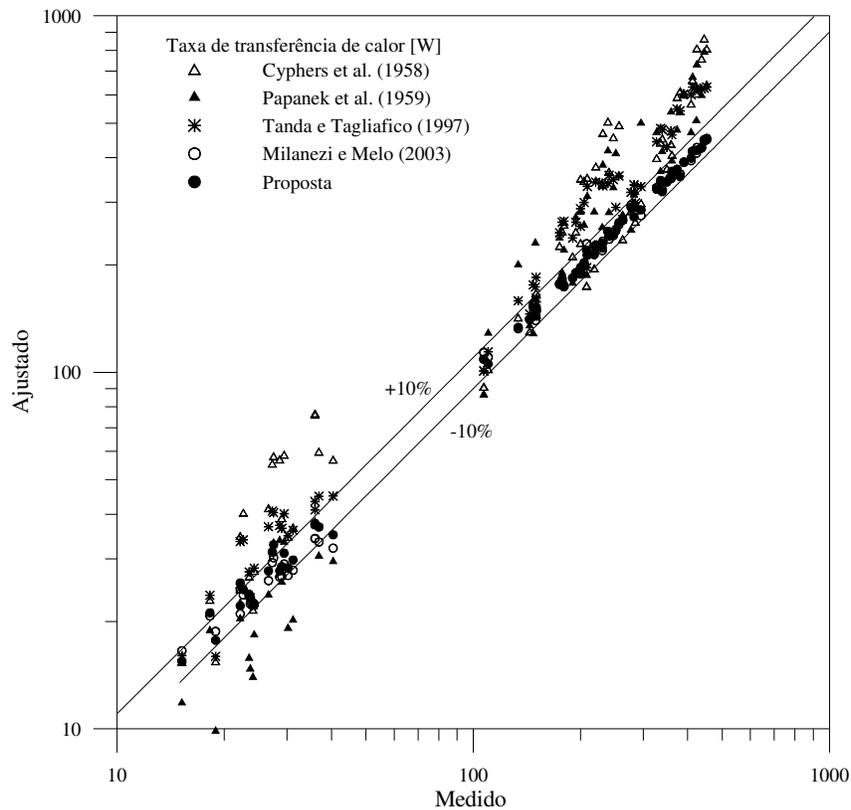


Figura 29 Comparação entre as correlações para condensadores arame-sobre-tubo e os dados de Arsego (2003)

A Figura 30 mostra as taxas de transferência de calor calculadas através das correlações mencionadas em função da diferença de temperatura entre as paredes do condensador e o ambiente externo. As curvas foram geradas a partir das características geométricas do condensador em estudo (Apêndice I), mantendo-se a temperatura ambiente em 32°C. Dois grupos distintos podem ser observados. O primeiro é formado pelas correlações de Tanda e Tagliafico (1997) e Cyphers et al. (1958), que geram valores mais elevados que as demais. Tais correlações apresentam valores bastante próximos para diferenças de temperatura inferiores à 10K, mas divergem suavemente a partir deste ponto, com a correlação de Tanda e Tagliafico (1997) apresentado valores mais elevados. O segundo grupo é formado pelas correlações de Papanek et al. (1959), Milanezi e Melo (2003) e pela correlação proposta neste trabalho, sendo que as duas últimas apresentam resultados similares, enquanto a correlação de Papanek et al. (1959) subestima a taxa de transferência de calor para pequenas diferenças de temperatura. Tal comportamento se inverte em torno de 22K.

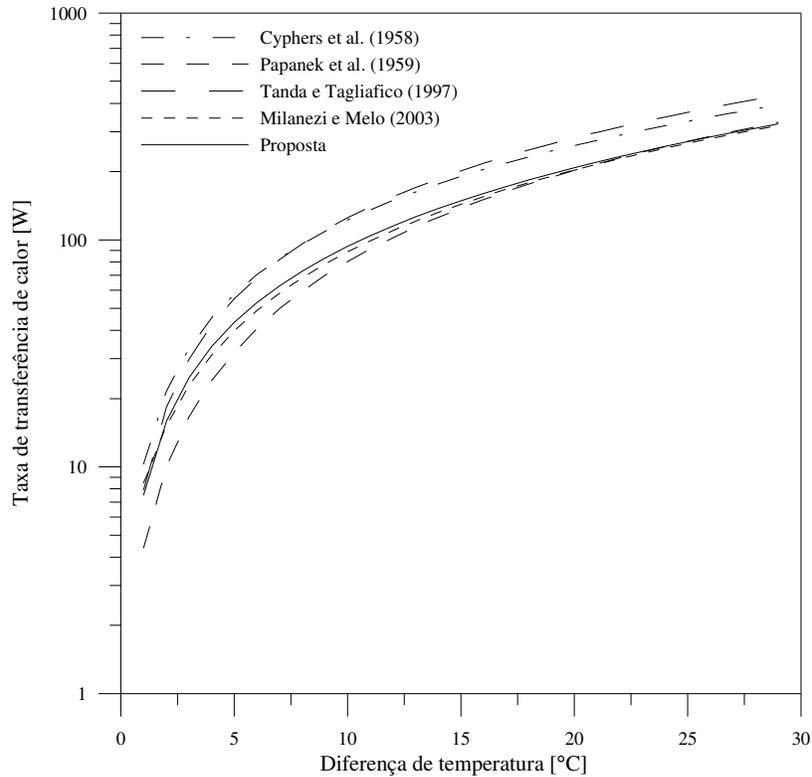


Figura 30 Correlações para condensadores arame-sobre-tubo em função da diferença de temperatura

A linha de descarga foi incorporada ao modelo do condensador, o que exige uma correlação para a transferência de calor entre o ar e a tubulação. Empregou-se a correlação de LeFevre e Ede (1956) para a convecção natural turbulenta em cilindros longos verticais:

$$\frac{\dot{h}_e L_{ld}}{k_f} = \frac{4}{3} \left[\frac{7 Ra Pr}{5(20 + 21 Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272 + 315 Pr)L_{ld}}{35(64 + 63 Pr)d_i} \quad (45)$$

onde $Ra = g\beta\Delta TL_{ld}^3\nu^{-1}\alpha^{-1}$ é o número de Rayleigh baseado no comprimento da linha de descarga L_{ld} .

3.5 ESCOAMENTO FORÇADO DE AR NO EVAPORADOR

Características

O modelo do escoamento de ar através do evaporador leva em conta os efeitos de transferência de calor e de massa entre o ar úmido e as paredes do evaporador. O modelo foi desenvolvido através de balanços de massa e de energia em volumes de controle unidimensionais

situados em cada um dos 20 tubos que formam a serpentina do evaporador, de acordo com o método tubo-por-tudo proposto por Domanski (1991).

Neste modelo, tanto os efeitos difusivos como os de dissipação viscosa foram desconsiderados. O escoamento de ar foi considerado incompressível e quase-estático, ou seja, sem armazenamento de massa e energia ao longo do tempo, de modo que o fluxo de massa através de cada volume de controle é considerado constante. Tanto as perdas de carga como as variações de energia cinética e potencial ao longo do evaporador foram desprezadas. Além disso, a condição do ar (fluxo de massa, entalpia e umidade) na entrada do evaporador foi considerada uniforme. Tanto a formação de gelo como a resistência de contato entre tudo e aleta não foram consideradas neste modelo.

Equações Governantes

O modelo do escoamento de ar baseia-se nos seguintes balanços de massa e de energia:

$$w_a c_{p_a} d\omega_a = \eta_o \dot{h}_e (\omega_w - \omega_a) dA_e \quad (46)$$

$$w_a c_{p_a} dh_a = \eta_o \dot{h}_e (h_w - h_a) dA_e \quad (47)$$

onde w_a representa a vazão mássica de ar [kg/s] através do evaporador, h_a é a entalpia da mistura [kJ/kg], ω_a a umidade absoluta da mistura, ω_w e h_w são a umidade absoluta e a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície da serpentina T_w , $c_{p_a} = c_{p_a}(\omega_a, h_a)$ é o calor específico do ar úmido, $\eta_o = (A_i + \eta_a A_a) / A_e$ é a efetividade de superfície de transferência de calor.

Nas equações anteriores, fez-se uso da analogia de camada limite proposta por Lewis, que fornece uma relação entre os coeficientes de transferência de calor e de massa:

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n \Rightarrow \frac{\dot{h}_e}{\dot{h}_m} = \rho_a c_{p_a} Le^{1-n} \quad (48)$$

onde Sh é o número de Sherwood, Sc representa o número de Schmidt e Le é o número de Lewis (~1), que expressa a relação entre a difusividade térmica e a difusividade de massa.

Note ainda que, na equação da energia, a taxa de transferência de calor foi escrita na forma de um potencial de entalpia (Stoecker e Jones 1985):

$$\frac{\dot{h}_e A_e}{c_{p_a}} [c_{p_a} (T_w - T_a) + (\omega_w - \omega_a) h_{lv}] \cong \frac{\dot{h}_e A_e}{c_{p_a}} (h_w - h_a) \quad (49)$$

Como as equações (46) e (47) são de 1ª ordem, necessitam de apenas uma condição de contorno cada, sendo dadas pela entalpia e umidade absoluta na entrada do evaporador. Tais equações foram integradas para cada um dos 20 tubos do evaporador através de um esquema conservativo de 2ª ordem, originando a seguinte equação algébrica para uma variável genérica y_a , que pode representar tanto a entalpia h_a como a umidade absoluta ω_a :

$$y_{a,j} = \frac{(w_a c_{p_a} - \frac{1}{2} \eta_o \dot{h}_e A_e) y_{a,j-1} + \eta_o \dot{h}_e A_e y_{w,j}}{w_a c_{p_a} + \frac{1}{2} \eta_o \dot{h}_e A_e} \quad (50)$$

onde os índices $j-1$ e j referem-se, respectivamente, aos valores de y_a nas superfícies de controle a montante e a jusante do volume de controle j . As equações algébricas resultantes são resolvidas em marcha a partir da temperatura do ar na entrada do evaporador. Como, no plano horizontal, há uma intensa mistura entre os escoamentos de ar ao longo dos dois feixes paralelos de tubos, considerou-se que a condição na entrada de cada volume de controle é dada pela média aritmética das propriedades na saída dos dois volumes de controle anteriores. Assim, as equações para os dois volumes de controle no plano horizontal possuem sempre as mesmas condições de entrada, mas termos fonte diferentes. As propriedades do ar são calculadas de acordo com o procedimento do Apêndice XIII.

Coefficiente Externo de Transferência de Calor no Evaporador

São várias as correlações empíricas disponíveis na literatura para quantificar a troca de calor entre o ar e a superfície externa de evaporadores do tipo tubo-aletado, embora a grande maioria seja aplicável apenas a evaporadores de condicionadores de ar – em que o fluxo de ar é cruzado e o contato entre o tubo e a aleta se dá ao longo de todo perímetro do tubo. Na verdade, há escassez de informações acerca de trocadores de calor com fluxo longitudinal de ar, tais como os tipicamente empregados em refrigeradores domésticos.

Das correlações disponíveis na literatura, destacam-se as de Schmid (1994), Karatas et al. (1996) e Lee et al. (2002), todas baseadas na seguinte expressão genérica:

$$Nu \cdot Pr^{-1/3} = a Re_{max}^b \varepsilon^c \quad (51)$$

onde Nu é o número de Nusselt baseado no diâmetro externo do tubo d_t , e Re_{max} representa o número de Reynolds, calculado com base na área mínima de passagem A_{min} . O parâmetro $\varepsilon = A_e/A_t$ é a relação entre a área externa total de troca de calor A_e e a área externa do apenas tubo A_t . A Tabela 6 sumariza os coeficientes de tais correlações.

Adicionalmente, duas novas correlações são propostas neste trabalho, uma originada a partir de experimentos realizados pelo autor em uma bancada calorimétrica – descrita no Apêndice VII –, e outra baseada nos dados de Melo et al. (2004), que ensaiaram o evaporador *in-situ*, i.e. montado em um gabinete refrigerado mantido no interior de uma câmara de testes com temperatura controlada. Em ambos os casos, os dados experimentais foram correlacionados através da equação (51), obtendo-se os coeficientes apresentados na Tabela 6. Ambas correlações ajustaram os dados experimentais com erros na faixa de $\pm 10\%$. O Apêndice VII descreve com detalhes o aparato experimental utilizado e os resultados obtidos.

Deve-se ressaltar que os evaporadores testados por Schmid (1994), Lee et al. (2002), Melo et al. (2004) e pelo autor correspondem exatamente ao modelo empregado no refrigerador em estudo. Karatas et al. (1996), por sua vez, testaram evaporadores de 2 filas, mas com diferentes áreas de aletas, motivo pelo qual incluíram ε na formulação.

Tabela 6 Correlações empíricas para evaporadores do tipo tubo-aletado

Correlação	a	b	c	η_a	$\Delta T_{referência}$
Schmid (1994)	0,112	0,667	0	Schmidt (1945)	Logarítmica
Karatas et al. (1996)	0,138	0,719	-0,407	Própria	Logarítmica
Lee et al. (2002)	0,162	0,610	0	Schmidt (1945)	Logarítmica
Melo et al. (2004)	0,085	0,690	0	Schmidt (1945)	Logarítmica
Proposta	0,125	0,654	0	Schmidt (1945)	Logarítmica

A Figura 31 compara as cinco correlações entre si e com dados experimentais através de um diagrama do produto $Nu \cdot Pr^{-1/3}$ em função do Re_{max} . Dois grupos distintos são observados, um formado pelas correlações de Melo et al. (2004) e Karatas et al. (1996), que apresentam resultados praticamente idênticos, e outro formado pelas demais, também com resultados parecidos.

As correlações de Karatas et al. (1996) e de Melo et al. (2004) apresentam valores discrepantes das demais provavelmente devido ao fato de empregarem seções de testes que

reproduzem a condição real de montagem do evaporador no produto: posicionado na vertical e com o fluxo de ar induzido por um ventilador axial. Nos casos de Schmid (1994), Lee et al. (2002) e no presente trabalho, os evaporadores foram testados em um túnel de vento termicamente isolado, onde o ar foi insuflado contra o evaporador de modo a gerar uma distribuição uniforme de velocidade na seção de entrada.

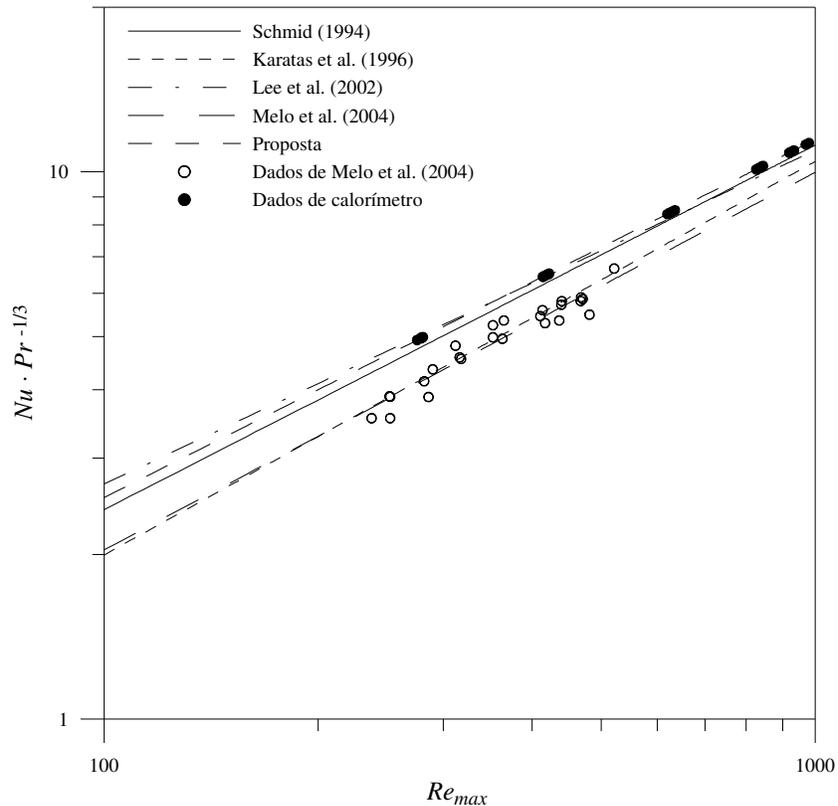


Figura 31 Correlações para evaporadores tubo-aletado em função de Re_{max}

A Figura 32 compara as taxas de transferência de calor estimadas através das correlações apresentadas com os valores experimentais obtidos tanto no calorímetro de trocadores de calor tubo-aletado (lado esquerdo) como por Melo et al. (2004) (lado direito). No lado esquerdo da figura, observa-se que tanto a correlação de Schmid (1994) como de Lee et al. (2002) apresentam uma boa concordância com os dados experimentais obtidos na bancada calorimétrica, enquanto as correlações de Karatas et al. (1996) e Melo et al. (2004) subestimam a taxa de troca de calor. O comportamento inverso é observado no lado direito da figura, onde as predições das correlações são comparadas com os dados de Melo et al. (2004).

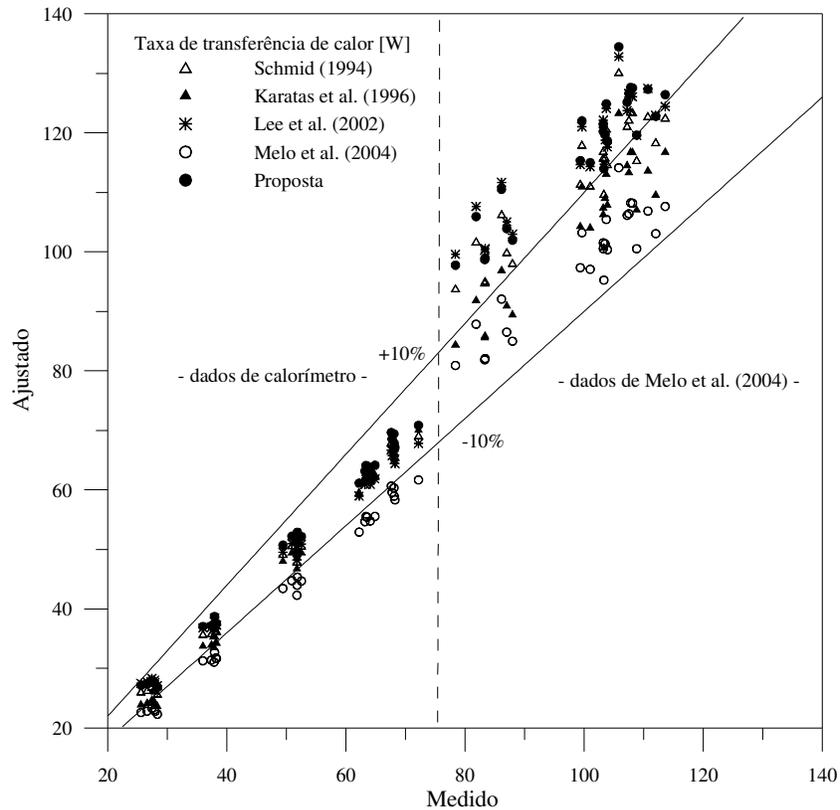


Figura 32 Comparação entre as correlações para evaporadores com dados próprios e de Melo et al. (2004)

3.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Um novo método para a solução do escoamento de refrigerante no interior de trocadores de calor com mudança de fase foi apresentado. A metodologia se baseia na aplicação dos princípios da conservação da massa e da energia a pequenos volumes de controle unidimensionais não-sobrespostos posicionados ao longo da serpentina do trocador de calor. As $2n$ equações diferenciais parciais resultantes da discretização espacial são manipuladas para gerar n equações diferenciais ordinárias para a energia interna específica em cada um dos volumes de controle, além de uma equação evolutiva para a pressão. Em suma, a metodologia possui as seguintes características:

- Como a pressão possui uma equação evolutiva, baseada nos balanços locais de energia e no balanço global de massa, não há necessidade do uso de processos iterativos que geram os problemas numéricos típicos da formulação implícita (Jansen et al. 1988);

- A formulação é conservativa e garante que tanto os balanços locais como o balanço global de massa e de energia sejam respeitados em cada instante de tempo;
- Em todas as equações diferenciais ordinárias, as derivadas aparecem de forma explícita, facilitando a integração através de qualquer método numérico.

Novas correlações empíricas foram propostas com base em resultados de experimentos realizados no NRVA/UFSC tanto para condensadores arame-sobre-tubo como evaporadores tubo-aletado. Em ambos os casos, as correlações representaram os dados experimentais de forma bastante satisfatória, com erros na faixa de $\pm 10\%$.

CAPÍTULO 4

TUBO CAPILAR

4.1 ASPECTOS GERAIS

Escoamento em Tubos Capilares

O dispositivo de expansão comumente empregado em refrigeradores domésticos é o tubo capilar. Geralmente fabricado em cobre, esse tubo possui um diâmetro interno bastante reduzido, porém não o suficiente para produzir uma ação capilar. Embora os tubos capilares sejam simples sob o ponto de vista geométrico, o escoamento no seu interior é bastante complexo, pois envolve efeitos viscosos, de mudança de fase, de metaestabilidade e de compressibilidade.

A expansão se dá através do atrito entre o refrigerante e as paredes do tubo e da aceleração do escoamento durante o processo de mudança de fase. Durante o processo de expansão, o refrigerante rompe a condição de equilíbrio termodinâmico, o que inicia a formação de vapor. A energia necessária para vaporizar o refrigerante é extraída do líquido residual, de modo que o abaixamento da pressão é acompanhado por um abaixamento da temperatura. O vapor formado durante este processo deixa de ter qualquer função até que seja novamente comprimido pelo compressor. Como tanto o diâmetro

como o comprimento do tubo são fixos, os tubos capilares não permitem o controle ativo da capacidade de refrigeração.

De acordo com Melo (1992), o escoamento adiabático em um tubo capilar pode ser dividido em quatro regiões, como mostra a Figura 33. Na região de entrada, entre os pontos 1 e 2, há uma perda de carga localizada devida à contração abrupta do escoamento. Na região líquida, entre os pontos 2 e 3, a queda de pressão ocorre basicamente por atrito, apresentando um comportamento linear. A temperatura e, conseqüentemente, a pressão de saturação do refrigerante permanecem praticamente constantes nesta região. Entre os pontos 3 e 4 existe uma região de escoamento bifásico, onde há queda de pressão tanto por atrito como por aceleração. A condição crítica ocorre necessariamente no bordo de saída do tubo capilar, seguindo um escoamento de Fanno. Como a pressão crítica é geralmente maior que a pressão de evaporação, o escoamento sofre uma expansão abrupta no bocal difusor, entre os pontos 4 e 5. Na condição crítica, o escoamento não sofre mais influência da pressão a jusante, como ilustra a Figura 34, já que se propaga com a velocidade do som no escoamento.

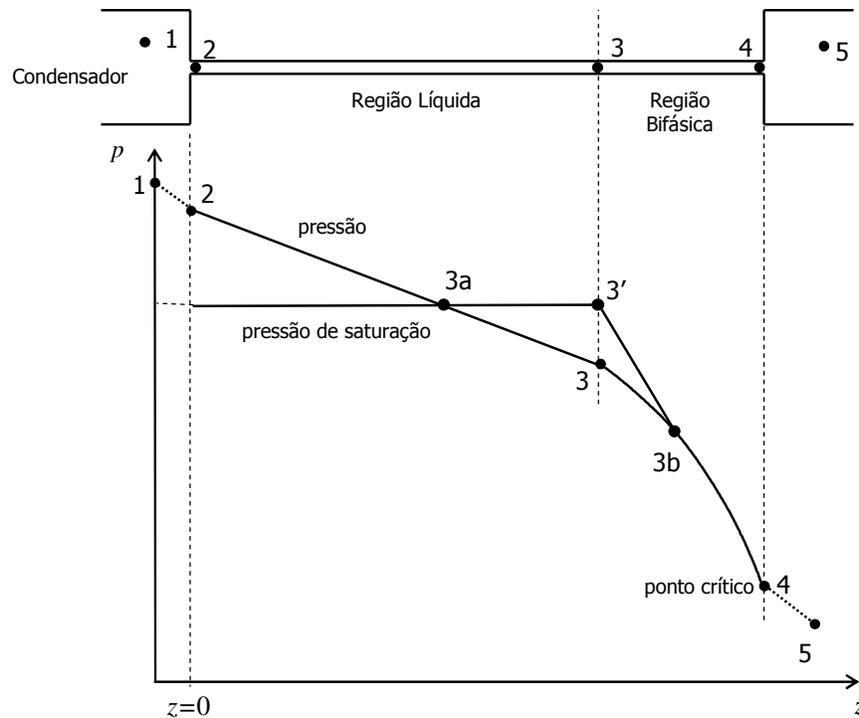


Figura 33 Escoamento no interior de tubos capilares adiabáticos

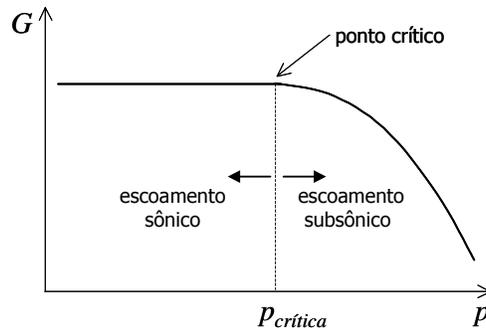


Figura 34 Influência da pressão de evaporação sobre o fluxo de massa

A região entre os pontos 3a e 3b merece atenção especial. No ponto 3a, a pressão do escoamento se iguala à pressão de saturação, de modo que as duas curvas deveriam coincidir a partir desse ponto. Observa-se, no entanto, que a pressão de saturação se mantém constante, em um valor superior à pressão do escoamento, caracterizando um estado de líquido superaquecido metaestável entre os pontos 3a e 3'. No ponto 3', tem-se o início da formação de vapor, o que faz com que a queda de pressão seja também afetada pela aceleração do escoamento. A pressão de saturação começa a cair, mas as duas curvas ainda não coincidem, caracterizando um estado de não-equilíbrio termodinâmico, conhecido como mistura bifásica metaestável. A partir do ponto 3b, o equilíbrio termodinâmico é restabelecido até o ponto crítico. A metaestabilidade é um fenômeno aleatório e, como discutido por Gonçalves (1994), pode alterar substancialmente a vazão mássica através do capilar.

Em aplicações de refrigeração doméstica, o tubo capilar é posto em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor contra-corrente. A linha de sucção é a canalização que conecta o evaporador ao compressor, onde, de um modo geral, circula apenas vapor superaquecido. A Figura 35 esquematiza um trocador de calor TC-LS concêntrico, onde podem ser notadas três regiões distintas: região de entrada (L_e), região do trocador de calor (L_{tc}) e região de saída (L_s). De um modo geral, tanto L_e como L_s são adiabáticas.

O escoamento através de um tubo capilar se altera substancialmente com a presença de transferência de calor. Na Figura 36 são comparados os estados termodinâmicos do refrigerante HFC-134a ao longo de dois tubos capilares, um adiabático e outro não-adiabático. No caso adiabático, a expansão se aproxima de um processo isentálpico, exceto por pequenas variações na energia cinética

do refrigerante. Na condição não-adiabática, observa-se uma variação significativa da entalpia. Com a redução da entalpia, há aumento da massa específica, de modo que a vazão mássica varia de 2,3 kg/h (adiabático) para 2,6 kg/h (não-adiabático), o que representa um aumento de 13%.

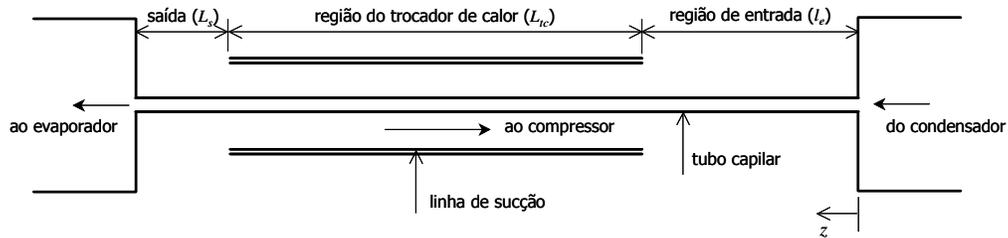


Figura 35 Esquema do trocador de calor TC-LS

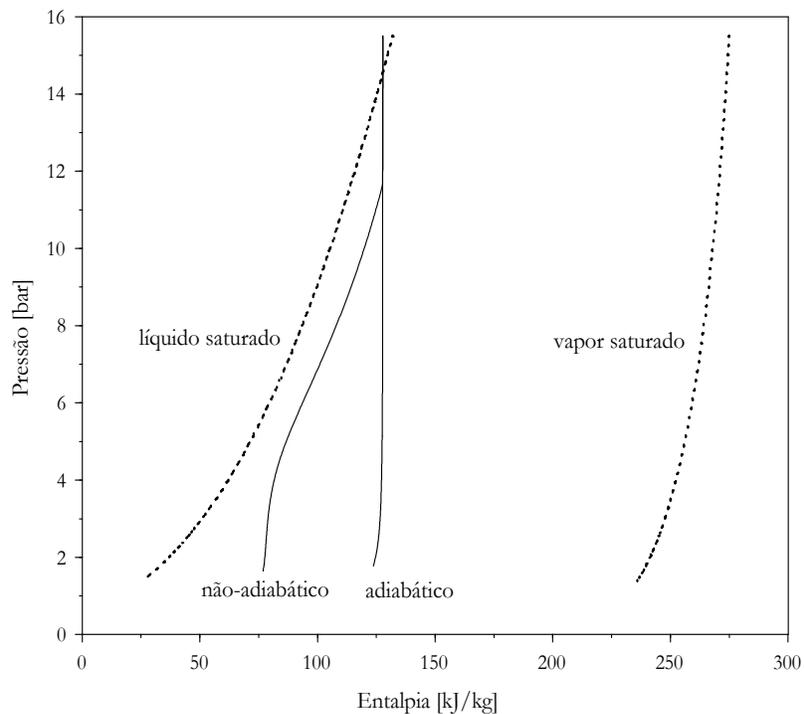


Figura 36 Escoamentos em tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos (Hermes 2000)

Estratégias de Modelagem

O modelo do tubo capilar tem como objetivo a determinação da vazão mássica e do estado do refrigerante na saída do dispositivo de expansão, além da temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção. Existem basicamente três formas de modelar o escoamento em tubos capilares: (i) modelos empíricos; (ii) modelos zonais; e (iii) modelos distribuídos.

A primeira se baseia em correlações experimentais entre os parâmetros de interesse: fluxo de massa, pressão de condensação e grau de sub-resfriamento, diâmetro e comprimento do capilar (Melo et al. 1999). Os modelos zonais tratam separadamente as regiões de sub-resfriamento e de saturação, mas de forma global, como mostra Melo (1992). De solução simplificada e de baixo custo computacional, esta abordagem permite uma estimativa razoável do fluxo de massa e da condição de saída, embora não possibilite uma análise da variação das propriedades ao longo do escoamento. Nos modelos distribuídos, as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia são resolvidas em cada ponto do domínio, possibilitando a determinação dos perfis de pressão e temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. Como exemplo, tem-se os trabalhos de Mezavila (1995) e Hermes (2000), que tratam o escoamento bifásico como homogêneo. Modelos distribuídos mais sofisticados, como os de dois fluidos (Seixlack 1996), bem como modelos mais simplificados, baseados em uma variação linear do título (Pate e Tree 1984), são também encontrados na literatura.

Programas Disponíveis

Foram desenvolvidos três códigos computacionais no NRVA/UFSC para simular o comportamento de trocadores de calor TC-LS: Mezavila (1995), Klein (1998) e Hermes (2000), apesar de nenhum deles possuir as características indispensáveis à simulação dinâmica do refrigerador: aplicabilidade a uma ampla faixa de operação, baixo custo computacional e convergência incondicional.

Mezavila (1995) propôs um modelo baseado nas equações de conservação, que são resolvidas através de um procedimento de marcha parabólica ao longo do tubo através de um método de Runge-Kutta de 4ª ordem. Como o processo de marcha se dá no mesmo sentido do escoamento através do tubo capilar e no sentido oposto ao escoamento através da linha de sucção, há necessidade de arbitrar a temperatura na saída da linha de sucção e corrigi-la iterativamente junto com o fluxo de massa de refrigerante. O método de Newton-Raphson a duas variáveis foi empregado para este fim. Fez-se uso de uma malha uniforme com pontos nodais distantes de 1,0 mm entre si, o que demandava malhas com milhares de pontos de integração para a solução do escoamento.

Hermes (2000) apresentou uma técnica alternativa, baseada no método dos volumes finitos, para resolver escoamentos transientes em tubos capilares não-adiabáticos. A discretização do domínio espacial empregou uma malha não-uniforme, com volumes de controle concentrados na região posterior do tubo capilar, onde os gradientes de pressão são mais elevados, o que permitiu o uso de malhas com centenas de volumes de controle. Além da mudança na estratégia de integração das equações diferenciais, o modelo calcula iterativamente, mas não de forma simultânea, a temperatura na saída da linha de sucção e o fluxo de massa.

Ambas abordagens apresentam os problemas de convergência numérica descritos por Negrão e Melo (1999). A fim de evitá-los, Klein (1998) correlacionou estatisticamente dados gerados com o programa de Mezavila (1995) através de um experimento fatorial fracionado. Entretanto, tal modelo se limita a uma restrita faixa de operação.

4.2 MODELAGEM MATEMÁTICA

Escoamento no Tubo Capilar

De um modo geral, a modelagem do escoamento de fluidos refrigerantes puros através de tubos capilares admite as seguintes hipóteses simplificativas:

- O escoamento é unidimensional na direção axial, além de viscoso e compressível;
- O escoamento é considerado plenamente desenvolvido e em regime permanente;
- Os efeitos de difusão de calor no fluido são desprezados em virtude dos elevados números de Reynolds e de Péclet do escoamento ($\sim 10^3$);
- A resistência de transferência de calor na direção radial do tubo foi desconsiderada, tendo-se em vista o pequeno número de Biot ($\sim 10^{-3}$);
- O tubo é considerado reto, horizontal e com seção transversal constante;
- As perdas de carga nas regiões de entrada e saída do tubo capilar são desconsideradas (Melo et al. 1999);
- O fenômeno de metaestabilidade não é modelado;
- O escoamento bifásico é tratado como homogêneo.

Com base nessas hipóteses, pode-se expressar os princípios da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia total para um volume elementar de fluido refrigerante escoando no interior do tubo capilar através das seguintes equações diferenciais ordinárias:

$$dG = 0 \quad (52)$$

$$GAdv + Adp + \tau_w Pdz = 0 \quad (53)$$

$$GAdh + GA\vartheta dv - qPdZ = 0 \quad (54)$$

onde v representa a velocidade média do escoamento na direção axial z [m/s], $G = \vartheta v$, o fluxo de massa de refrigerante [kg/s.m²], v , o volume específico do refrigerante [m³/kg], $\tau_w = fG\vartheta/8$, a tensão de cisalhamento na parede [kPa], f , o fator de atrito de Darcy, q , o fluxo de calor trocado com a linha de sucção [W/m²], e $A = \pi d_i^2/4$ representa a área da seção transversal [m²].

Da equação de conservação da massa e da definição de fluxo de massa, pode-se mostrar que $d\vartheta = Gdv$. Substituindo v , $d\vartheta$ e $dl = PdZ/A$ nas equações da quantidade de movimento e energia, obtém-se:

$$G^2 dv + dp + \tau dl = 0 \quad (55)$$

$$dh + G^2 v dv - qG^{-1} dl = 0 \quad (56)$$

Como $v = v(p, h)$, seu diferencial total é dado por:

$$dv = \left. \frac{\partial v}{\partial p} \right|_h dp + \left. \frac{\partial v}{\partial h} \right|_p dh = \psi dp + \phi dh \quad (57)$$

As equações (55) a (57) permitem a solução do escoamento através de um tubo capilar não-adiabático. Tais equações formam um sistema de 3 equações e 4 variáveis (p , h , v e l), de modo que uma variável deve ser escolhida como domínio de solução. Embora a coordenada espacial l tenha sido tradicionalmente adotada com esse propósito (Mezavila 1995, Hermes 2000), optou-se aqui, a exemplo de Chung (1998), pelo uso da pressão como variável independente.

Assim, substituindo (57) em (55) e (56), e re-escrevendo as equações resultantes na forma matricial com dp como variável independente, chega-se ao seguinte sistema linear:

$$\begin{bmatrix} \tau & G^2 \phi \\ -qG^{-1} & 1 + G^2 v \phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} dl \\ dh \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} 1 + G^2 \psi \\ G^2 v \psi \end{Bmatrix} dp \quad (58)$$

cujo determinante da matriz dos coeficientes Δ é dado por:

$$\Delta = \tau(1 + G^2 v \phi) + qG\phi \quad (59)$$

A solução do sistema linear fornece (Apêndice XIV):

$$\frac{dl}{dp} = -\frac{1 + G^2(\phi v + \psi)}{\Delta} \quad (60)$$

$$\frac{dh}{dp} = -\frac{\tau(G^2 v \psi) + qG^{-1}(1 + G^2 \psi)}{\Delta} \quad (61)$$

As equações acima representam as variações de comprimento e da entalpia do refrigerante com a pressão ao longo do tubo capilar, sendo válidas tanto para a região de escoamento bifásico como monofásico. Como ambas são de primeira ordem, faz-se necessária apenas uma condição de contorno para cada equação. Como não há uma equação explícita para o fluxo de massa, esta variável é obtida através de um procedimento iterativo.

Devido à possibilidade de escoamento crítico no bordo de saída do tubo capilar, um modelo deve ser utilizado para determinar a pressão crítica. Neste trabalho, a blocagem do escoamento é estabelecida pelo critério de Fauske (1962), segundo o qual $dp/dl \rightarrow -\infty$ (i.e. $dl/dp \rightarrow 0$) na região de saída do tubo capilar. Tal situação é observada quando o numerador da equação para dl/dp se anula, ou seja, $1 + G^2(\phi v + \psi) \rightarrow 0$. Se o comprimento fosse tomado como variável independente, o zero apareceria no denominador dessa equação, o que tornaria o sistema de equações singular no ponto crítico. Note que a pressão possui um comportamento tipicamente elíptico na condição subsônica e hiperbólico na condição sônica.

Desta forma, as vantagens da formulação no domínio da pressão são evidentes: (i) a singularidade deixa de existir, já que no ponto de blocagem, o zero aparece no numerador da equação (60); (ii) não é necessária uma malha computacional muito refinada, já que as variações do comprimento, dl , se ajustam automaticamente às variações da pressão, dp , que são definidas de acordo com o método empregado para a integração das equações diferenciais ordinárias (doravante denominadas de ODEs); (iii) o procedimento iterativo para o cálculo do fluxo de massa passa a ser realizado com base no comprimento do tubo e não na diferença de pressão, mantendo os valores das pressões ao longo do tubo sempre entre a pressão de condensação e a pressão na saída do tubo capilar.

Escoamento na Linha de Sucção

Assumiram-se as seguintes hipóteses para modelar o escoamento na linha de sucção: (i) presença apenas de vapor superaquecido; (ii) tubulação totalmente isolada do meio externo; e (iii) variações de pressão desprezíveis. A temperatura do refrigerante ao longo do escoamento T_{ls} é então obtida do seguinte balanço de energia:

$$c_p G_s dT_{ls} = q dl \quad (62)$$

Simplificações Adicionais

A simulação do trocador de calor TC-LS se baseia na solução em marcha das equações para dh , dl e dT_{ls} . Como o trocador de calor é contra-corrente, as condições de contorno para os balanços de energia estão a montante dos escoamentos, i.e. na entrada do tubo capilar e na entrada da linha de sucção. Como apenas a temperatura na entrada da linha de sucção é conhecida, a marcha exige que a temperatura na saída da linha de sucção seja estimada e corrigida iterativamente.

A existência de um laço iterativo adicional para T_{ls} , além do necessário para o cômputo de G , introduz instabilidades numéricas no processo de convergência e eleva substancialmente o tempo de computação. Para minimizar tais problemas, as seguintes simplificações foram incorporadas ao modelo. Inicialmente, tendo-se em vista que as trocas de energia mecânica são pouco significativas na presença de transferência de calor ($qG^{-1} dl \gg \partial l \vartheta$), pode-se assumir que, no interior do trocador de calor, a entalpia é uma função apenas do fluxo de calor:

$$G dh = q dl \quad (63)$$

de modo que a equação para dl/dp pode então ser simplificada para:

$$\frac{dl}{dp} = -\frac{1 + G^2 \psi}{\tau + qG} \quad (64)$$

Assumindo um fluxo de calor uniforme ao longo do trocador de calor, $\bar{q} = Q/PL_{tc}$, pode-se escrever a entalpia como uma função linear do comprimento:

$$h(l) = h_{e,c} + \frac{\bar{q}}{G} (l - l_e) \quad (65)$$

onde $h_{e,c}$ representa a entalpia na entrada do trocador de calor. O escoamento no interior do trocador de calor passa a ser resolvido através das equações (64) e (65). Nas regiões adiabáticas, por sua vez, resolve-se o escoamento substituindo $q=0$ nas equações (60) e (61).

A taxa global de transferência de calor é obtida através de uma efetividade de temperatura, ε , definida da seguinte forma (Incropera e DeWitt 1990):

$$\varepsilon = \frac{T_{s,ls} - T_{e,ls}}{T_{e,c} - T_{e,ls}} \quad (66)$$

onde os índices e,c , e,ls e s,ls indicam, respectivamente, a condição do refrigerante na entrada do tubo capilar, e na entrada e na saída da linha de sucção. Uma vez conhecida a efetividade, pode-se determinar a temperatura na saída da linha de sucção pela equação (66) ao invés da equação (62).

Efetividade do Trocador de Calor

A efetividade pode ser obtida ou através de relações empíricas ou com base em relações ε - NTU obtidas analiticamente (Incropera e DeWitt 1990). Ambas foram testadas neste trabalho. Primeiramente, considerou-se que os perfis de temperatura ao longo do trocador de calor são paralelos, o que origina a seguinte relação ε - NTU :

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (67)$$

na qual o parâmetro NTU do trocador de calor é definido da seguinte forma:

$$NTU = \frac{U l_{tc}}{c_p G} \quad (68)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor [W/m^2], baseado em d_i e calculado por:

$$U^{-1} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_{ls}} \frac{d_i}{d_t} \quad (69)$$

sendo que d_i é o diâmetro interno do tubo capilar, d_t , o diâmetro externo do tubo capilar, h_c e h_{ls} , os coeficientes de transferência de calor respectivamente no interior do tubo capilar e da linha de sucção.

Uma análise de ordem de grandeza mostra que o termo $d_i/h_{ls}d_t$ é cerca de 50 vezes maior que o termo $1/h_c$ nos casos em que há líquido sub-resfriado escoando no tubo capilar e 1000 vezes

maior se há mudança de fase no interior do tubo capilar, de modo que a transferência de calor no interior do tubo capilar pode ser desprezada. Uma outra boa aproximação consiste em assumir que U não varia ao longo do escoamento. A exemplo de Mezavila (1995) e Hermes (2000), o coeficiente de troca de calor no interior da linha de sucção que melhor ajustou os dados experimentais foi o proposto por Gnielinski (Incropera e DeWitt 1990):

$$\frac{h_{is} d_l}{k} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)(Pr^{2/3}-1)} \quad (70)$$

com o número de Reynolds baseado no diâmetro laminar equivalente para escoamentos em tubos anulares d_l proposto por Kakaç et al. (1987). As propriedades termofísicas foram calculadas com base na temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção.

Como alternativa à correlação teórica, a seguinte correlação empírica foi ajustada para a efetividade de temperatura com base em 214 pontos experimentais obtidos por Zangari (1998) para os escoamentos de HFC-134a em trocadores de calor concêntricos:

$$\varepsilon = 0,729 + 0,172L_{tc} - 27,6d_{is} - 111,0w \quad (71)$$

com L_{tc} e d_{is} em [m] e w em [kg/h]. Os resultados do ajuste são mostrados na Figura 37, com erros na faixa de $\pm 10\%$.

Cômputo das Derivadas ϕ e ψ

As derivadas do volume específico são obtidas analiticamente da seguinte forma:

- Vapor superaquecido:

$$\begin{cases} \phi = \phi(p, h) \\ \psi = \psi(p, h) \end{cases} \quad (72)$$

- Região bifásica:

$$\begin{cases} \phi = \frac{\partial v}{\partial h} \Big|_p = \frac{v_v - v_l}{h_v - h_l} \\ \psi = \frac{\partial v}{\partial p} \Big|_h = x \left(\frac{dv_v}{dp} - \phi \frac{dh_v}{dp} \right) + (1-x) \left(\frac{dv_l}{dp} - \phi \frac{dh_l}{dp} \right) \end{cases} \quad (73)$$

- Líquido sub-resfriado:

$$\begin{cases} \phi_l = \frac{dv_l}{dp} \frac{h_v - h_l}{c_{p_l} T_{sat} (v_v - v_l)} \\ \psi_l \approx 0 \end{cases} \quad (74)$$

onde as derivadas dv/dp , dv_v/dp , dh_l/dp e dh_v/dp são obtidas da tabela de propriedades termodinâmicas em função da temperatura de saturação T_{sat} .

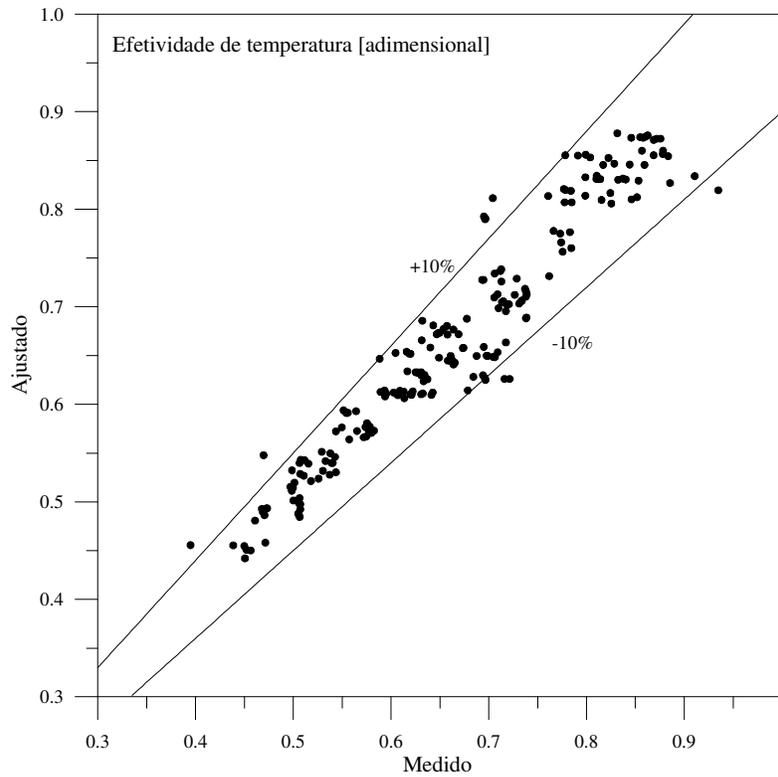


Figura 37 Comparação entre as efetividades ajustadas e as medidas por Zangari (1998)

Fator de Atrito

Para o fechamento do sistema de equações, é necessária uma expressão para o fator de atrito no tubo capilar, selecionada com base em comparações com dados experimentais para o fluxo de massa de refrigerante. O fator de atrito do escoamento foi avaliado localmente através da equação proposta por Churchill (1977), empregada tanto no regime monofásico como no regime bifásico,

$$\left(\frac{f}{8}\right)^{12} = \left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \left[2,457 \ln\left[\left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D}\right]^{16} + \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16}\right]^{-3/2} \quad (75)$$

onde o número de Reynolds do escoamento bifásico é baseado em uma viscosidade bifásica. Ao contrário da densidade bifásica, cuja expressão é obtida analiticamente para o modelo homogêneo, não existe uma expressão fechada para a viscosidade bifásica, que é obtida através de modelos empíricos. No presente trabalho, a correlação de Cicchitti et al. (1960) foi a que melhor se ajustou aos dados experimentais:

$$\mu_b = x\mu_v + (1-x)\mu_l \quad (76)$$

Ao contrário dos trabalhos de Mezavila (1995) e Hermes (2000), em que a correlação de Erth (1970) foi empregada no cálculo do fator de atrito do regime bifásico, optou-se neste trabalho pelo uso de uma única correlação para ambos regimes de escoamento a fim de garantir a continuidade do fator de atrito ao longo do domínio de solução.

4.3 ESQUEMA NUMÉRICO

Foram formulados dois modelos, um completo e outro simplificado. No primeiro, a solução do escoamento baseia-se na solução em marcha das equações para dh/dp , dl/dp e dT_{ls}/dl . Como condições de contorno, tem-se o estado do refrigerante na entrada do tubo capilar (pressão de condensação e entalpia), o gradiente de pressão na saída do tubo capilar (critério de Fauske, $dl/dp \rightarrow 0$), bem como o estado do refrigerante na entrada da linha de sucção (pressão de evaporação e temperatura). Como apenas a temperatura na entrada da linha de sucção é conhecida, a marcha exige que a temperatura na saída da linha de sucção seja estimada e corrigida iterativamente. Primeiramente, estima-se um valor de $T_{s,ls}$ e integra-se dh/dp , dl/dp e dT_{ls}/dl na direção de l através de uma marcha explícita até que ou a pressão de evaporação ou a pressão crítica sejam atingidas e um novo comprimento de tubo, L^* , seja calculado. Com a condição de contorno correta na entrada da linha de sucção, $T_{e,ls}$, marcha-se no sentido inverso e estima-se uma nova $T_{s,ls}$ que será usada na próxima iteração. O fluxo de massa, G , é corrigido iterativamente em um laço externo através da seguinte expressão proposta por Melo (1992):

$$G = \frac{1}{2} G^* (1 + L^*/L) \quad (77)$$

Se o fluxo de massa for superestimado, o comprimento calculado será menor que o real, de modo que o fluxo de massa estimado para próxima iteração será menor. Caso o fluxo de massa seja subestimado, o comprimento calculado passa a ser maior que o real, originando um fluxo de massa maior para a próxima iteração. O processo de solução apresenta boa convergência já que resolve o sistema de equações em torno do ponto onde a solução existe, ou seja, $L=L^*$ e $G=G^*$. Este processo se repete até que a diferença entre os comprimentos seja inferior a 1,0 mm e a diferença entre as temperaturas na saída da linha de sucção seja inferior a 0,2°C.

Para o modelo simplificado, a temperatura na saída da linha de sucção é obtida diretamente da efetividade de temperatura, havendo necessidade de apenas um laço iterativo para corrigir G . Para cada iteração no fluxo de massa, o escoamento no interior do tubo capilar é resolvido em apenas uma marcha. Nas regiões adiabáticas, tanto dl/dp como dh/dp são integradas numericamente, enquanto apenas dl/dp é integrada na região do trocador de calor, uma vez que a entalpia é calculada analiticamente.

O método de Heun, de 2ª ordem, foi empregado para integrar as equações diferenciais, $y' = dy/dp = f(p, y)$, que são aproximadas da seguinte forma:

$$y_{k+1} \cong y_k + \frac{1}{2} \Delta p [f_k + f(p_k + \Delta p, y_k + \Delta p \cdot f_k)] \quad (78)$$

onde $k+1$ representa o ponto nodal do domínio ($k=1, \dots, N$) em que se deseja calcular o valor dos parâmetros de interesse y , k indica o ponto nodal imediatamente anterior, onde são conhecidos os valores de y , e Δp é o decremento de pressão usado na integração. Resultados satisfatórios foram obtidos para malhas com 50 pontos nodais, 100 vezes menores que as usadas por Mezavila (1995) e 10 vezes menores que as empregadas por Hermes (2000).

4.4 VALIDAÇÃO DO MODELO

As predições do modelo proposto foram comparadas com 786 resultados experimentais obtidos do banco de dados de tubos capilares do NRVA/UFSC para escoamentos de HFC-134a em regime adiabático (572 pontos, Melo et al. 1994) e não-adiabático (214 pontos, Zangari 1998). A validação foi feita de forma global, avaliando-se tanto os resultados obtidos para o fluxo de massa

(todos os dados) como para a temperatura na saída da linha de sucção (apenas para os casos não-adiabáticos).

As Tabelas 7 e 8 mostram a distribuição dos erros obtidos para a vazão mássica e para a temperatura na saída da linha de sucção através das três metodologias de solução de escoamentos não-adiabáticos: modelo completo, efetividade teórica e efetividade empírica. Para a vazão (Tabela 7), observa-se que a efetividade teórica apresentou os melhores resultados, com 75,6% dos pontos com erros na faixa de $\pm 10\%$. A efetividade empírica forneceu resultados pobres para o fluxo de massa, com apenas 40,6% dos pontos na faixa indicada. O modelo completo apresenta resultados intermediários, mais próximos dos obtidos com a efetividade teórica.

O oposto foi observado para a temperatura na saída da linha de sucção (

Tabela 8): enquanto o modelo completo e o baseado na efetividade teórica apresentaram um grande espalhamento, o modelo empírico apresentou excelentes resultados, como esperado, uma vez que reflete apenas a qualidade do ajuste equação (71). Isso ocorre porque existem perdas de calor na bancada que não foram levadas em conta pelos modelos teóricos.

Tabela 7 Distribuição de erros para a vazão mássica (dados de Zangari 1998)

Faixa	Efetividade Teórica		Efetividade Empírica		Modelo Completo	
	# pontos	%	# pontos	%	# pontos	%
<5%	119	55,6	23	10,7	74	34,6
5-10%	43	20,1	64	29,9	72	33,6
10-15%	28	13,1	53	24,8	25	11,7
>15%	24	11,2	74	34,6	43	20,1
Total	214	100	214	100	214	100

Tabela 8 Distribuição de erros para a temperatura na saída (dados de Zangari 1998)

Faixa	Efetividade Teórica		Efetividade Empírica		Modelo Completo	
	# pontos	%	# pontos	%	# pontos	%
<5°C	48	22,4	211	98,6	142	66,4
5-10°C	131	61,2	2	0,9	57	26,6
10-15°C	33	15,4	1	0,5	14	6,5
>15°C	2	0,9	0	0,0	1	0,5
Total	214	100	214	100	214	100

A Figura 38 mostra uma comparação entre as vazões medidas e calculadas pelo modelo teórico e pelo modelo experimental para todos os 786 pontos disponíveis, onde se observa que a maior parte dos pontos situa-se dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$. Para a temperatura, entretanto, observa-se que o modelo tende a subestimar os valores medidos, como mostra a Figura 39.

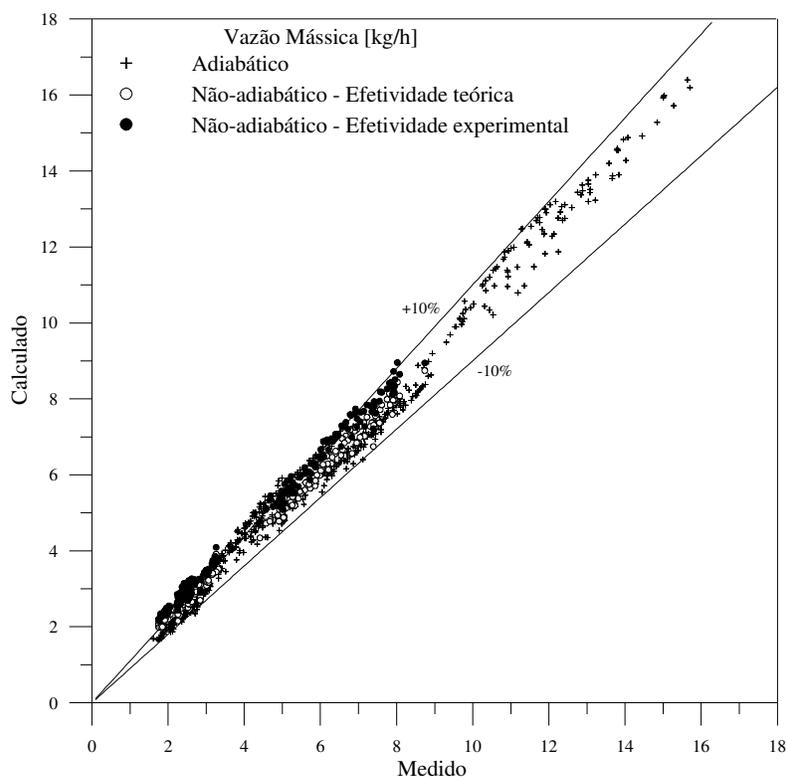


Figura 38 Vazões mássicas calculadas e medidas nos casos adiabático e não-adiabático

4.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

O modelo aqui proposto difere dos demais encontrados na literatura (Mezavila 1995, Hermes 2000, Sinpiboon e Wongwises 2002, Bansal e Xu 2003) nos seguintes aspectos:

- Solução do escoamento tomando-se a pressão como variável de integração, o que permite o uso de um número de células bastante pequeno;
- Cálculo direto da temperatura na saída da linha de sucção através de uma efetividade;
- Solução analítica do perfil de entalpia na região não-adiabática.

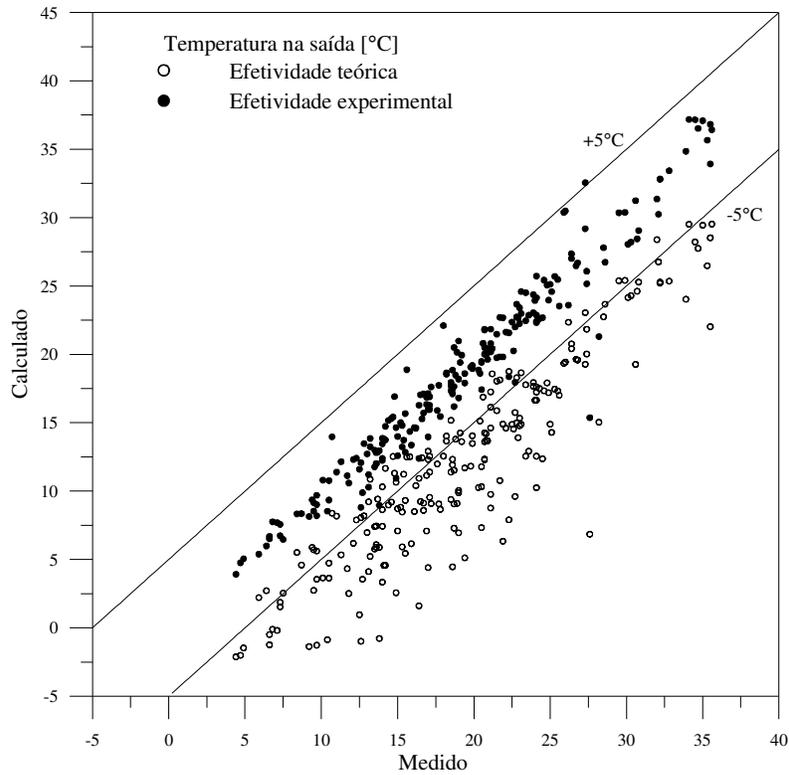


Figura 39 Temperaturas na saída calculadas e medidas nos casos não-adiabáticos

Tais características forneceram ao modelo robustez numérica e velocidade de computação sem perda de precisão. Empregando-se a efetividade teórica para os casos não-adiabáticos, observou-se que 81,5% de todos os 786 casos simulados se situaram dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$ para o fluxo de massa. A seleção da correlação para a efetividade depende, no entanto, do seu efeito sobre o sistema, como é discutido no Capítulo 8.

Dentre os 786 casos simulados, nenhum problema numérico foi observado. O tempo de computação de um caso não-adiabático é da mesma ordem de grandeza de um caso adiabático, i.e. cerca de 100 vezes mais rápido que o modelo completo usando a mesma malha.

CAPÍTULO 5

COMPRESSOR ALTERNATIVO

5.1 ASPECTOS GERAIS

Características de Compressores Alternativos

Os compressores mais empregados em refrigeração doméstica são do tipo hermético alternativo, em que a compressão do refrigerante é realizada por um pistão que se desloca alternadamente no interior de um cilindro pela ação de um motor elétrico. A conversão do movimento rotativo do motor no movimento linear do pistão é feita através de um mecanismo biela-manivela. Aproximadamente 50% da energia consumida pelo motor é usada para comprimir o refrigerante, enquanto o resto é perdido por atrito nos mancais e nas paredes do cilindro e rejeitado ao meio ambiente na forma de calor. O fluxo de refrigerante para o interior do cilindro é controlado por duas válvulas tipo palheta, cujas dinâmicas de abertura e fechamento dependem principalmente da pressão no interior do cilindro e das pressões nas câmaras de sucção e de descarga.

A Figura 40 esquematiza um compressor hermético alternativo típico empregado em refrigeradores domésticos. A lubrificação das partes móveis é realizada por um óleo no qual o

refrigerante é solúvel a fim de garantir pressões de equalização moderadas e, com isso, permitir o uso de motores de menor custo.

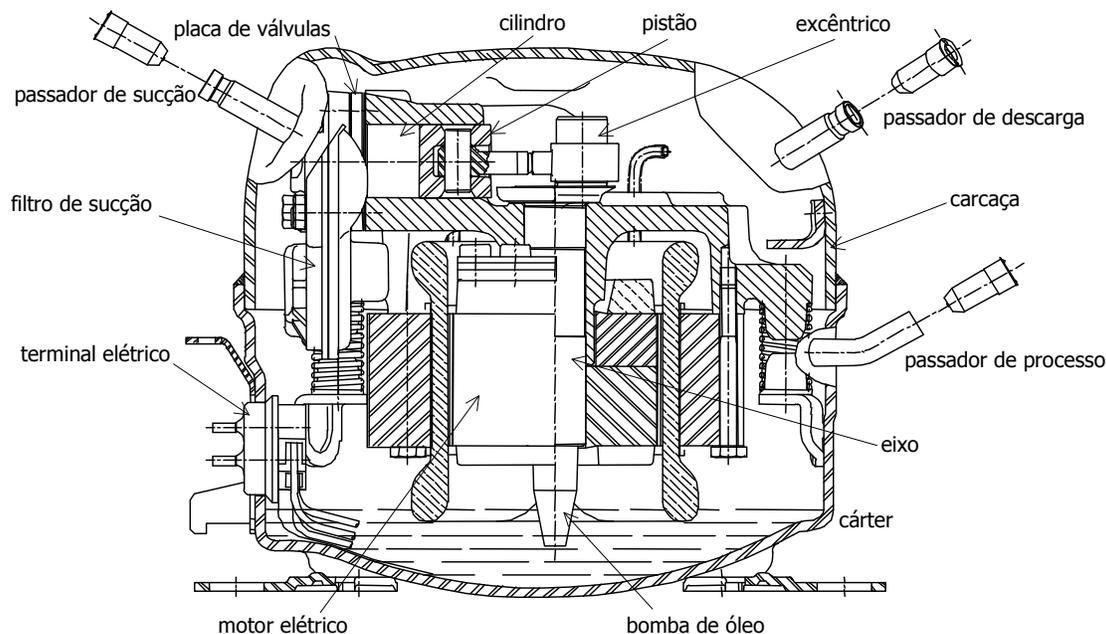


Figura 40 Compressor hermético alternativo de pequena capacidade (fonte: Embraco S.A.)

Estratégias de Modelagem

O modelo do compressor pode ser dividido em dois domínios: carcaça e cilindro. O modelo do cilindro tem por objetivo determinar a vazão mássica e a temperatura do refrigerante na descarga do compressor, bem como a potência consumida durante o processo de compressão. O modelo da carcaça, por sua vez, determina a vazão de refrigerante desprendida/absorvida do óleo, a vazão mássica aspirada do evaporador e a taxa de calor rejeitada ao meio externo.

Tais modelos tem sido desenvolvidos com diversos graus de sofisticação: para a carcaça, por exemplo, pode-se ou não considerar a interação entre óleo e refrigerante ou as trocas de calor entre os componentes internos, enquanto os modelos para o cilindro podem assumir um processo de compressão conhecido (e.g. politrópico) ou serem baseadas em balanços de energia (Lee et al. 1984).

Existem basicamente três técnicas de modelagem para compressores alternativos: modelos puramente teóricos, modelos totalmente empíricos e modelos híbridos. Os primeiros dependem da solução de um sistema complexo de equações diferenciais, o que exige um enorme esforço

computacional que inviabilizaria a simulação global do refrigerador. Os modelos totalmente empíricos, geralmente baseados em ajustes polinomiais normalizados pela ASHRAE Standard S23 (ASHRAE 1993), são recomendados quando se deseja modelar o comportamento do compressor dentro do limite dos ajustes, mas apresentam problemas quando se deseja extrapolar os parâmetros de interesse, situação típica de uma simulação transiente. Os modelos híbridos ou semi-empíricos permitem que tais extrapolações sejam realizadas sem um tempo de computação proibitivo. Por este motivo, essa estratégia foi empregada neste trabalho.

Tal abordagem exige, no entanto, que diversos parâmetros do modelo sejam obtidos a partir de ensaios experimentais em bancada calorimétrica. Neste trabalho, as informações de natureza experimental foram obtidas através de testes com o compressor no calorímetro de ciclo quente do NRVA/UFSC. O Apêndice VI descreve com detalhes tanto o aparato como os resultados.

5.2 MODELO DA CARÇAÇA DO COMPRESSOR

Características do Modelo

A Figura 41 esquematiza o modelo da carcaça do compressor, enfatizando as hipóteses simplificativas e a nomenclatura utilizada. Os componentes internos representados são: carcaça, pistão, câmara de compressão (cilindro), câmara e tubo de descarga, passadores de sucção e de descarga, bem como a mistura óleo-refrigerante. O modelo segue as seguintes premissas:

- As interações entre óleo e refrigerante são levadas em conta pelo modelo, mas a presença de óleo nos demais componentes do sistema foi desconsiderada;
- Todos os elementos internos do compressor estão a uma mesma temperatura, que é igual à temperatura da carcaça;
- O escoamento de refrigerante na câmara de compressão foi considerado quase-estático, uma vez que seu volume é muito menor que o da carcaça;
- O acúmulo de energia no refrigerante foi desprezado, visto que sua massa térmica é insignificante face às dos demais elementos metálicos, tais como motor elétrico, bloco e carcaça;

- Todo o refrigerante oriundo do evaporador é aspirado diretamente para o filtro de sucção;
- As perdas de carga no interior da carcaça foram desconsideradas, de modo que a pressão interna é igual à pressão de evaporação;
- A condução de calor da carcaça para o refrigerante nas tubulações adjacentes não afeta o balanço global de energia no compressor.

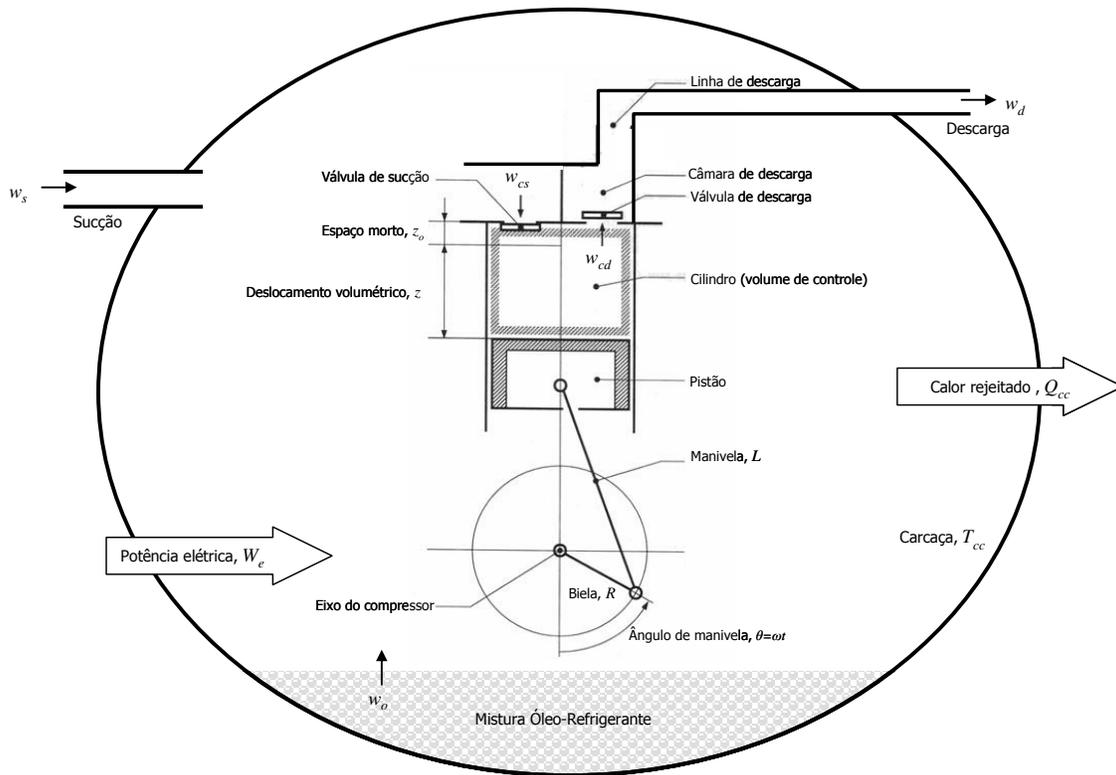


Figura 41 Representação esquemática do modelo do compressor

Balances de Massa e Energia no Interior da Carcaça

Um balanço global de energia no compressor fornece:

$$C_{cc} \frac{dT_{cc}}{dt} = w_s h_s - w_d h_d + W_e - Q_{cc} \quad (79)$$

onde T_{cc} representa a temperatura global do compressor [K], C_{cc} é a capacidade térmica global do compressor [kJ/K], obtida do somatório das capacidades térmicas individuais de seus componentes, h_s

e h_d são, respectivamente, a entalpia do refrigerante nos passadores de sucção e de descarga, e Q_{cc} a taxa global de transferência de calor no compressor [W], calculada por:

$$Q_{cc} = UA_{cc}(T_{cc} - T_a) \quad (80)$$

Nesta equação, T_a é a temperatura do ambiente externo [K] enquanto UA_{cc} indica o coeficiente global de transferência de calor no compressor [W/K], calculado através da seguinte equação ajustada a partir dos dados experimentais obtidos nos testes calorimétricos (Apêndice VI),

$$UA_{cc} = 3,066 - 4,606 \cdot 10^{-3} p_e \quad (81)$$

com a pressão de evaporação em [kPa]. A Figura 42 compara os valores ajustados e medidos para a taxa de transferência de calor do compressor, onde se observa uma concordância na faixa de $\pm 10\%$.

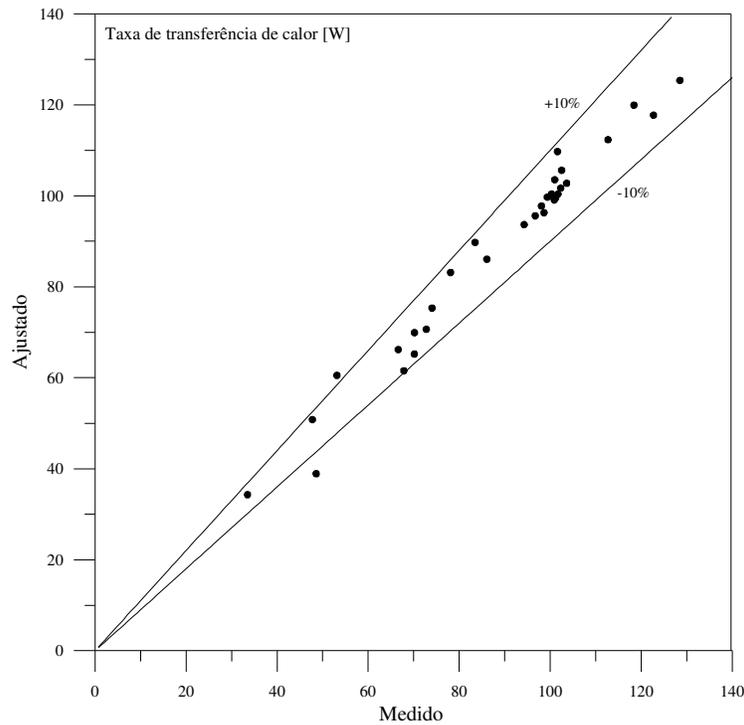


Figura 42 Validação do ajuste para o coeficiente global de transferência de calor no compressor

Um balanço de massa no refrigerante livre no interior da carcaça, M_l , fornece:

$$\frac{dM_l}{dt} = w_s + w_o - w_d \quad (82)$$

onde w_s , w_d e w_o representam, respectivamente, as vazões mássicas de refrigerante no passador de sucção, no passador de descarga e desprendida do óleo. Tendo em vista que o volume de refrigerante

livre na carcaça, V_l , ocupa cerca de 10 vezes o volume do óleo, as variações do volume da mistura óleo-refrigerante podem ser desprezadas e a equação (82) pode ser re-escrita para a massa específica:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{w_s + w_o - w_d}{V_l} \quad (83)$$

Para o refrigerante superaquecido, $\rho = \rho(p_e, T_{cc})$, de modo que o diferencial $d\rho$ é dado por:

$$d\rho = \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p dT_{cc} + \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T dp_e = \phi dT_{cc} + \psi dp_e \quad (84)$$

onde as derivadas ϕ e ψ foram tabeladas em função do par pressão-temperatura (Apêndice XII).

Substituindo $d\rho$ na equação (83), obtém-se:

$$V_l \phi \frac{dT_{cc}}{dt} + V_l \psi \frac{dp_e}{dt} = w_s + w_o - w_d \quad (85)$$

Procedendo da mesma forma para a massa de refrigerante dissolvida no óleo, M_d , obtém-se:

$$\frac{dM_d}{dt} = -w_o \quad (86)$$

Do conceito de solubilidade de refrigerante na mistura óleo-refrigerante, σ , tem-se:

$$\sigma = \frac{M_d}{M_d + M_o} \quad (87)$$

onde M_o é a massa de óleo no compressor. Explicitando a equação anterior para M_d , derivando-a em relação ao tempo e combinando-a com a equação (86), obtém-se a seguinte equação para a vazão mássica despreendida/absorvida do óleo:

$$w_o = -\frac{M_o}{(1-\sigma)^2} \frac{d\sigma}{dt} \quad (88)$$

Se $d\sigma/dt > 0$ então $w_o < 0$, o que indica que o refrigerante migra do interior da carcaça para óleo. O oposto ocorre quando $d\sigma/dt < 0$. Como $\sigma = \sigma(p_e, T_{cc})$, o diferencial total $d\sigma$ é dado por:

$$d\sigma = \left. \frac{\partial \sigma}{\partial T} \right|_p dT_{cc} + \left. \frac{\partial \sigma}{\partial p} \right|_T dp_e = \alpha dT_{cc} + \beta dp_e \quad (89)$$

onde tanto σ como suas derivadas são obtidas de um ajuste dos dados fornecidos pelo fabricante do óleo (Apêndice XII).

Substituindo a equação (89) na (88), obtém-se a seguinte equação para o fluxo de massa de refrigerante desprendido/absorvido do óleo:

$$w_o = -\frac{M_o}{(1-\sigma)^2} \left(\alpha \frac{dT_{cc}}{dt} + \beta \frac{dp_e}{dt} \right) \quad (90)$$

Combinando as equações (85) e (90), chega-se à seguinte expressão para o balanço global de massa no compressor:

$$\left[V_i \phi + \alpha \frac{M_o}{(1-\sigma)^2} \right] \frac{dT_{cc}}{dt} + \left[V_i \psi + \beta \frac{M_o}{(1-\sigma)^2} \right] \frac{dp_e}{dt} = w_s - w_d \quad (91)$$

Substituindo a equação (79) na (91), obtém-se uma expressão para a vazão mássica de refrigerante na entrada do compressor em função apenas da derivada da pressão de evaporação:

$$w_s = w^* + \lambda \frac{dp_e}{dt} \quad (92)$$

onde,

$$w^* = \Lambda^{-1} \left\{ w_d - \frac{w_d h_d - W_e + Q_c}{C_c} \left[V_i \phi + \frac{\alpha M_o}{(1-\sigma)^2} \right] \right\}$$

$$\lambda = \Lambda^{-1} \left[V_i \psi + \frac{\beta M_o}{(1-\sigma)^2} \right]$$

$$\Lambda = 1 - \frac{h_s}{C_c} \left[V_i \phi + \frac{\alpha M_o}{(1-\sigma)^2} \right]$$

Procedendo da mesma forma para a equação (90), obtém-se a seguinte expressão para w_o :

$$w_o = -\frac{M_o}{(1-\sigma)^2} \left(\alpha \frac{w_s h_s - w_d h_d + W_e - Q_c}{C_c} + \beta \frac{dp_e}{dt} \right) \quad (93)$$

A temperatura do compressor é calculada através da equação (79), a vazão de refrigerante desprendida/absorvida do óleo pela equação (93) e a vazão na entrada do compressor pela equação (92). As condições de contorno são: pressão de evaporação, p_e , e sua derivada, dp_e/dt , obtidas do modelo do evaporador; temperatura do refrigerante na entrada do compressor, T_s , extraída do modelo do trecho de linha de sucção; e a vazão de refrigerante deslocado pelo compressor, w_d , obtida do

modelo do processo de compressão. Essa formulação permite que o modelo da carcaça seja aplicado tanto às situações em que o compressor está ligado como desligado.

Correção da Temperatura na Entrada do Compressor

Entre a linha de sucção e o compressor existe um trecho de tubulação, fabricado em cobre e com cerca de 300mm de comprimento, que conecta o trocador de calor TC-LS ao compressor. Esse tubo conduz calor proveniente da carcaça para o refrigerante, elevando sua temperatura.

A temperatura do refrigerante ao longo desta tubulação pode ser calculada através do seguinte balanço de energia, baseado em um escoamento quase-estático, já o volume do tubo é insignificante quando comparado ao volume da carcaça:

$$w_s c_p \frac{dT_{ls}}{dz} = \pi d_i \dot{h}_i (T_w - T_{ls}) \quad (94)$$

Para as paredes da tubulação, por outro lado, tanto os efeitos de armazenamento de energia como de difusão de calor nas paredes são importantes:

$$C_w A_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = k_w A_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} - \pi d_t \dot{h}_e (T_w - T_a) - \pi d_i \dot{h}_i (T_w - T_{ls}) \quad (95)$$

onde T_{ls} indica a temperatura do refrigerante no interior do trecho de canalização enquanto T_w é a temperatura da parede do tubo, em [K], C_w é a capacidade térmica da parede [J/m^3K], k_w , a sua condutividade térmica [W/m^2K], A_w , a área da coroa circular [m^2], d_t e d_i , os diâmetros externo e interno do tubo [m], e \dot{h}_i e \dot{h}_e são os coeficientes de transferência de calor interno e externo [W/m^2K].

Enquanto a primeira equação é de 1ª ordem e necessita de apenas uma condição de contorno, dada pela temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção, a última é de 2ª ordem, exigindo portanto duas condições de contorno: fluxo de calor nulo na entrada e temperatura igual a da carcaça na saída do tubo.

A solução das equações diferenciais é obtida dividindo-se o domínio em trechos igualmente espaçados, Δz , e integrando as equações diferenciais em cada um dos volumes de controle, o que gera as seguintes equações para cada volume de controle k :

$$T_{ls,k} = \frac{w_s c_p T_{ls,k-1} + \pi d_i \dot{h}_i T_{w,k}}{w_s c_p + \pi d_i \dot{h}_i} \quad (96)$$

$$\frac{dT_{w,k}}{dt} = \frac{\pi d_i \dot{h}_e T_a + \pi d_i \dot{h}_i T_{ls,k}}{C_w A_w} + \frac{\alpha_w}{\Delta z^2} (T_{w,k+1} + T_{w,k-1}) - \left(\frac{\pi d_e \dot{h}_e + \pi d_i \dot{h}_i}{C_w A_w} + \frac{2\alpha_w}{\Delta z^2} \right) T_{w,k} \quad (97)$$

onde se fez uso de uma aproximação implícita de 1ª ordem para o escoamento, equação (7), e de uma interpolação de 2ª ordem para as paredes do tubo, equação (8).

O coeficiente interno de troca de calor é computado através da correlação de Colburn (Incropera e DeWitt 1990), válida tanto para o aquecimento como para o resfriamento:

$$\dot{h}_i = \frac{k_i}{d_i} 0,023 Re_d^{0,8} Pr^n \quad (98)$$

onde $n=1/3$. O coeficiente externo de troca de calor é calculado através da correlação proposta por Churchill e Chu (1975a) para a convecção natural em cilindros horizontais:

$$\dot{h}_e = \frac{k_e}{d_e} \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_d^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16} \right]^{4/27}} \right\}^2 \quad 10^{-5} < Ra < 10^{12} \quad (99)$$

5.3 MODELO DO PROCESSO DE COMPRESSÃO

O Processo de Compressão

O processo de compressão do refrigerante no cilindro apresenta quatro estágios distintos: sucção, compressão, descarga e expansão. Enquanto a Figura 43 representa os estágios de compressão em função do ângulo de manivela, a Figura 44 descreve os estados termodinâmicos do refrigerante com auxílio de um diagrama temperatura-entropia.

A sucção ocorre quando a pressão no interior do cilindro é menor que a pressão na câmara de sucção, mantendo a válvula de sucção aberta e permitindo a admissão de refrigerante no cilindro (trecho DA). Após o ponto morto inferior (180°), o pistão volta a comprimir o refrigerante, cuja pressão se eleva até que a válvula de sucção feche e o estágio de compressão tenha início.

Durante a compressão, o refrigerante troca calor com o cilindro, o que afasta o processo real do ideal (AA'). No primeiro estágio do processo de compressão (AO), a temperatura do refrigerante

situa-se abaixo da temperatura média da câmara de compressão (T_{mc}), de modo que o refrigerante recebe calor do cilindro e sua entropia aumenta. Após o ponto O, no trecho OB, a temperatura do refrigerante torna-se maior que a do cilindro, invertendo o sentido da transferência de calor, o que reduz a sua entropia. A compressão ocorre com as válvulas idealmente fechadas até que a pressão no interior do cilindro fique maior que a pressão na câmara de descarga, abrindo a válvula de descarga e liberando o refrigerante.

O estágio de descarga (BC) se prolonga até que a pressão no cilindro fique abaixo da pressão na câmara de descarga, o que ocorre em um ângulo de manivela levemente maior que o ponto morto superior (0°), a partir do qual o pistão inicia seu retorno.

O estágio de expansão pode ser dividido em duas partes. No trecho CO' o refrigerante está mais quente que a parede do cilindro, de modo que o refrigerante esfria e a sua entropia se reduz. No trecho O'D, a temperatura do refrigerante se torna inferior à temperatura do cilindro, o que provoca o aumento da sua entropia. A expansão ocorre até que a pressão do cilindro seja menor que a pressão de sucção. A partir desse ponto, o ciclo reinicia.

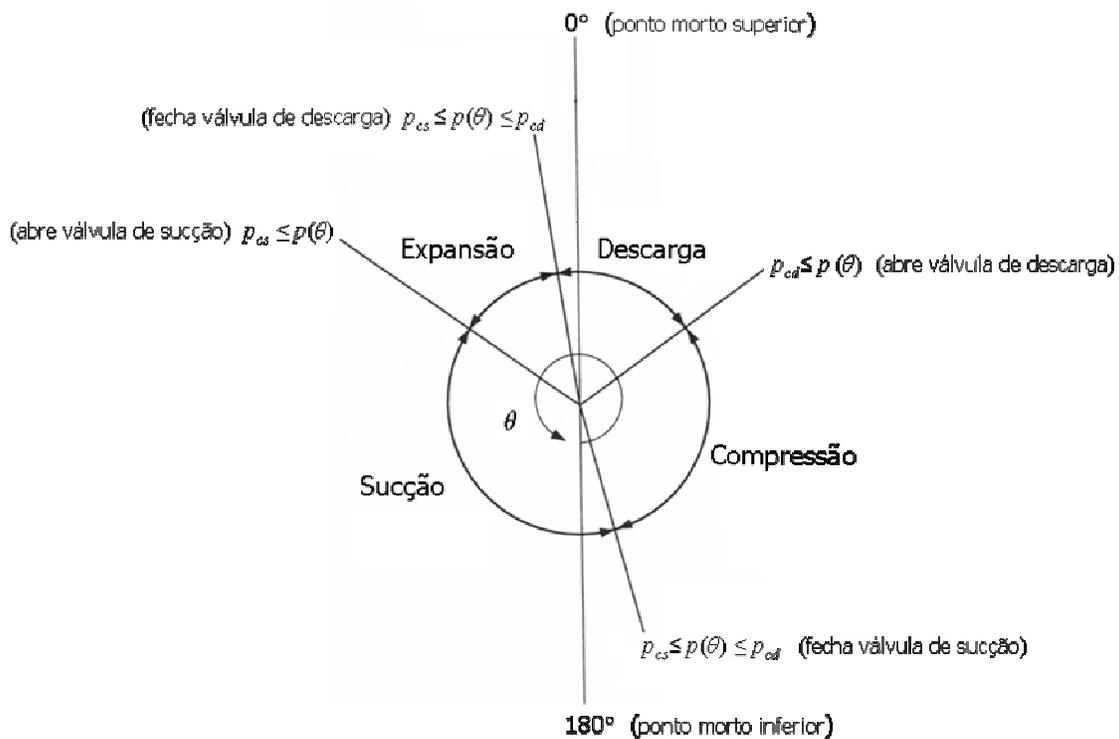


Figura 43 Estágios do processo de compressão em função do ângulo de manivela

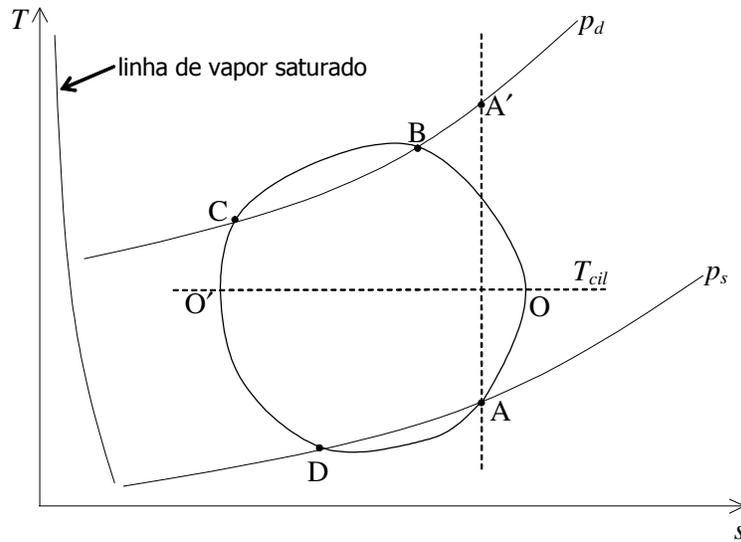


Figura 44 Estados termodinâmicos do refrigerante durante o processo de compressão em diagrama T - s

O modelo do processo de compressão deve determinar tanto a potência consumida pelo compressor como a vazão mássica deslocada pelo pistão. Existem duas formas de calcular essas grandezas. A primeira assume que os estados do refrigerante são conhecidos durante a compressão e a expansão do refrigerante, de modo que as grandezas de interesse são calculadas de forma analítica. A segunda consiste em escrever os balanços de massa e energia para um volume de controle no interior do cilindro (veja Figura 41) e integrar as equações diferenciais resultantes ao longo do curso do pistão. Embora sejam mais simples, os modelos analíticos levam em conta apenas os processos de compressão e expansão, desprezando os fenômenos relacionados aos estágios de sucção e descarga. Além disso, não permitem uma análise mais detalhada dos estágios intermediários.

Os modelos discutidos a seguir referem-se apenas às situações em que o compressor está ligado. Nos casos em que o compressor está desligado, a rotação é zero, de modo que tanto a potência como a vazão deslocada são nulas e a temperatura na descarga é igual à temperatura global do compressor, T_{cc} .

Modelo Analítico. Processo Isentrópico

O modelo analítico apresentado aqui se fundamenta na teoria básica de compressores alternativos descrita por Gosney (1982), onde se faz uso das seguintes hipóteses simplificativas:

- Os processos de compressão e de expansão foram considerados isentrópicos, i.e. $n=m=k=c_p/c_v$;
- As pressões nos trechos BC e DA foram consideradas constantes, como mostra o diagrama pressão-volume da Figura 45;
- As perdas de carga nas válvulas e nas tubulações internas do compressor foram desprezadas;
- A rotação do motor elétrico foi considerada constante;
- As pulsações do escoamento devido ao movimento alternativo do pistão foram desconsideradas.

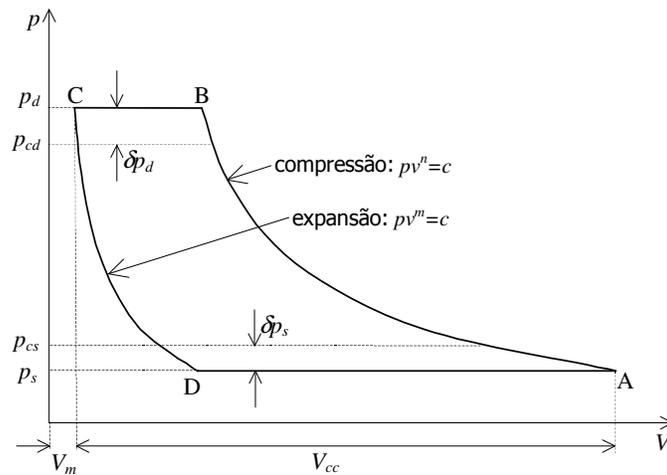


Figura 45 Estados termodinâmicos do refrigerante durante o processo de compressão ideal em diagrama p - V

Assumindo que a compressão segue um processo isentrópico, no qual pv^k é constante, pode-se calcular a condição do refrigerante na câmara de descarga do compressor através da seguinte equação:

$$v_{cd} = v_{cs} \Pi^{1/k} \quad (100)$$

onde $\Pi=p_c/p_e$ representa a relação de compressão e $k=c_p/c_v$ é uma variável de estado conhecida como expoente isentrópico. A temperatura na câmara de descarga, T_{cd} , é calculada em função do par v_{cd} e p_c .

A vazão mássica de refrigerante deslocada pelo compressor pode ser calculada dividindo-se o produto entre o volume deslocado e a rotação pelo volume específico do refrigerante na câmara de sucção, v_{cs} :

$$w_d = \eta_v \frac{V_p}{V_{cs}} N \quad (101)$$

onde V_p é o volume da câmara de compressão (cilindro) [m³] e N a rotação do motor elétrico [Hz]. Em compressores alternativos, uma pequena parcela do volume do cilindro, chamada de volume morto, V_m , não é utilizada durante a compressão, reduzindo a vazão de refrigerante. Este efeito foi incorporado ao modelo através do conceito de eficiência volumétrica, η_v , calculada por:

$$\eta_v = 1 - C(\Pi^{1/k} - 1) \quad (102)$$

onde $C = V_m/V_p$ representa a fração de volume morto.

O modelo aqui proposto consiste em ajustar C e N de forma a minimizar o resíduo entre os valores calculados e os medidos (Apêndice VI). Com base no método dos mínimos quadrados, obteve-se $C=0,030$ e $N=54,5\text{Hz}$, bastante próximos dos valores fornecidos pelo fabricante ($C=0,018$ e $N=58,8\text{Hz}$). A Figura 46 mostra os resultados do ajuste, com erros na faixa de $\pm 10\%$.

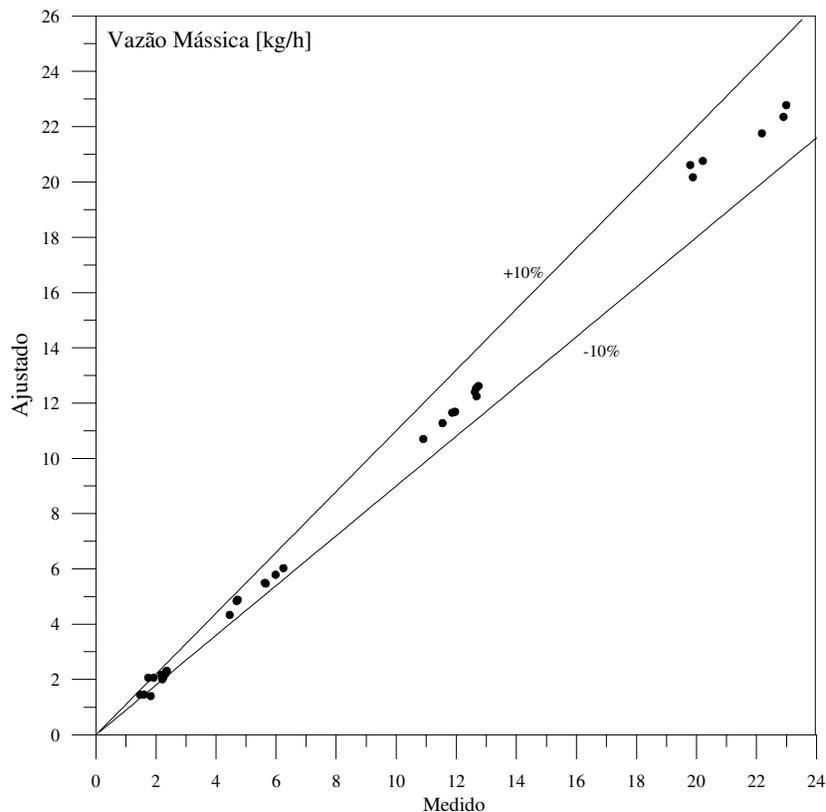


Figura 46 Vazão mássica medida e a calculada através do modelo analítico

A potência consumida pelo processo de compressão isentrópico, W_s , é calculada multiplicando-se o fluxo de massa pelo trabalho específico de compressão, dado por:

$$\frac{W_s}{W_d} = \oint (pdv)_s = \int_{cs}^{cd} (vdv)_s = v_{cs} p_e Y_s \quad (103)$$

Para um processo isentrópico, pode-se mostrar que:

$$Y_s = \frac{k}{k-1} (\Pi^{1-1/k} - 1) \quad (104)$$

A potência de compressão real, W_c , é obtida incorporando-se uma eficiência isentrópica ao modelo, η_s , de modo que $W_c \cdot \eta_s = W_s$. A potência mecânica, W_m , é obtida incorporando-se as perdas mecânicas dos sistemas de transmissão ao trabalho de compressão através de uma eficiência mecânica, η_m , de forma que $W_m \cdot \eta_m = W_c$. A potência elétrica consumida, W_e , leva em conta ainda as perdas do motor elétrico e do sistema de partida do compressor através de uma eficiência elétrica, η_e , de modo que $W_e \cdot \eta_e = W_m$. Alternativamente, a potência elétrica consumida é dada por:

$$W_e = \frac{W_s}{\eta_s \eta_m \eta_e} \quad (105)$$

onde o produto $\eta_s \cdot \eta_m \cdot \eta_e$ representa a eficiência global do compressor, η_g . A seguinte expressão empírica para a eficiência global do compressor foi a que melhor ajustou os dados experimentais:

$$\eta_g = 3,215 + Y_s (0,255 Y_s - 1,208) \quad (106)$$

Os resultados do ajuste são mostrados na Figura 47, onde se observa uma concordância entre os resultados numéricos e experimentais na faixa de $\pm 10\%$.

Modelo Diferencial. Balanço de Energia no Cilindro

O modelo térmico aqui empregado se baseia no proposto por Prata et al. (1994), que faz uso de um balanço de energia para caracterizar os estados termodinâmicos durante os estágios de compressão. No presente modelo, as seguintes hipóteses simplificativas foram adotadas:

- As propriedades do refrigerante são homogêneas no interior do cilindro;
- As válvulas são elementos de duas posições (totalmente aberto ou totalmente fechado);
- As áreas efetivas de passagem nas válvulas são aproximadas pelas áreas dos orifícios;

- O comportamento dinâmico das válvulas foi desconsiderado;
- Os vazamentos através das válvulas e do pistão não foram considerados;
- O processo de compressão foi considerado adiabático.

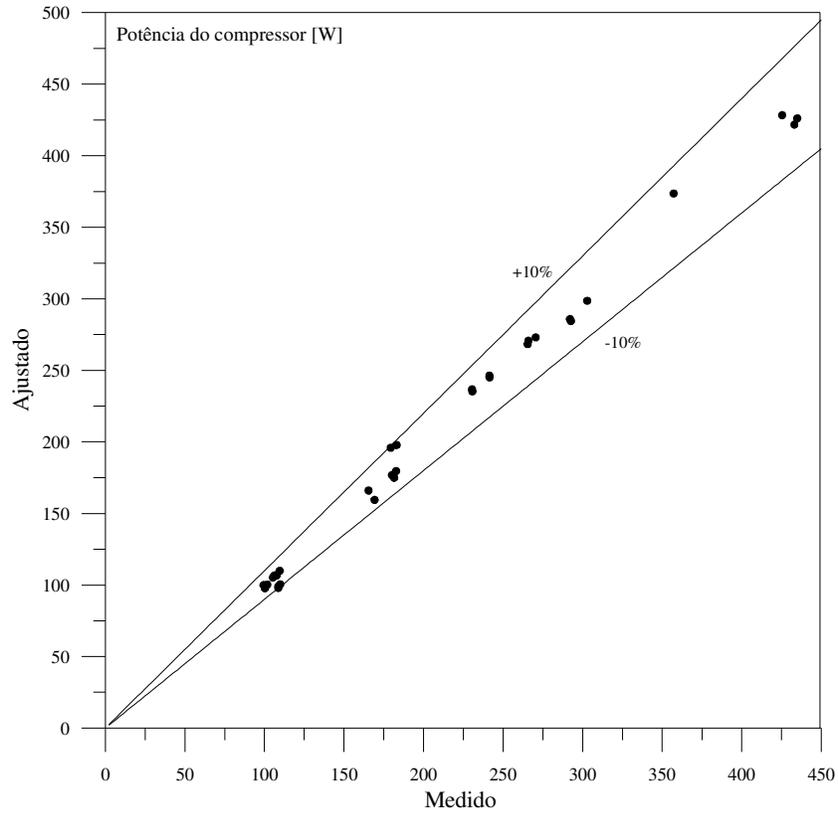


Figura 47 Potência elétrica medida e a calculada através do modelo analítico

Um balanço de energia no volume de controle representado na Figura 41 fornece a seguinte equação para a temperatura instantânea do refrigerante no interior do cilindro, cuja dedução é mostrada no Apêndice XIV:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{Mc_v} \left\{ (h_* - h) \frac{dM}{dt} - T \frac{\partial p}{\partial T} \left|_v \left(\frac{dV_p}{dt} - v \frac{dM}{dt} \right) \right. \right\} \quad (107)$$

onde,

$$\begin{cases} \frac{dM}{dt} = w_{cs} ; h_* = h_{cs} & \text{(sucção)} \\ \frac{dM}{dt} = -w_{cd} ; h_* = h & \text{(descarga)} \\ \frac{dM}{dt} = 0 & \text{(compressão e expansão)} \end{cases} \quad (108)$$

O volume específico do refrigerante é obtido a partir da sua definição, $v=V/M$, de modo que:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} \left(\frac{dV_p}{dt} - v \frac{dM}{dt} \right) \quad (109)$$

As vazões mássicas de refrigerante durante a sucção e a descarga são calculadas respectivamente através das seguintes equações para a expansão em um orifício:

$$w_{cs} = C_s A_s \sqrt{2 \frac{p_e - p}{v_{sc}}} \quad (110)$$

$$w_{cd} = -C_d A_d \sqrt{2 \frac{p - p_c}{v}} \quad (111)$$

onde A_s e A_d são as áreas dos orifícios, C_s e C_d são os coeficientes de descarga dos orifícios de sucção e de descarga, respectivamente.

O volume instantâneo do pistão, V_p , e sua derivada, dV_p/dt , são calculadas através das seguintes equações obtidas da cinemática do pistão:

$$V_p = V_m + A_p R_p (1 - \cos \theta) + L_p \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R_p}{L_p} \sin \theta \right)^2} \right\} \quad (112)$$

$$\frac{dV_p}{dt} = A_p \omega R_p \sin \theta \left[1 + \frac{R_p}{L_p} \frac{\cos \theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_p}{L_p} \sin \theta \right)^2}} \right] \quad (113)$$

onde A_p é a área transversal do cilindro [m²], R_p o raio da manivela [m] e L_p o comprimento da biela [m]. Note que o ângulo da manivela, θ , se relaciona com o tempo através da velocidade angular do motor, ω , de modo que $d\theta = \omega dt$. Assim, as equações são resolvidas no domínio de θ ao invés de t .

As propriedades do refrigerante, T e v , são obtidas através da integração das equações (107) e (109) ao longo de um ciclo do pistão. Com T e v , são calculadas as demais propriedades do refrigerante. A potência de compressão, a vazão mássica e a temperatura média na descarga são obtidas através das seguintes integrações:

$$W_c = -\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (p - p_s) \frac{dV_p}{dt} d\theta \quad (114)$$

$$w_c = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta_i}^{\theta_o} \frac{dM}{dt} d\theta \quad (115)$$

$$T_{cd} = \frac{1}{\theta_o - \theta_i} \int_{\theta_i}^{\theta_o} T d\theta \quad (116)$$

onde θ_i e θ_o indicam respectivamente os pontos de abertura e de fechamento da válvula de descarga.

Um procedimento semi-analítico foi empregado para integrar as equações diferenciais ao longo de θ . Tal abordagem consiste em representar as equações diferenciais da seguinte forma genérica:

$$\frac{dy}{d\theta} = b - a\theta \quad (117)$$

Considerando a e b constantes do longo de um incremento de ângulo $\Delta\theta$, chega-se à seguinte solução analítica para $y(\theta)$:

$$y(\theta) = \frac{b}{a} - \left(\frac{b}{a} - y_o \right) \exp(-a\Delta\theta) \quad (118)$$

O método aqui proposto consiste em aproximar T e v pela expressão acima, atualizando os coeficientes a e b e fazendo $y_o = y$ para cada nova posição $\theta = \theta + \Delta\theta$, com θ variando de 0 a 2π radianos. Esse procedimento foi comparado com uma integração numérica através do método de Heun (equação 78), com malhas de 360 pontos nodais (i.e. incrementos de 1°). Observou-se que o método semi-analítico é cerca de 2 vezes mais rápido e apresenta um desbalanço de massa desprezível (cerca de 10^4 vezes menor) se comparado ao método de 2ª ordem. A explicação está no fato do método semi-analítico empregar uma função de interpolação exponencial, mais próxima da exata e, portanto, mais adequada para captar os elevados gradientes presentes no ciclo do pistão.

Como a condição inicial não é conhecida, um procedimento iterativo torna-se necessário. Assume-se inicialmente que a temperatura no ponto morto inferior é igual a temperatura na câmara de sucção, T_{cs} . Marcha-se então ao longo do domínio até que uma nova condição inicial seja obtida. Isso se repete até que a diferença na temperatura do ponto morto inferior seja inferior a $0,1^\circ\text{C}$.

Como mostram as Figuras 48 e 49, as predições do modelo diferencial apresentaram uma variação linear com os valores medidos, de forma que as seguintes funções de correção são propostas:

$$w_d = 0,942w_c - 0,469 \quad (119)$$

$$W_e = 1,315W_c + 11,2 \quad (120)$$

com a vazão mássica expressa em [kg/h] e a potência em [W].

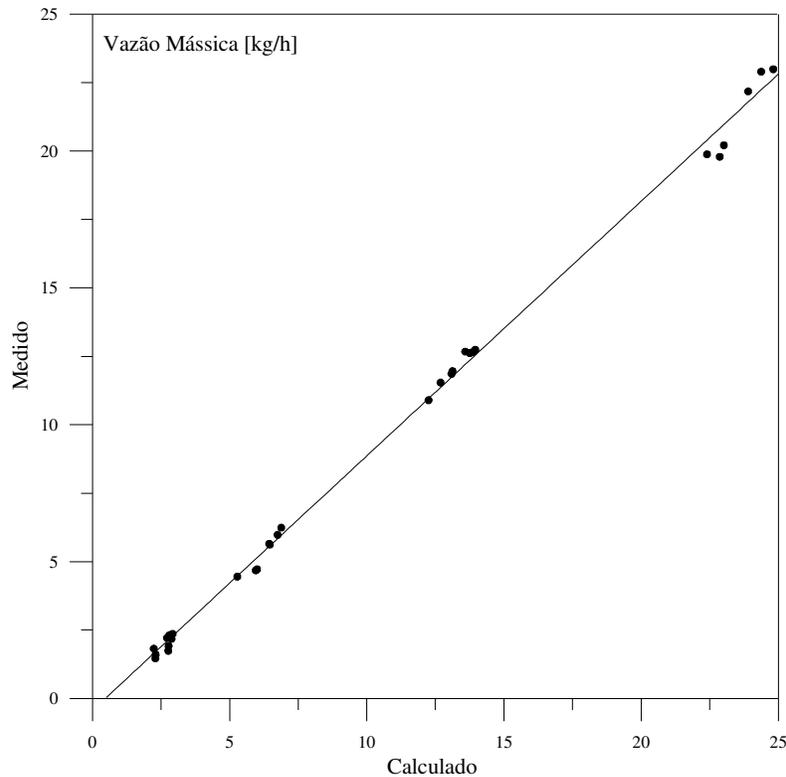


Figura 48 Relação funcional entre a vazão mássica medida e a calculada pelo modelo diferencial

Os coeficientes de descarga necessários às equações (110) e (111) foram ajustados de forma a minimizar o espalhamento dos dados, de modo que se obteve $C_s=0,3$ e $C_d=0,4$. Note que as linearidades observadas entre as predições do modelo e as evidências experimentais nas equações (119) e (120) devem-se ao fato do modelo diferencial levar em conta não só os estágios de compressão e de expansão representados na Figura 45, como também os estágios de sucção e de descarga que foram desprezados no modelo analítico.

As Figuras 50 e 51 mostram as comparações dos valores corrigidos com os valores medidos, com concordância na faixa de $\pm 10\%$.

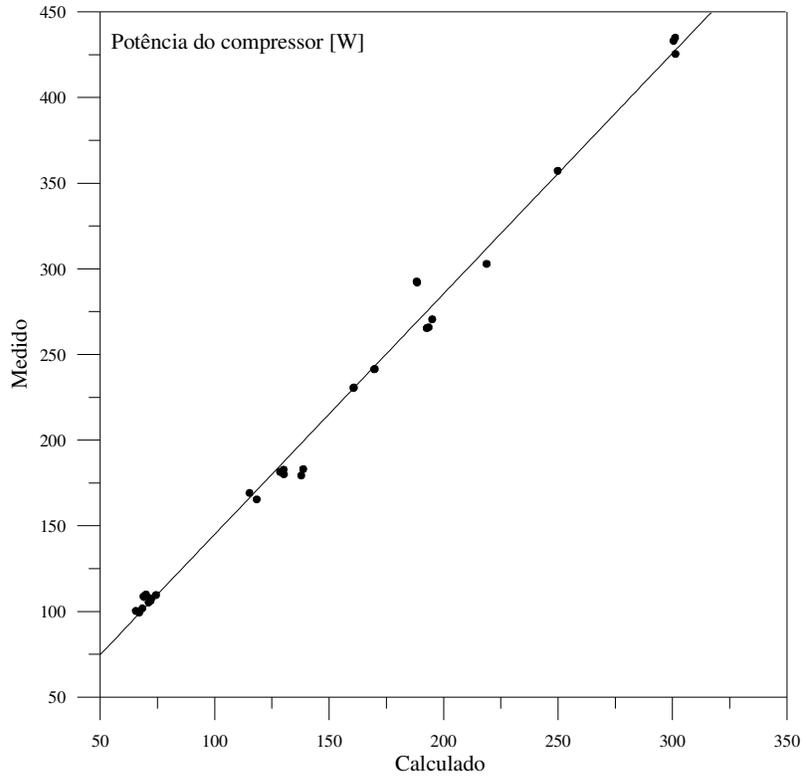


Figura 49 Relação entre a potência medida e a calculada pelo modelo diferencial

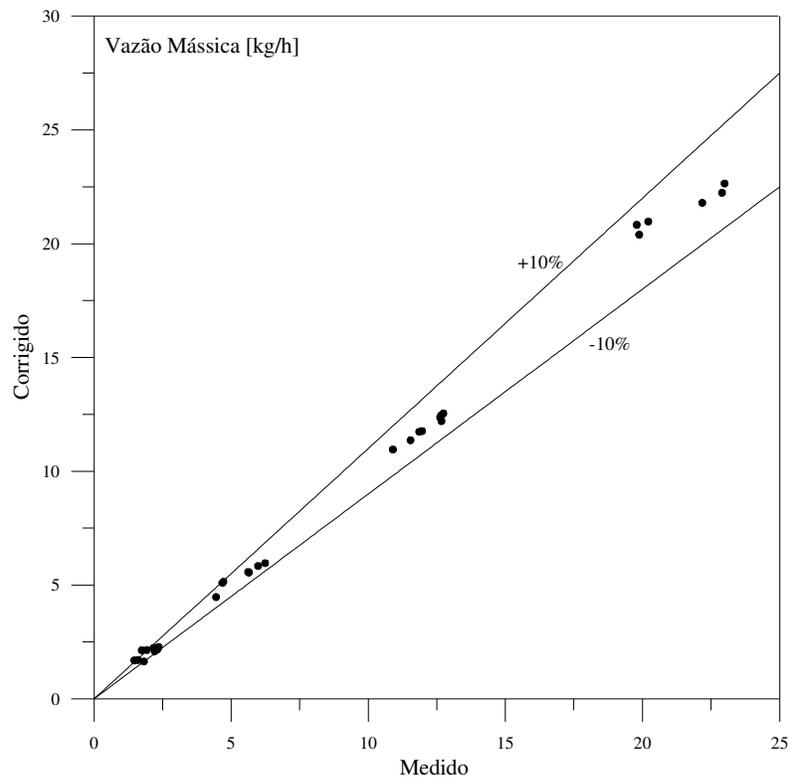


Figura 50 Comparação entre a vazão mássica medida e a calculada pelo modelo diferencial corrigido

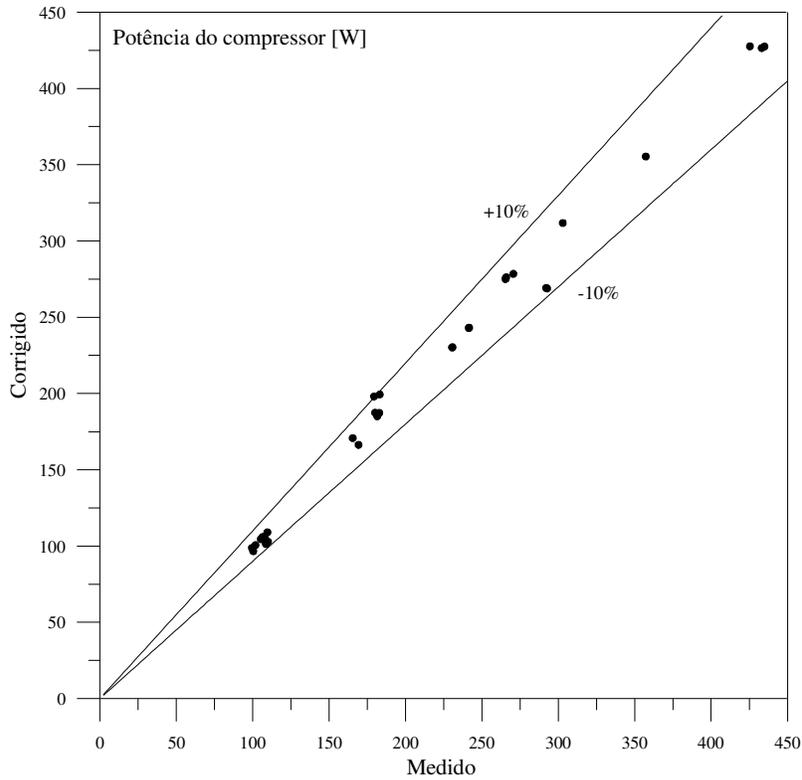


Figura 51 Comparação entre a potência medida e a calculada pelo modelo diferencial corrigido

Correção da Temperatura na Descarga

As temperaturas fornecidas tanto pelo modelo analítico como pelo diferencial correspondem à temperatura na câmara de descarga e não à temperatura na saída do compressor, o que faz com que precisem ser corrigidas para levar em conta as perdas de calor na tubulação de descarga. Assumindo que a temperatura da tubulação de descarga é constante, a temperatura na descarga pode ser calculada através de uma efetividade de temperatura, ε :

$$T_d = (1 - \varepsilon)T_{cd} + \varepsilon T_{cc} \quad (121)$$

O modelo semi-empírico aqui proposto consiste em ajustar a seguinte expressão para a efetividade de temperatura:

$$\varepsilon = 1 + a_0 \exp(a_1 w_d^{-a_2}) \quad (122)$$

que por sua vez foi baseada na expressão para a efetividade de trocadores de calor onde um dos fluidos possui uma capacidade térmica infinita: $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$. A Tabela 9 mostra os coeficientes a_0 , a_1 e

a_2 obtidos para ambos os modelos, enquanto a Figura 52 mostra as comparações entre os resultados ajustados e medidos, com ambos apresentando erros na faixa de $\pm 2^\circ\text{C}$.

Tabela 9 Coeficientes do ajuste da efetividade da tubulação de descarga do compressor

Modelo	a_0	a_1	a_2
Analítico	-1,67	-5,05	-0,744
Diferencial	-1	-5,24	-1

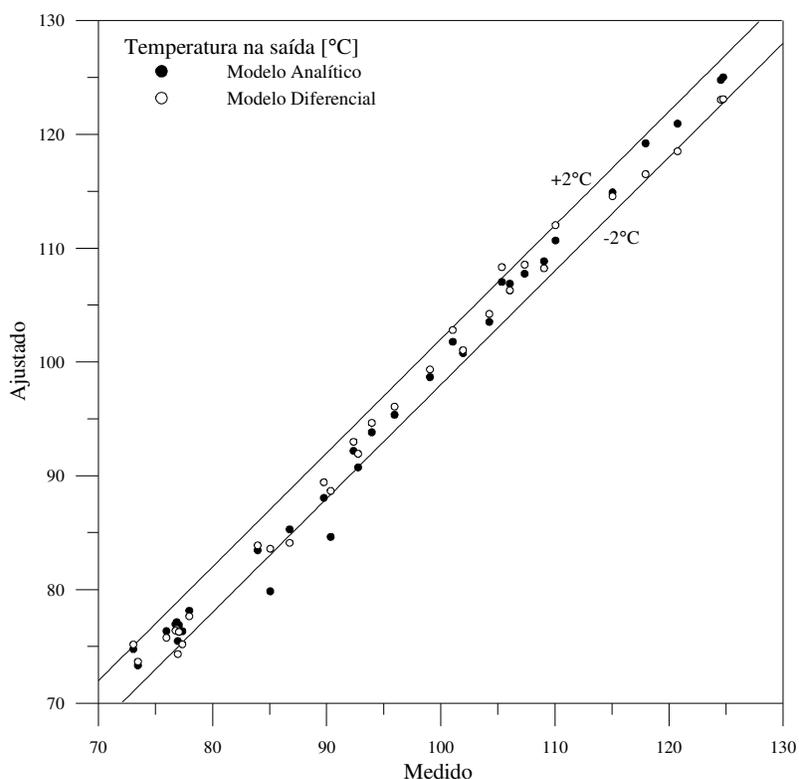


Figura 52 Temperatura na descarga medida e a calculada através de ambos os modelos

5.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

O compressor foi dividido em dois domínios, carcaça e cilindro. A principal característica do modelo da carcaça são as interações entre o óleo e o refrigerante, que possuem um papel importante durante os transientes de partida e de parada. A vazão no passador de sucção foi expressa em função de uma vazão equivalente (w^*) e da derivada da pressão de evaporação (dp/dt) para possibilitar o acoplamento do modelo da carcaça ao do evaporador. Desta forma, a pressão de evaporação pode ser determinada com base em um balanço global de massa em toda a região de baixa pressão do sistema.

Dois modelos semi-empíricos foram propostos para o processo de compressão, um analítico e outro diferencial. Apesar de ambos serem isentrópicos (adiabáticos e reversíveis), o modelo diferencial é capaz de captar alguns fenômenos característicos dos estágios de sucção e de descarga – desprezados pelo modelo analítico – o que origina uma relação linear entre os valores calculados e os medidos. Desta forma, o modelo diferencial precisa de apenas 2 pontos experimentais para ser estendido a outros compressores, enquanto o modelo analítico precisaria, em teoria, de 3 pontos. Um estudo realizado por Pottker e Melo (2002) usando um modelo analítico politrópico sugere o uso de 6 pontos, enquanto a norma ASHRAE Standard S23 (ASHRAE 1993) recomenda a realização de 9 testes. A seleção do modelo do processo de compressão depende, no entanto, do seu efeito sobre o sistema, como é discutido no Capítulo 8.

CAPÍTULO 6

COMPARTIMENTOS REFRIGERADOS

6.1 ASPECTOS GERAIS

Características Construtivas

O refrigerador possui dois compartimentos refrigerados, um congelador e um refrigerador de alimentos, como mostra a Figura 9. Tais compartimentos estão separados entre si por uma travessa termicamente isolada ($k=0,033$ W/m.K) com 90 mm de espessura. O acesso a cada compartimento é obtido através de uma porta, vedada com uma gaxeta plástica de perímetro retangular e perfil irregular.

As paredes do gabinete são constituída por três camadas, sendo 2 de revestimento e uma de isolamento. O revestimento externo é feito de uma chapa de aço com espessura em torno de 0,5 mm, enquanto o revestimento interno consiste em uma camada de poliestireno com espessura média de 1,5 mm. A região entre a chapa metálica e a caixa plástica é preenchida com espuma de poliuretano expandido com ciclo-isopentano ($k=0,021$ W/m.K), comumente denominado de PU. A espessura média da espuma é cerca de 45 mm para o compartimento refrigerador e 65 mm para o congelador. A travessa usada para separar os compartimentos refrigerados é composta por uma chapa de poliestireno

expandido, chamado comercialmente de *isopor*, e revestida por suas lâminas plásticas. Os dados construtivos do gabinete são mostrados no Apêndice I.

Movimentação de Ar

O ar é aspirado pelo ventilador e passa através do evaporador onde é resfriado e desumidificado. O ar frio é então insuflado em um plenum, onde parte da vazão é direcionada ao compartimento congelador (~70%), enquanto a outra parte é insuflada no compartimento refrigerador através de um sistema de dutos (~30%).

O ar é insuflado no congelador com temperaturas em torno de -30°C , onde ganha calor tanto do ambiente externo como do compartimento refrigerador. No refrigerador, o ar é insuflado através de uma torre de distribuição, onde fica localizado o damper termo-mecânico que controla a vazão com base na temperatura do refrigerador. Essa torre é formada por um conjunto de aberturas frontais, dispostas em pares de forma simétrica e posicionadas em cinco níveis distintos no interior do compartimento (Apêndice II). Existem duas aberturas na extremidade inferior da torre para garantir uma distribuição mais homogênea de temperatura na região, onde está a gaveta de legumes.

No congelador, o retorno se dá por um fundo falso. O ar retorna do compartimento refrigerador através de um duto embutido na travessa superior, cuja abertura está localizada próxima à porta, no plano médio longitudinal do refrigerador. No duto de retorno do refrigerador, o ar ganha calor do compartimento refrigerador e perde calor para o ambiente do congelador antes de atingir o evaporador, onde é misturado ao ar frio proveniente do congelador. Enquanto o ar que retorna do refrigerador escoar predominantemente na região central do evaporador, o ar oriundo do congelador escoar pelas regiões laterais, o que origina uma distribuição irregular de temperatura e velocidades na entrada do evaporador.

Estratégias de Modelagem

O modelo do gabinete refrigerado estima a temperatura do ar no interior dos compartimentos refrigerados. Esse modelo está acoplado ao modelo do evaporador, que remove ar quente do gabinete e devolve ar frio, transferindo calor para o refrigerante que evapora no interior da serpentina. As

temperaturas são obtidas através de balanços de massa e de energia, tanto no ar contido nos compartimentos refrigerados como nas paredes.

O gabinete pode ser modelado através de modelos nodais ou distribuídos. Os primeiros são utilizados quando o foco é a resposta dinâmica do sistema de refrigeração ao ganho de calor do gabinete. Os outros são aplicados em estudos relacionados com a movimentação de ar no interior dos compartimentos, pondo de lado o sistema de refrigeração (e.g. Dirik et al. 1996).

6.2 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

A carga térmica representa a quantidade de energia que precisa ser removida instantaneamente de um ambiente refrigerado para que as temperaturas especificadas sejam obtidas. De acordo com Clausing et al. (1996), a carga térmica pode ser dividida em quatro parcelas: (i) condução de energia através das paredes, (ii) transmissão de calor pela região da gaxeta, (iii) dissipação de calor por componentes internos, e (iv) infiltração de ar. As três primeiras são tratadas nesta seção, enquanto a última é modelada juntamente com o escoamento de ar.

Transferência de Calor Através das Paredes

Como mencionado, as paredes do gabinete são compostas por uma espuma de PU revestida por duas lâminas, uma interna e outra externa. Na região externa, a parede troca calor tanto por convecção natural como por radiação, enquanto na parede interna a convecção forçada é predominante. Pode-se afirmar que, sob o ponto de vista de isolamento térmico, cada parede é formada por cinco resistências térmicas em série: ambiente externo, chapa de aço, isolamento de PU, chapa plástica, ambiente interno.

Uma análise das ordens de grandeza dos gradientes de temperatura permite analisar as direções preferenciais de transferência de calor através das paredes. Como o meio pode ser considerado isotrópico, as componentes do fluxo de calor são proporcionais aos gradientes de temperatura, cujas escalas são dadas por:

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} \sim \frac{\Delta T_z}{w} \quad ; \quad \frac{\partial T_w}{\partial y} \sim \frac{\Delta T_y}{h} \quad ; \quad \frac{\partial T_w}{\partial x} \sim \frac{\Delta T_x}{l} \quad (123)$$

onde W representa a espessura, H a altura e B a base das paredes em [m]. A Tabela 10 mostra uma comparação para tais escalas, onde se observa que a componente normal é da ordem de 100 vezes maior que as demais, de modo que o ganho de calor pode ser considerado unidimensional.

Tabela 10 Escalas dos gradientes de temperatura nas direções normal, transversal e longitudinal às paredes

Modelo	Direção	ΔT [K]	Comprimento [mm]	Gradiente [K/m]
Paredes Laterais	Normal	20	50	400
	Longitudinal	4	1000	4
	Transversal	2	500	4
Travessa	Normal	25	100	250
	Longitudinal	2	500	2,5
	Transversal	2	500	2,5

A Tabela 11 mostra uma análise das escalas das resistências térmicas em cada uma das camadas das paredes, onde se observa que a resistência térmica da camada de isolamento de PU é da ordem de 10 vezes a dos ambientes interno e externo, 100 vezes a do revestimento interno e 10^5 vezes a do revestimento externo, de modo que apenas a camada de PU precisa ser levada em conta pelo modelo.

Tabela 11 Resistências térmicas das camadas de revestimento do gabinete refrigerado

Camada	Espessura [mm]	Condutividade [W/mK]	Condutância [W/m ² K]	Resistência [W/m ² K]
Plástico	1,5	0,16	106,67	~0,01
PU	50	0,0214	0,43	~1
Aço	0,5	50,0	105	~10-5
Ar Interno	-	-	~20	~0,1
Ar Externo	-	-	~10	~0,1

Uma análise similar, mas com foco na capacidade térmica de cada camada é mostrada na Tabela 12, onde se observa que tanto o aço como o plástico possuem inércias térmicas similares à do poliuretano.

Tabela 12 Capacidades térmicas das camadas de revestimento do gabinete refrigerado

Camada	Massa no Produto [kg]	Capacitância [J/K]	% do total
Plástico	7,0	9477	28,2
PU	10,2	14965	44,5
Aço	19,2	9153	27,3

Com base na análise das escalas associadas à transferência de calor nas paredes do gabinete refrigerado, as seguintes hipóteses simplificativas foram adotadas:

- A condução de calor ocorre primordialmente na direção ortogonal à parede, ou seja, a transmissão de calor é unidimensional;
- A condução de calor depende apenas da camada de PU;
- A resistência de transferência de calor entre o ar e as paredes foi considerada nula, de forma que a temperatura do ar (interno ou externo) foi aproximada pela temperatura da superfície. A capacidade térmica do revestimento plástico foi então adicionada à capacidade térmica do ar, enquanto a capacidade térmica do revestimento externo foi desprezada, uma vez que a temperatura ambiente é constante;
- As espessuras das paredes de cada um dos compartimentos refrigerados foram consideradas uniformes, de modo que apenas quatro paredes foram modeladas: congelador, fundo do congelador, refrigerador e travessa. Tal aproximação reduziu o número de equações diferenciais ordinárias de $11N$ para $4N$, onde N representa o número de volumes de controle empregados na discretização espacial unidimensional de cada parede, representando um significativo ganho em tempo de computação.

A Figura 53 esquematiza o modelo adotado para a transferência de calor através das paredes, baseado em um balanço de energia em um volume de controle unidimensional k na direção ortogonal z :

$$\frac{\partial T_k}{\partial t} = \alpha_w \frac{\partial^2 T_k}{\partial z^2} \quad (124)$$

onde α_w representa a difusividade térmica do isolamento [m^2/s]. Como a equação é de 2ª ordem, duas condições de contorno são necessárias, uma para a parede externa e outra para a interna. Enquanto a primeira é obtida através de uma temperatura prescrita, igual à do ambiente, a segunda é estabelecida através da continuidade do fluxo de calor na superfície interna. A equação é resolvida dividindo a parede em k volumes de controle com comprimento uniforme Δn e integrando a equação (124) em cada um deles através de um esquema de 2ª ordem:

$$\frac{dT_k}{dt} = \frac{\alpha_w}{\Delta z^2} (T_{k+1} + T_{k-1} - 2T_k) \quad (125)$$

O ganho de calor instantâneo através de cada uma das superfícies internas si é obtido da seguinte forma:

$$Q_{k=N} = -k_w A_{si} \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{si} = k_w A_{si} \frac{T_{k=N} - T_{si}}{\frac{1}{2} \Delta z} \quad (126)$$

onde T_{si} é a temperatura da superfície interna ($T_{si} \cong T_i$) e $k=N$ o índice do último volume de controle.

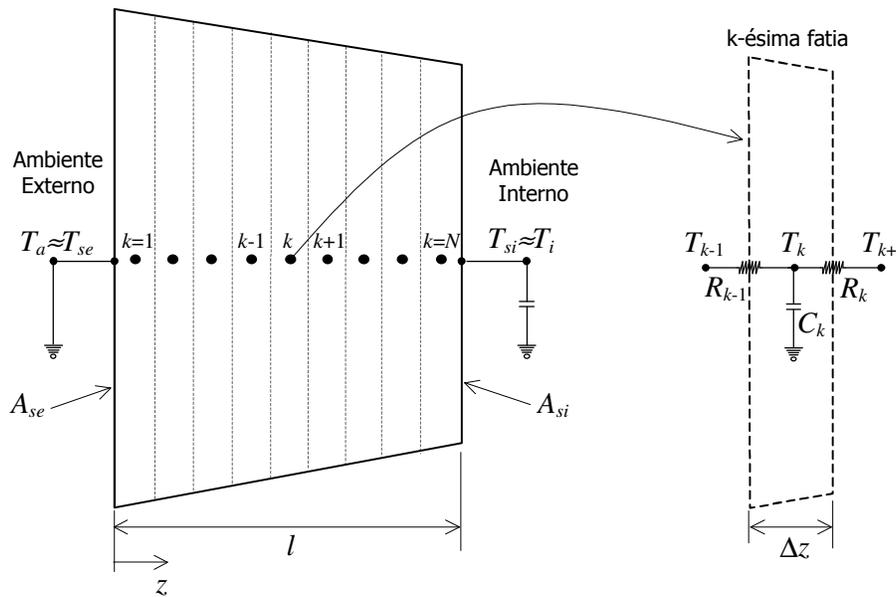


Figura 53 Esquema do modelo de condução de calor através das paredes

Transmissão de Calor pela Gaxeta

O ganho de calor pela região da gaxeta depende da transmissão de calor através dos flanges da porta e da parede, da condução de calor através da gaxeta propriamente dita e da infiltração através do selo magnético, como esquematizado na Figura 54. Flynn et al. (1992) argumentam que a transferência de calor através da região da gaxeta é responsável por aproximadamente 25% da energia transmitida para o interior do gabinete. De um modo geral, a transferência de calor através da gaxeta é calculada subtraindo as parcelas associadas à condução de calor da carga térmica total, que é obtida experimentalmente (Apêndice V). O valor resultante é usado para estimar um coeficiente equivalente de condução de calor para a gaxeta.

Neste trabalho, optou-se por incluir os efeitos associados à gaxeta na equação (124) através de uma espessura equivalente (Apêndice V), que é menor que a espessura nominal das paredes (refrigerador=46,5mm, congelador=65,1mm). É fato que o uso de uma espessura equivalente altera a massa de PU nas paredes, que deve ser corrigida através de uma densidade equivalente, calculada com base na massa total injetada (Apêndice I), para manter a massa de isolamento constante.

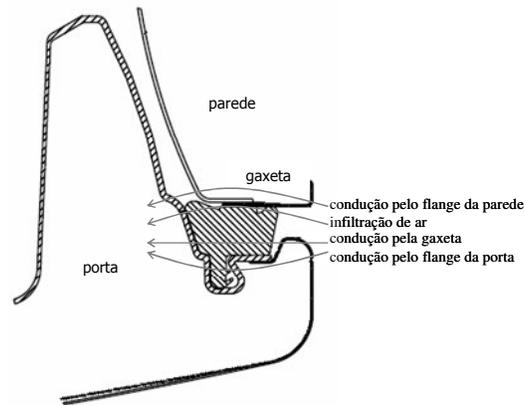


Figura 54 Esquema do ganho de calor através da região da gaxeta

Dissipação de Energia no Interior do Gabinete

Das fontes de calor presentes no interior dos compartimentos refrigerados, apenas o ventilador foi levado em consideração. Seu efeito sobre o consumo de energia é duplamente negativo, já que a energia consumida por estes dispositivos é transferida para o ar no interior do gabinete, como mostra a expressão abaixo:

$$COP_s = \frac{Q_e - W_v}{W_e + W_v} \quad (127)$$

onde Q_e indica a capacidade de refrigeração, W_v a potência consumida pelo ventilador e W_e a potência de compressão. Assumiu-se que toda a potência consumida pelo ventilador é dissipada no interior do gabinete, seja pelo aquecimento do motor elétrico ou pela dissipação viscosa.

6.3 MODELO DO AR

Temperaturas dos Compartimentos Refrigerados

O ar no interior de cada compartimento refrigerado foi modelado através de um único ponto nodal. As paredes foram consideradas planas, lisas e compostas apenas pelo isolamento. Por simplicidade, o ressalto na região inferior do gabinete também foi desprezado.

Ao contrário de todos os trabalhos citados na Tabela 2, que modelam o gabinete refrigerado como um sistema hermeticamente fechado, assumiu-se que a pressão do ar no interior do refrigerador é constante e igual à pressão atmosférica (101,325 kPa) durante todo o período transiente, uma vez que há infiltração de ar para o interior do gabinete⁵. Como existe infiltração de ar, o modelo deve levar em conta o transporte de energia e umidade para dentro do produto. O modelo do gabinete considera, portanto, a presença de umidade. O ar foi modelado como um gás perfeito.

Uma representação esquemática do gabinete é apresentada na Figura 55. Um balanço em qualquer um dos dois volumes de controle nela indicados fornece:

$$\frac{dU}{dt} = w_i(h_i - h) + w_a h_a + Q_w + Q_g \quad (128)$$

onde w_i representa a vazão de ar insuflada no compartimento pela ação do par ventilador-damper, w_a a vazão de ar infiltrada, h_i e h_a são respectivamente as entalpias do ar insuflado e infiltrado, Q_w o ganho de calor pela parede e Q_g a taxa de geração de energia no ambiente. Uma aproximação de ar totalmente misturado foi empregada para a entalpia na saída do compartimento. Considerando que tanto a pressão como o volume são constantes na equação de estado dos gases perfeitos, pode-se mostrar que:

$$pV = MRT \Rightarrow MT = cte \Rightarrow \frac{dM}{dt} = -\frac{M}{T} \frac{dT}{dt} \quad (129)$$

Admitindo que a vazão insuflada no compartimento é a mesma que retorna para o evaporador, w_i , pode-se mostrar, através de um balanço de massa, que a variação da massa de ar no interior do compartimento depende apenas da massa infiltrada:

⁵ Uma análise de escala mostra que, se o gabinete fosse hermético e o ar, inicialmente à pressão atmosférica, fosse resfriado de 30°C para -30°C, a diferença entre a pressão interna e a atmosférica exigiria uma força da ordem de 5kN para abrir a porta.

$$w_a = \frac{dM}{dt} = -\frac{M}{T} \frac{dT}{dt} \quad (130)$$

Escrevendo a energia interna como uma função da temperatura, tem-se:

$$\frac{dU}{dt} = c_v \frac{d(MT)}{dt} = V \frac{c_v}{R} \frac{dp}{dt} = 0 \quad (131)$$

Substituindo as equações (130) e (131) no balanço de energia da equação (128), obtém-se:

$$M \frac{h_a}{T} \frac{dT}{dt} = w_i (h_i - h) + Q_w + Q_g \quad (132)$$

Considerando $h_a T \cong c_p$ e $h_i - h \cong c_p(T_i - T)$, chega-se à seguinte equação para a temperatura do ar no interior dos compartimentos refrigerados:

$$M c_p \frac{T_a}{T} \frac{dT}{dt} = w_i c_p (T_i - T) + Q_w + Q_g \quad (133)$$

onde T_a é a temperatura do ambiente externo. O termo $M c_p T_a / T$ representa uma inércia térmica equivalente devida ao aumento da massa no interior do refrigerador.

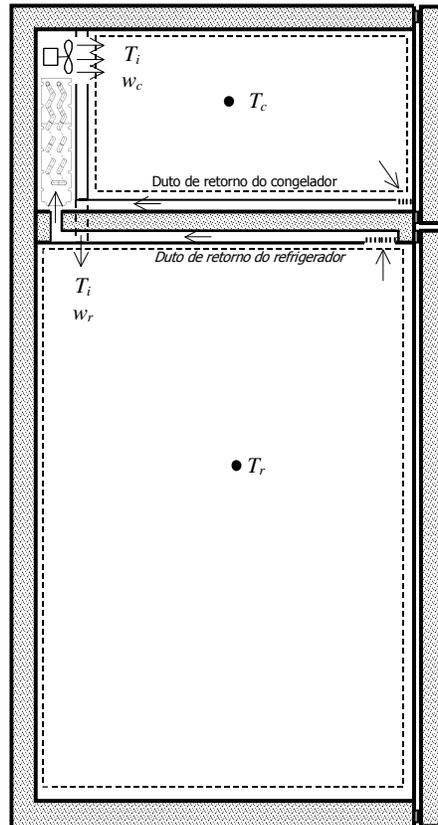


Figura 55 Modelo nodal para os compartimentos refrigerados

Um balanço de energia em um volume de controle que envolve apenas a camada de revestimento interno fornece:

$$C_{si} \frac{dT}{dt} = Q_{k=N} - Q_w \quad (134)$$

Assumindo que tanto o ar como o revestimento interno estão à mesma temperatura, as equações (133) e (134) podem ser adicionadas, de modo que:

$$\left(C_{si} + M c_p \frac{T_a}{T} \right) \frac{dT}{dt} = w_i c_p (T_i - T) + k_w A_{si} \frac{T_{k=N} - T}{\frac{1}{2} \Delta z} + Q_g \quad (135)$$

onde C_{si} representa a capacidade térmica da camada plástica.

Procedendo de forma similar, obtém-se a seguinte equação para a umidade absoluta do ar:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{w_i(\omega_i - \omega) + w_a(\omega_a - \omega)}{M} \quad (136)$$

As expressões (135) e (136) permitem o cômputo da temperatura e da umidade tanto do congelador como do refrigerador, desde que condições de contorno pertinentes sejam empregadas. As propriedades termofísicas do ar são calculadas conforme a metodologia exposta no Apêndice XIII.

Modelo do Damper. Cálculo das Vazões de Ar

As vazões de ar insufladas no congelador, w_c , e no refrigerador, w_r , são calculadas por:

$$w_c = \rho_i \Omega \Phi \quad (137)$$

$$w_r = \rho_i \Omega (1 - \Phi) \quad (138)$$

onde Ω é a vazão total de ar deslocado pelo ventilador [L/s] e Φ é a fração de vazão que circula no congelador. Tais parâmetros foram obtidos através de testes com o refrigerador em um túnel de vento, cujos procedimentos estão detalhados no Apêndice IV. As curvas ajustadas para Ω e Φ são dadas a seguir e representam os dados medidos com erros na faixa de $\pm 2\%$:

$$\Phi = 0,653 + 0,348 \left(1 + \frac{y}{0,148} \right)^{-1,433} \quad (139)$$

$$\Omega = 17,55 - 8,18y^{1,5} + 4,46y^2 - 9,21 \exp(-y) \quad (140)$$

A Figura 56 mostra a variação da vazão com a posição do damper. As linhas representam as vazões ajustadas e os pontos, os valores medidos. À medida que o damper é fechado, a vazão de ar do compartimento refrigerador diminui, o que faz com que mais ar circule no congelador. Com o fechamento do damper, a vazão total decresce, já que a perda de carga no sistema aumenta. A influência da posição na vazão é mais significativa para posições próximas do ponto de fechamento completo, uma vez que as vazões praticamente não variam para posições entre 50 e 100%. Isso se deve ao fato da área de passagem não possuir uma relação linear com a posição.

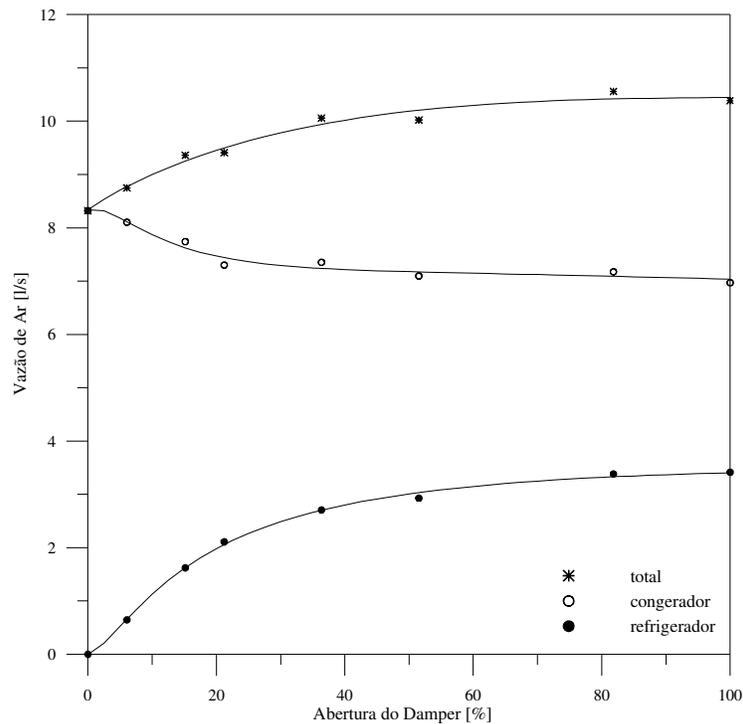


Figura 56 Vazões volumétricas de ar em função da posição do damper

Contudo, a posição do damper possui uma relação linear com a temperatura do bulbo, T_b , como pode ser observado na Figura 57, obtida através de medições realizadas com o bulbo do damper imerso em um banho termostático. Esse procedimento é descrito no Apêndice IV. As curvas são:

$$y_{min} = \frac{T_b + 0,52}{0,132} \quad (141)$$

$$y_{max} = \frac{T_b - 0,46}{0,106} \quad (142)$$

Na condição real de operação, no entanto, o damper sofre efeito tanto da temperatura do bulbo como da corrente de ar na qual está imerso, i.e. a temperatura de insuflamento. De acordo com dados do fabricante, a temperatura do bulbo pode ser corrigida da seguinte forma:

$$T_b = T_r - \Delta T^* \quad (143)$$

$$\Delta T^* = 2,5(0,04T_{i,r} - 11,926) \quad (144)$$

onde $T_{i,r}$ e T_r são, respectivamente, a temperatura de insuflamento no refrigerador e a temperatura do ambiente refrigerador propriamente dito, ambas em [K].

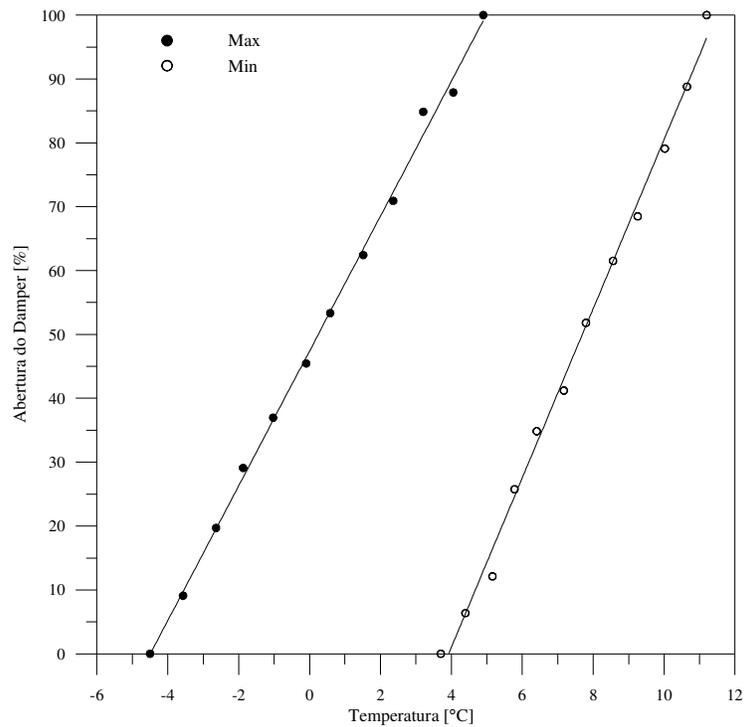


Figura 57 Posição do damper em função da temperatura do bulbo

Condições de Insuflamento e de Retorno

A temperatura do ar insuflado no congelador é calculada através do seguinte balanço de energia na câmara de insuflamento, também chamada de plenum:

$$C_{pl} \frac{dT_{i,c}}{dt} = w_i c_p (T_{s,e} - T_{i,c}) + W_v + Q_{pl} \quad (145)$$

onde C_{pl} representa a capacidade térmica das peças plásticas do plenum, $T_{s,e}$, a temperatura média do ar na saída do evaporador, W_v , a potência dissipada pelo ventilador e Q_{pl} é a taxa de transferência de calor na parede traseira do congelador, próxima ao evaporador.

A temperatura do ar insuflado no compartimento refrigerador, por sua vez, foi aproximada pela temperatura do congelador, de modo que $T_{i,r} \cong T_c$.

A condição do ar na saída do evaporador é obtida através das equações (46) e (47). A condição do ar na entrada do evaporador é, por sua vez, obtida através da seguinte regra de mistura:

$$\omega_{e,e} = \frac{w_c \omega_c + w_r \omega_r}{w_c + w_i} \quad (146)$$

$$h_{e,e} = \frac{w_c h_c + w_r h_r}{w_c + w_i} \quad (147)$$

Modelo para o Ventilador Desligado

Tanto o compressor como o ventilador são desligados quando a média das temperaturas do congelador e do plenum é maior que a temperatura de corte, i.e. $T_c + T_{s,e} > 2T_{desliga}$. A partir deste instante, considera-se que $T_{i,c} \cong T_c$, de modo que tanto a capacidade térmica do plenum como o ganho de calor na parede do fundo do congelador são adicionados ao balanço de energia no congelador. O sistema é ligado quando a temperatura do congelador é maior que a temperatura de acionamento do termostato, ou seja, $T_c > T_{liga}$.

Quando o ventilador está desligado, $w_r = 0$ e $W_v = 0$, de modo que os termos advectivos das equações (135), (136) e (145) são nulos. Ao contrário das situações em que o ventilador está ligado, a resistência de transferência de calor por convecção na superfície interna passa a ter um papel importante quando o ventilador está desligado, de forma que a resistência térmica da última camada de isolamento passa a ser calculada por:

$$R_{si} = \frac{1}{\dot{h}_{si} A_{si}} + \frac{\frac{1}{2} \Delta n}{k_w A_{si}} \quad (148)$$

onde \dot{h}_{si} é obtido através da correlação de Churchill e Chu (1975b) para a convecção natural em superfícies verticais, válida para quaisquer valores do número de Rayleigh:

$$\dot{h}_{si} = \frac{k_f}{H} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_H^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{4/27}} \right\}^2 \quad (149)$$

onde $Ra_H = g\beta\Delta TH^3\nu^{-1}\alpha^{-1}$ é o número de Rayleigh baseado na altura da parede interna H . O ganho de calor nas superfícies internas quando o ventilador está desligado é calculado por:

$$Q_{k=N} = -k_w A_{si} \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{si} = \frac{T_{k=N} - T_{si}}{R_{si}} \quad (150)$$

6.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

O modelo dos compartimentos refrigerados apresenta 5 equações diferenciais para o ar – que leva em conta tanto o transporte de energia como de umidade –, e apenas $4N$ para as paredes ao invés das $11N$ que seriam obtidas se cada parede fosse modelada separadamente. Isso representa um ganho computacional considerável que se deve ao uso de espessuras equivalentes para as paredes, onde estão incorporados os efeitos de transmissão de calor através da região da gaxeta e das resistências térmicas dos escoamentos interno e externo de ar.

Os modelos disponíveis na literatura consideram os compartimentos como um sistema termodinâmico fechado, de modo que a pressão abaixa com a temperatura, fornecendo resultados fisicamente inconsistentes uma vez que a massa de ar, de fato, aumenta à medida que há infiltração através da gaxeta e de outras perfurações. Um modelo para a infiltração de ar foi proposto na forma de uma capacidade térmica equivalente, a fim de evitar tais problemas. As vazões em cada compartimento foram medidas através de um túnel de vento. Funções de correção foram derivadas para identificar a posição instantânea do damper em função da temperatura do ambiente e da corrente de ar na qual o damper está imerso.

CAPÍTULO 7

IMPLEMENTAÇÃO

7.1 ACOPLAMENTO ENTRE COMPONENTES

Tipos de Acoplamento

A simulação global do refrigerador consiste na solução simultânea dos modelos apresentados anteriormente: trocador de calor TC-LS, compressor, condensador, evaporador e compartimentos refrigerados⁶. O acoplamento entre tais modelos depende de dois fatores básicos: (i) arranjo entre os componentes; e (ii) condições de entrada e de saída de cada modelo.

Enquanto o primeiro define como as informações se transmitem fisicamente dentro do sistema de refrigeração (acoplamento físico), as condições de contorno estabelecem o papel de cada modelo individual na simulação global do refrigerador (acoplamento matemático). Como o segundo depende do primeiro, a compreensão de ambos é parte fundamental no desenvolvimento de uma metodologia robusta e consistente para a simulação global do refrigerador.

⁶ Alguns desses modelos incluem mais de um componente, como é o caso do trocador de calor TC-LS.

Acoplamento Físico

O acoplamento físico entre os componentes pode ser visto de duas formas distintas, uma interna e outra externa ao sistema de refrigeração. A primeira ocorre quando uma dada massa de refrigerante deixa um determinado componente e entra no componente a jusante transportando consigo energia e quantidade de movimento. A segunda aparece quando há transferência de calor entre os componentes, como é o caso do evaporador e do gabinete refrigerado, por exemplo.

A Figura 58 esquematiza o arranjo físico entre os componentes com base em um diagrama de fluxo de informação, no qual são mostradas as propriedades na entrada e na saída de cada um dos componentes, além dos trocas térmicas entre o evaporador e o gabinete, tubo capilar e a linha de sucção, bem como a transmissão de energia para o ambiente externo no condensador e no compressor.

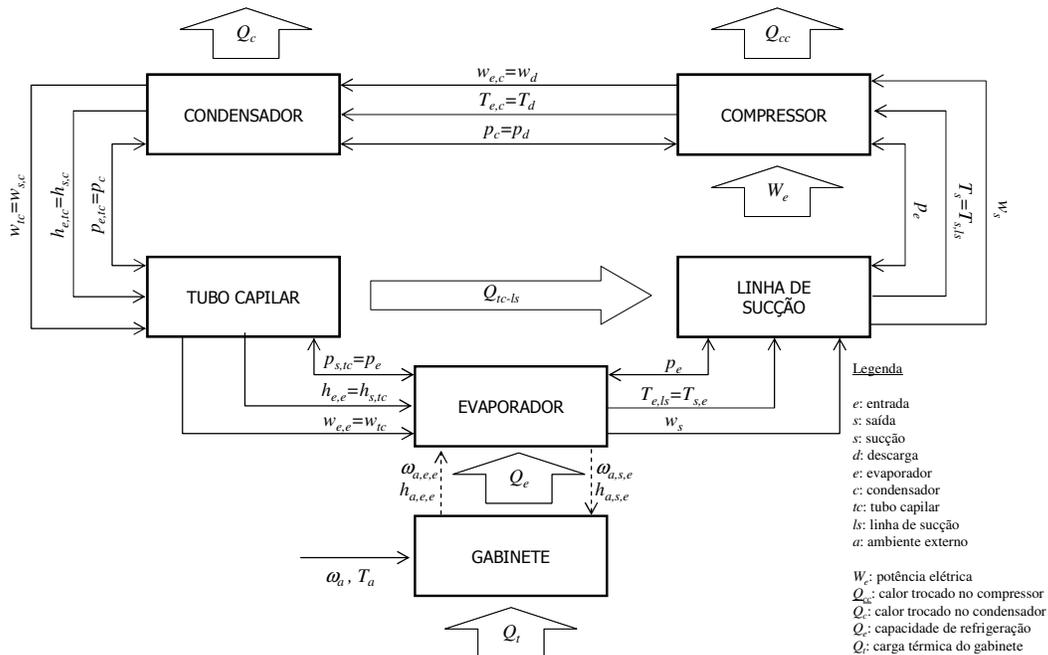


Figura 58 Esquema do acoplamento físico entre os componentes

O acoplamento interno depende das transferências de massa, energia e quantidade de movimento no interior do sistema de refrigeração. A Figura 58 permite observar as três vazões mássicas características do sistema que são responsáveis pela transferência de massa: a que passa através do tubo capilar, w_{tc} , a sucionada do evaporador, w_s , e a descarregada no condensador, w_d . A transferência de energia se dá através de cinco entalpias/temperaturas características: descarga do

compressor, T_d , saída do condensador, $h_{s,c}$, entrada e saída do evaporador, $h_{e,e}$ e $h_{s,e}$, e sucção do compressor, T_s . Já as pressões são somente duas – evaporação e condensação – uma vez que as perdas de carga no lado do refrigerante foram desconsideradas.

No total, o acoplamento interno dos modelos se dá através de 10 variáveis características: 2 pressões, 3 vazões mássicas e 5 entalpias. Uma vez conhecidas as pressões e entalpias, tem-se o estado do refrigerante na entrada e na saída de cada componente. Com as três vazões mássicas e as cinco entalpias, além, evidentemente, das taxas de troca de calor, pode-se caracterizar os balanços globais de massa (dM/dt) e energia (dU/dt) em cada um dos componentes do sistema:

$$\frac{dM}{dt} = w_e - w_s \quad (151)$$

$$\frac{dU}{dt} = w_e h_e - w_s h_s + Q + W \quad (152)$$

A Figura 58 permite observar que, enquanto a massa e a energia são transportadas sempre no sentido do escoamento (anti-horário) – o que se deve à natureza parabólica da advecção com altos números de Reynolds e Péclet –, as informações referentes às pressões de sucção e de descarga se propagam em todas as direções do escoamento devido à sua natureza elíptica. Os limites são evidentemente o compressor e o tubo capilar, que separam o sistema em regiões de alta, p_c , e baixa pressão, p_e .

Acoplamento Matemático

A Figura 59 ilustra, com auxílio de diagramas de entrada e saída (E/S), o papel de cada modelo na simulação global do refrigerador. As duas pressões – na verdade, suas derivadas – são calculadas a partir dos modelos dos trocadores de calor, enquanto os modelos do compressor e do tubo capilar são responsáveis pelo cômputo das três vazões mássicas. As cinco entalpias são, por sua vez, obtidas de cada um dos componentes.

Ao contrário dos modelos do processo de compressão e do trocador de calor TC-LS, que fornecem funções temporais como variáveis de saída, os modelos do condensador e do evaporador

forneem as derivadas temporais (e não as funções) como resposta. Essas derivadas precisam ser integradas no tempo para que os valores das pressões e das suas derivadas sejam obtidos.

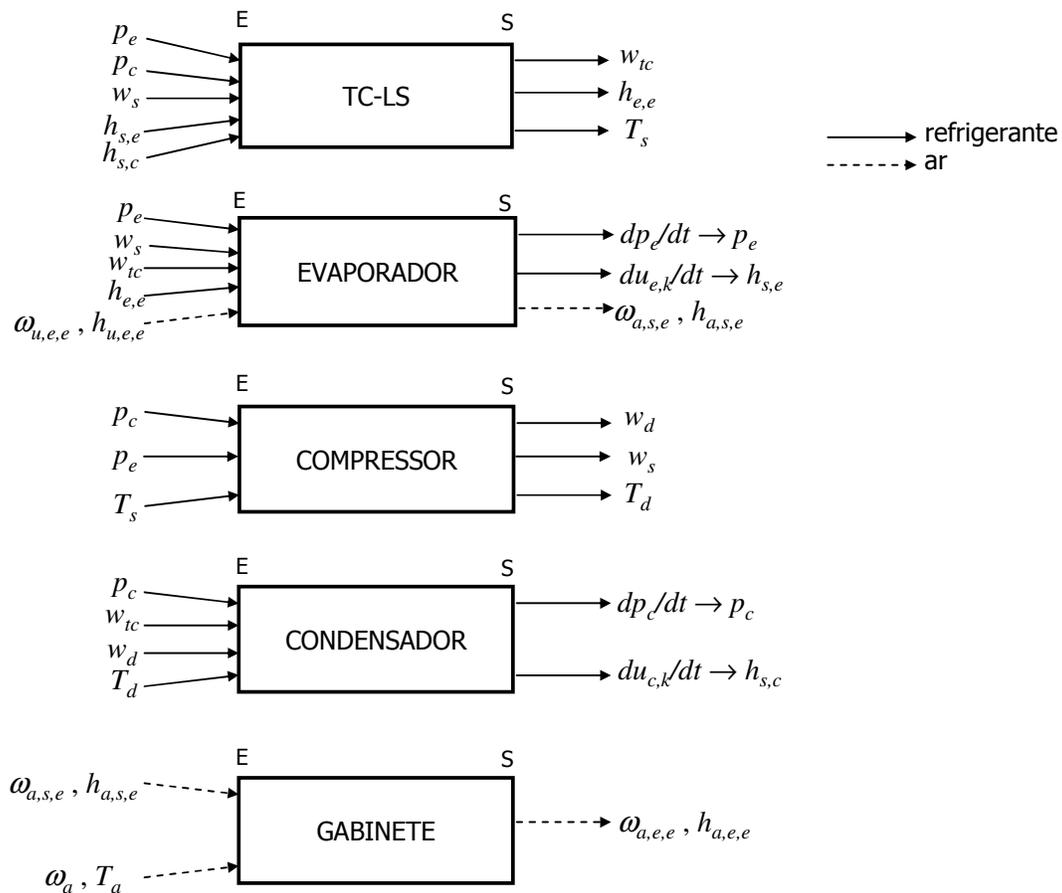


Figura 59 Diagrama de blocos com entradas e saídas de cada um dos modelos

Uma vez que as condições de contorno de um determinado modelo vêm dos demais e vice-versa, as únicas informações que precisam ser fornecidas ao modelo global são as condições iniciais, definidas pela carga de refrigerante e pela temperatura de equilíbrio com o ambiente externo.

7.2 METODOLOGIA COMPUTACIONAL

Sistema Global de Equações

O sistema de equações resultante da modelagem dos componentes é composto tanto por equações diferenciais ordinárias (EDO) como por equações algébricas (EA) que são, na sua maioria,

não-lineares. Tal sistema de equações é chamado de EDA (Equações Diferenciais Algébricas), que pode ser descrito através da combinação dos seguintes sistemas de EDO e de EA:

$$\begin{cases} \dot{y} = f(t, x, y, c) \\ 0 = g(t, x, y, c, s) \end{cases} \quad (153)$$

onde t indica o tempo, x , as variáveis estacionárias, y , as variáveis dinâmicas, $\dot{y} = dy/dt$, as derivadas temporais de y , c , as constantes do modelo, s , o estado do sistema, f , o sistema de EDO, e g , o sistema de EA. Tais equações estão sujeitas ao seguinte conjunto de condições iniciais:

$$\begin{cases} x(t=0) = x_o \\ y(t=0) = y_o \end{cases} \quad (154)$$

Enquanto as EDO dependem apenas das condições iniciais, podendo ser resolvidas através de um processo de marcha, as EDA dependem também das restrições impostas pelas equações algébricas, que precisam ser satisfeitas em cada instante de tempo. Além disso, as equações algébricas podem alterar o estado do sistema de equações durante o processo iterativo – como o desligamento do compressor, por exemplo –, o que gera instabilidades e dificulta a convergência.

Neste trabalho, o sistema dinâmico f é composto por 239 EDO⁷, das quais 65 são oriundas do modelo do evaporador, 77 do condensador, 12 do compressor e 85 do modelo gabinete refrigerado.

Cada um dos modelos dos trocadores de calor – condensador e evaporador – são compostos por uma EDO para a massa global, uma para a pressão, $3(n+1)$ para os perfis de energia interna, massa específica⁸ e temperatura da parede da serpentina, totalizando $2+3(n+1)$ equações dinâmicas, onde n representa o número de volumes de controle – 20 para o evaporador e 24 para o condensador –, de acordo com o método tubo-por-tubo (Domanski 1991).

O modelo do compressor é composto por 1 EDO para a temperatura da carcaça, 1 para a massa global no componente e m para as temperaturas da parede do tubo no trecho adjacente de linha de sucção, totalizando $2+m$ equações.

⁷ Essa contagem não considera as EDOs dos modelos do trocador de calor TC-LS e do compressor.

⁸ A massa do componente foi integrada tanto local como globalmente para controle de convergência e consistência.

O modelo do gabinete, por sua vez, é composto por 4 EDO para as temperaturas e umidades absolutas dos compartimentos, 1 EDO para a temperatura de insuflamento e $4N$ equações para as temperaturas das paredes. Simulações foram realizadas com malhas com 5, 10, 20 e 40 volumes de controle, donde se observou que soluções independentes da malha foram obtidas a partir de $N=20$.

Estratégia de Integração Temporal

Existem diversos procedimentos modernos para a solução de sistemas de EDA (Petzold et al. 1996), a maioria baseada em uma formulação implícita para as EDO e na iteração de Newton para a solução simultânea do sistema de equações algébricas resultantes. Neste trabalho, entretanto, optou-se pela solução desacoplada das equações diferenciais e algébricas por dois motivos: (i) evitar o uso de métodos implícitos iterativos que poderiam levar aos problemas de convergência apontados por Jansen et al. (1988); e (ii) tirar proveito das diferenças de escala presentes no refrigerador.

Formulação Temporal

Dependendo do tipo de estratégia adotada para a integração temporal – implícita ou explícita – haverá ou não necessidade de um procedimento iterativo. A formulação implícita considera que tanto a derivada \dot{y} como a variável y são calculadas no mesmo instante de tempo:

$$\dot{y}^{t+\Delta t} \equiv f(t, x^{t+\Delta t}, y^{t+\Delta t}) \quad (155)$$

Uma vez que $\dot{y}^{t+\Delta t}$ é função de $y^{t+\Delta t}$ e vice-versa,

$$y = \int_t^{t+\Delta t} \dot{y} dt \quad (156)$$

faz-se necessário um procedimento iterativo para se obter os valores de $y^{t+\Delta t}$ e $\dot{y}^{t+\Delta t}$. A formulação explícita, por outro lado, aproxima $\dot{y}^{t+\Delta t}$ da seguinte forma:

$$\dot{y}^{t+\Delta t} \equiv f(t, x^t, y^t) \quad (157)$$

de modo que $\dot{y}^{t+\Delta t}$ é calculado em função de y^t , que por sua vez é obtido de \dot{y}^t , linearizando o sistema de equações. Como observam Willatzen et al. (1998a,b), uma vez que não há necessidade de um processo iterativo de solução, os métodos explícitos evitam as discontinuidades apontadas por

Jansen et al. (1988). Tais métodos exigem, no entanto, incrementos de tempo pequenos no processo de integração a fim de evitar suas intrínsecas instabilidades numéricas (Press et al. 1995), que podem elevar substancialmente o tempo de computação. Pelos motivos citados, optou-se pela integração explícita das EDO, mas com passo de tempo controlado para reduzir o tempo de processamento.

Escalas de Tempo

Existem duas escalas temporais características em um refrigerador. A primeira é rápida, leva poucos minutos para estabilizar e está associada principalmente às migrações de massa de refrigerante, i.e. aos transientes do evaporador, do condensador e das interações entre óleo e refrigerante no interior da carcaça do compressor. A segunda é lenta, da ordem de horas, e é regida principalmente pela inércia térmica do gabinete e pelas trocas de energia nos trocadores de calor.

Ambas afetam tanto o sistema de refrigeração como o gabinete refrigerado. Entretanto, o fato do estado do refrigerante se alterar substancialmente enquanto o estado do gabinete praticamente não se altera sugere o desacoplamento das equações dinâmicas do refrigerante das do gabinete. Com isso, pode-se selecionar o método de integração de acordo com o esforço computacional exigido para cada caso, o que evita os problemas de rigidez (do inglês *stiffness*, Aiken 1985) que são comuns em problemas transientes com escalas de tempo muito discrepantes.

Métodos de Solução de Sistemas de EDO

Levando-se em conta que a solução das EDO do sistema de refrigeração necessita de passos de tempo pequenos, bem menores que os necessários às EDO do gabinete, optou-se por resolvê-las em dois laços de integração, um interno e outro externo.

Como no laço externo as variações temporais são mais suaves, os passos de tempo podem ser mais dilatados e um método de baixa ordem pode ser empregado. Optou-se então pelo uso do método de Euler explícito, de 1ª ordem, para integrar as 85 EDO do modelo dos compartimentos refrigerados:

$$y_{m+1} \cong y_m + \Delta t_{ext} \cdot \dot{y}_m \quad (158)$$

A integração de Euler foi complementada pelo seguinte controle que aumenta o passo de tempo à medida que a simulação evolui no tempo:

$$\Delta t_{ext} = \Delta t_{max} + (\Delta t_{min} - \Delta t_{max}) \exp(-ct) \quad (159)$$

onde Δt_{ext} é o passo de tempo do laço externo, Δt_{max} e Δt_{min} são respectivamente os incrementos de tempo máximo ($\sim 10^2$ s) e mínimo ($\sim 10^{-3}$ s), e c é uma constante de tempo ($\sim 10^{-5}$ s $^{-1}$).

Para o laço interno, onde são resolvidas as 154 EDO do sistema de refrigeração, os passos de tempo devem ser pequenos e o método deve ter uma ordem mais elevada a fim de captar as intensas variações transientes. Optou-se então por um método preditor-corretor baseado nas fórmulas de Adams, de ordem variável e passo de tempo auto-adaptativo.

Os métodos preditores-corretores se caracterizam por apresentarem duas etapas bem definidas, uma preditora e outra corretora. A primeira se baseia na extrapolação polinomial de $y^{t+\Delta t}$ com base nos valores de \dot{y} obtidos nos instantes anteriores. Quanto maior o número de pontos empregados, M , maior o grau do polinômio ajustado e, conseqüentemente, maior a ordem do método. A segunda etapa consiste na correção de $y^{t+\Delta t}$ fazendo uso do $\dot{y}^{t+\Delta t}$ recém estimado e dos valores de \dot{y} nos $M-1$ tempos adotados no passo de predição. Um exemplo de método preditor-corretor é dado pelas fórmulas de Adams de 3ª ordem (Press et al. 1995):

$$\text{Preditor (Adams-Bashforth):} \quad y_{m+1} \cong y_m + \frac{\Delta t}{12} (23\dot{y}_m - 16\dot{y}_{m-1} + 5\dot{y}_{m-2}) \quad (160)$$

$$\text{Corretor (Adams-Moulton):} \quad y_{m+1} \cong y_m + \frac{\Delta t}{12} (5\dot{y}_{m+1} + 8\dot{y}_m - \dot{y}_{m-1}) \quad (161)$$

Tal método é classificado como PACA, onde se faz inicialmente a predição (P) explícita de y , seguida da avaliação (A) de \dot{y} , a correção (C) semi-implícita de y , e a avaliação (A) final de \dot{y} para um mesmo instante de tempo. Apesar de incluírem uma estimativa de $\dot{y}^{t+\Delta t}$ no cálculo de $y^{t+\Delta t}$, os métodos preditores-corretores tipo PACA são explícitos.

O método preditor-corretor empregado neste trabalho se baseia no algoritmo DE/STEP de Shampine e Gordon (1975). Implementado em FORTRAN77, o código foi disponibilizado pelos autores no sítio www.netlib.org e sua estrutura é descrita com detalhes no livro *Computer Solution of*

Ordinary Differential Equations: The Initial Value Problem dos mesmos autores. Mais informações sobre os métodos preditores-corretores empregado são mostradas no Apêndice XVI.

Solução das Equações Algébricas

As equações algébricas estão presentes tanto nos modelos quase-estáticos (i.e. compressor e trocador de calor TC-LS) como nos resíduos das 10 condições de acoplamento indicadas na Figura 59. Elas formam um sistema não-linear que precisa ser resolvido iterativamente, mesmo que as EDO tenham sido linearizadas. No entanto, como os passos de tempo são pequenos, optou-se por resolver as EA apenas uma vez e controlar o desbalanço de massa no sistema. Se o desbalanço de massa for superior a 0,1% da massa total, uma nova iteração é realizada. Caso contrário, a simulação avança no tempo. Em todos os casos simulados, o desbalanço de massa mostrou-se inferior a 0,1%.

Algoritmo de Simulação

A Figura 60 ilustra a seqüência de operações utilizadas na simulação global do refrigerador através de um fluxograma. Após iniciado, o programa lê os dados geométricos e operacionais do produto. As propriedades do refrigerante superaquecido e saturado, que estão armazenados na forma de tabelas, são lidas e usadas na geração das *splines*. A pressão de equalização é calculada em função da temperatura inicial e da massa de refrigerante e as demais variáveis são inicializadas. A solução inicia perturbando-se o sistema dinâmico através da imposição de um valor finito para as derivadas das pressões de evaporação e de condensação ($dp/dt=10^{-6}$ kPa/s), o que gera uma variação absoluta de pressão da ordem de 10^{-9} Pa.

O programa inicia calculando as vazões de refrigerante através dos modelos do trocador de calor TC-LS e do processo de compressão. Com as vazões mássicas, as derivadas das pressões de evaporação e de condensação e da temperatura do corpo do compressor são calculadas. O programa verifica se há desbalanço de massa e, caso não haja, chama o software DE/STEP. O laço interno continua até que o tempo se iguale ao do laço externo. Se o tempo do laço externo for inferior ao tempo programado para o teste, faz-se a integração de Euler, as variáveis de interesse são impressas e dá-se continuidade ao processo. Caso contrário, o programa é encerrado.

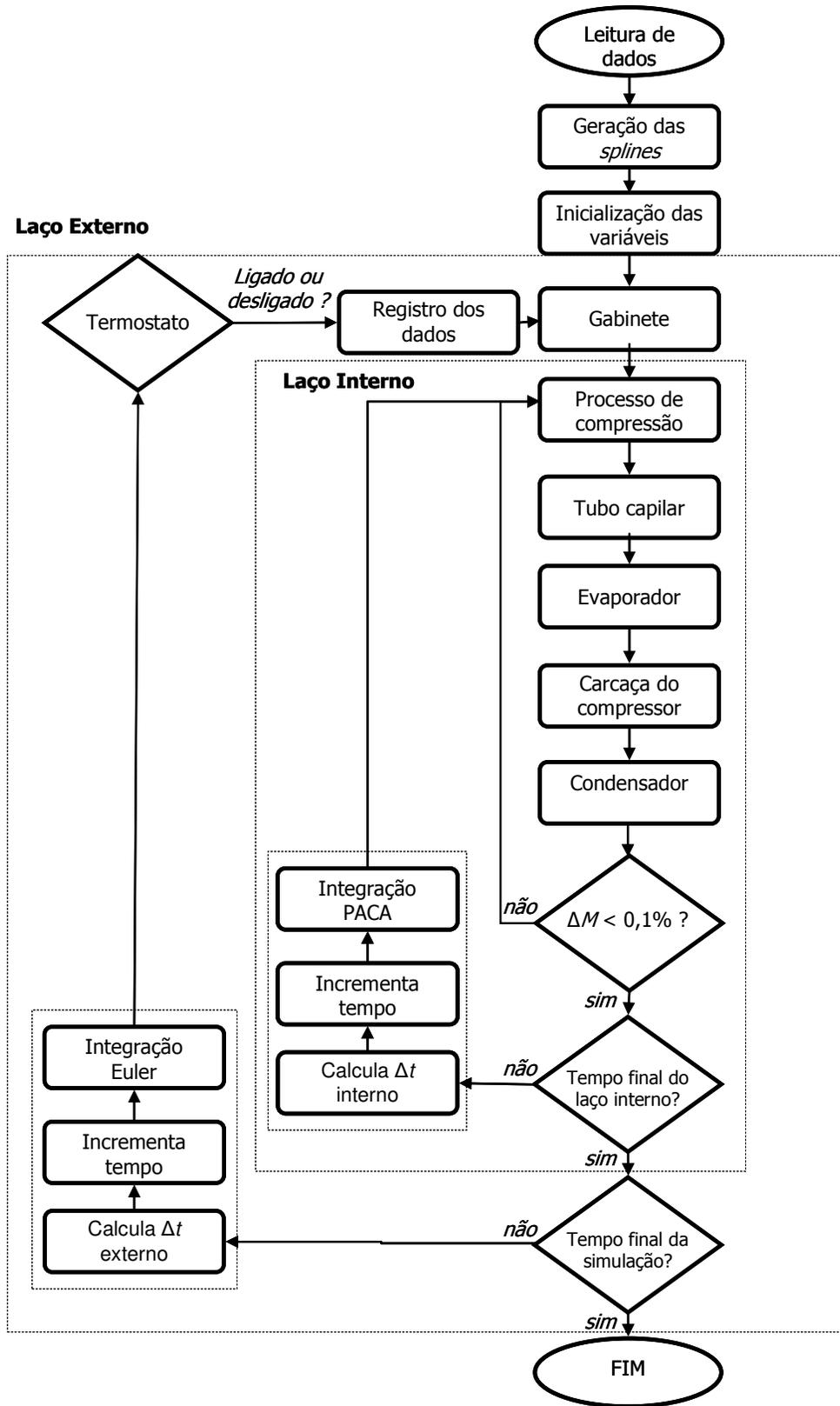


Figura 60 Fluxograma do algoritmo para a simulação global do refrigerador

7.3 ARQUITETURA DO PROGRAMA

Implementado em FORTRAN, o programa é composto por um módulo principal – que gerencia os demais – e por módulos secundários, um para cada modelo. Existem ainda cinco módulos complementares, que agrupam as rotinas para cálculo das propriedades termodinâmicas e termofísicas do refrigerante e do óleo, as propriedades psicrométricas do ar, as rotinas com os procedimentos numéricos comuns aos modelos (e.g. *splines*), as rotinas com as correlações empíricas empregadas (e.g. grupamentos adimensionais, coeficientes de transferência de calor, fatores de atrito e modelos de fração de vazio), e o código para a integração das equações diferenciais ordinárias.

A Figura 61 ilustra a estrutura matricial do programa computacional e mostra como os módulos secundários estão subordinados ao programa principal e como eles se relacionam com os módulos complementares. De acordo com a estrutura criada, pode-se simular tanto o comportamento global do sistema como o comportamento individual de cada componente, desde que sejam fornecidas as condições de contorno adequadas.

Tal estrutura manteve o programa relativamente pequeno, com apenas 7 mil linhas (as 5 mil linhas do código ODE não foram computadas), uma vez que muitas das subrotinas são genéricas.

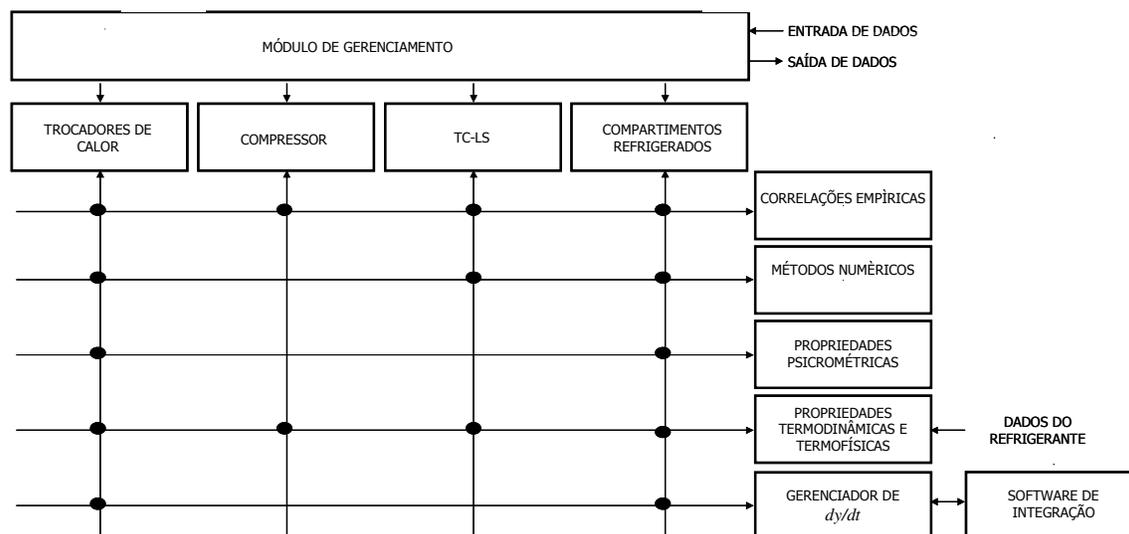


Figura 61 Arquitetura do programa computacional

7.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Tendo em vista as diferentes escalas das equações dinâmicas do sistema de refrigeração e dos compartimentos refrigerados, decidiu-se dividir o processo de integração em dois laços, um interno e outro externo. Para o laço externo, o método de Euler explícito foi empregado em conjunto com um controlador do passo de tempo, que o aumenta à medida que a simulação evolui. Para o laço interno, fez-se uso de um método preditor-corretor de Adams, com ordem variável e passo de tempo auto-controlável. A simulação evolui explicitamente no tempo a fim de evitar os problemas numéricos reportados por Jansen et al. (1988).

CAPÍTULO 8

RESULTADOS

Este capítulo de resultados foi dividido em duas partes. A primeira trata da validação do modelo computacional tanto para os transientes de partida como para o regime cíclico de operação. Na segunda parte, as potencialidades do modelo são exploradas.

8.1 VALIDAÇÃO

A validação do modelo foi realizada em duas etapas. Na primeira, os parâmetros requeridos pelos sub-modelos dos componentes foram selecionados para que o modelo global do sistema representasse os dados experimentais da melhor forma possível. Esta análise foi conduzida com base nos resultados experimentais obtidos para o transiente de partida com o damper mantido na posição de máximo resfriamento, doravante denominada de *Max*.

Na segunda etapa, as predições do modelo usando as correlações selecionadas foram comparadas com resultados experimentais tanto para o transiente de partida com o damper no mínimo (*Min*) como para os transientes cíclicos nas quatro posições extremas de controle (termostato-damper): *Max-Max*, *Max-Min*, *Min-Max* e *Min-Min*.

8.1.1 Transiente de Partida

Seleção dos Parâmetros do Modelo. Comparações Globais

O modelo possui oito parâmetros (ou graus de liberdade) que devem ser selecionados para representar os dados experimentais da melhor forma possível. São eles: (i) modelo do compressor; (ii) efetividade do trocador de calor TC-LS; (iii) coeficiente externo de transferência de calor no condensador e (iv) no evaporador; (v) coeficiente de transferência de calor na região bifásica do condensador e (vi) do evaporador; (vii) modelo de fração de vazão do condensador e (viii) do evaporador.

Uma vez que os componentes estão interligados na forma de um sistema termodinâmico, o efeito de um parâmetro de um determinado componente se propaga aos demais componentes, o que significa que a melhor solução para um componente individual não representa necessariamente a melhor solução para o sistema. A seleção dos parâmetros deve, portanto, ser realizada de forma coletiva, com base nos resultados globais do refrigerador.

Observa-se, no entanto, que a escolha dos parâmetros do modelo tem sido conduzida ou através de tentativa e erro (Jansen et al. 1988, Chen e Lin 1991, Jakobsen 1995, Xu 1996, Ploug-Sørensen et al. 1997) ou variando-se um fator de cada vez (Melo et al. 1988, Lunardi 1991). Optou-se aqui pelo uso de um método sistemático, baseado em uma técnica de experimentação estruturada conhecida como experimento fatorial, em que vários fatores são analisados simultaneamente (veja Apêndice XV). Essa abordagem não só aponta os fatores mais significativos, como também permite entender se e como eles interagem entre si. A metodologia empregada se baseia particularmente na estratégia de experimentação sequencial proposta por Box et al. (1978), em que experimentos fatoriais são realizados em série, partindo-se de um domínio mais amplo e migrando-se gradativamente para um mais restrito, onde se situa a melhor solução.

A correlação entre os resultados numéricos obtidos a partir de um determinado conjunto de parâmetros e os dados experimentais foi avaliada de forma global a partir do seguinte erro RMS⁹:

⁹ Raiz Média Quadrática, do inglês *Root Mean Square*.

$$E_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{M} \sum_{j=1}^M \left(\frac{Y_j - y_j}{Y_j} \right)^2} \quad (162)$$

onde Y_j é o valor experimental, y_j indica o calculado pelo modelo e $j=1, M$ é o conjunto de pontos experimentais empregados, no caso, um para cada minuto de simulação nas seis primeiras horas de teste, totalizando 360 pontos de comparação. As seguintes grandezas foram consideradas: temperaturas médias do congelador, T_c , e do refrigerador, T_r , ambas em [K]; potência consumida pelo compressor, W_e , em [W]; e pressões de sucção, p_s , e de descarga, p_d , em [Pa].

Quatro experimentos fatoriais foram realizados. O primeiro foi conduzido com todos os fatores posicionados em níveis mais abrangentes, de forma a identificar os mais significativos. O segundo experimento, por sua vez, foi conduzido com os fatores mais significativos apontados pelo experimento anterior, mas em um domínio mais restrito, para que um ajuste fino fosse obtido. O terceiro e o quarto experimentos foram realizados para investigar, respectivamente, a sensibilidade do modelo aos parâmetros do escoamento bifásico e às correlações para a transferência de calor no lado do ar. A fim de reduzir o número de simulações, todos os testes foram conduzidos com apenas 2 níveis para cada fator.

Experimento Fatorial I

Todos os oito parâmetros foram levados em conta neste experimento inicial, como mostra a Tabela 13. Já que um fatorial completo exigiria $2^8=256$ simulações, optou-se por fracionar a matriz de testes em 1/16, de modo que apenas 16 simulações foram necessárias, caracterizando um experimento 2^{8-4}_{IV} . Como consequência, as interações de 2ª ordem ficaram confundidas entre si, enquanto os termos de primeira ordem estão confundidos com os de 3ª ordem.

Os níveis dos fatores testados, também mostrados na Tabela 13, foram selecionados para que o domínio de análise fosse o mais abrangente possível. No caso das correlações para os coeficientes externos de transferência de calor no condensador (HAC) e evaporador (HAE), em que dois grupos característicos podem ser observados (Figuras 30 e 31), uma correlação representativa de cada grupo foi selecionada. Para o compressor, foram considerados tanto o modelo analítico como o diferencial,

enquanto ambas correlações (teórica e empírica) foram levadas em conta para a efetividade do trocador de calor TC-LS.

Tabela 13 Fatores e níveis do experimento I

Sigla	Fator	Nível inferior (-)	Nível superior (+)
CMP	Modelo do compressor	Analítico	Diferencial
CAP	Efetividade do trocador de calor TC-LS	Experimental	Teórica
HAC	Coefficiente de transferência de calor no condensador	Tanda e Tagliafico (1997)	Proposta
HAE	Coefficiente de transferência de calor no evaporador	Melo et al. (2004)	Proposta
HBC	Coefficiente de transferência de calor na condensação	Dobson e Chato (1998)	Shah (1979)
HBE	Coefficiente de transferência de calor na evaporação	Panek (1992)	Kandlikar (1990)
FVC	Modelo de fração de vazio do condensador	Thom (1965)	Turner-Wallace
FVE	Modelo de fração de vazio do evaporador	Thom (1965)	Premoli (1971)

A sequência de testes é mostrada na Tabela 14, onde também estão sumarizados os resultados obtidos. Os menores erros observados para cada parâmetro foram grifados. Das condições testadas, a #16 apresentou os menores erros médios em relação aos dados experimentais.

Tabela 14 Estrutura e resultados do experimento I

#	Fatores								Erro RMS [%]				
	CMP	CAP	HAC	HAE	HBC	HBE	FVC	FVE	T_c	T_r	W_e	p_e	p_c
1	-	-	-	-	-	-	-	-	3,5	0,7	55,6	39,8	20,4
2	-	-	-	+	+	+	+	-	1,3	0,4	22,1	8,9	4,7
3	-	-	+	-	+	+	-	+	1,0	0,5	13,8	6,9	4,3
4	-	-	+	+	-	-	+	+	0,5	0,3	9,4	9,6	3,9
5	-	+	-	-	+	-	+	+	0,8	0,2	6,3	10,2	4,4
6	-	+	-	+	-	+	-	+	0,8	0,4	12,6	6,7	3,8
7	-	+	+	-	-	+	+	-	2,2	0,5	35,1	19,0	12,9
8	-	+	+	+	+	-	-	-	3,1	0,6	56,5	39,5	24,9
9	+	-	-	-	-	+	+	+	0,4	0,3	5,5	15,0	6,5
10	+	-	-	+	+	-	-	+	1,1	0,6	7,2	8,2	4,2
11	+	-	+	-	+	-	+	-	2,1	0,5	25,8	17,8	13,0
12	+	-	+	+	-	+	-	-	2,4	0,8	30,4	22,4	16,1
13	+	+	-	-	+	+	-	-	2,3	0,6	26,5	18,8	11,3
14	+	+	-	+	-	-	+	-	2,5	0,6	34,8	27,2	15,4
15	+	+	+	-	-	-	-	+	0,9	0,4	8,1	5,6	4,5
16	+	+	+	+	+	+	+	+	0,6	0,2	2,9	11,6	3,4

A Figura 62 mostra os efeitos principais dos fatores, onde se observa que os modelos de fração de vazio do condensador (FVC) e do evaporador (FVE) apresentam uma influência fortemente negativa, o que significa que o erro diminui à medida que tais fatores variam do nível inferior para o superior. Em termos práticos, as correlações de Turner-Wallace (FVC) e Premoli (FVE), que estimam massa específicas médias maiores (Figura 129), apresentam erros menores que a correlação de Thom (1965).

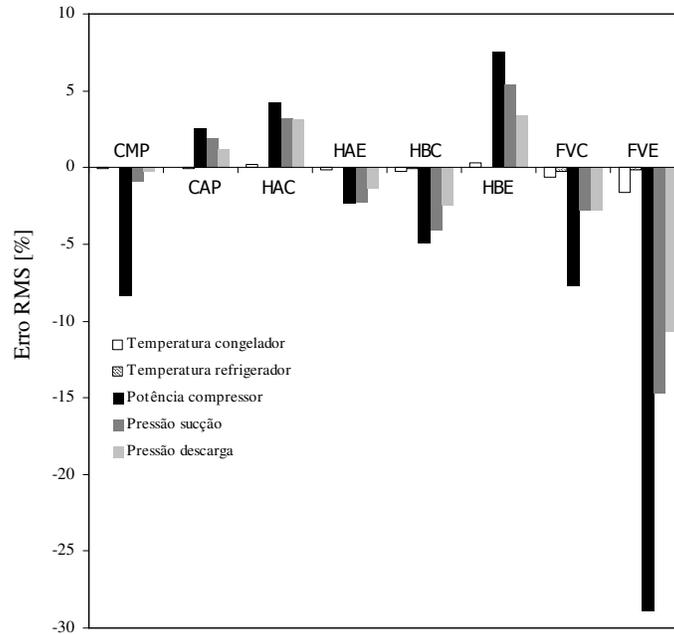


Figura 62 Efeito dos fatores computados no experimento I

O coeficiente de transferência de calor no evaporador (HBE) também apresentou um efeito forte, apesar de positivo, o que significa que a correlação de Kandlikar (1990) apresenta erros maiores que os obtidos através da correlação de Panek (1992). O comportamento contrário foi observado para o coeficiente de transferência de calor bifásico no condensador (HBC), apontando a correlação de Shah (1979) como preferível à de Dobson e Chato (1998). Um efeito fortemente negativo foi também observado para o modelo do compressor, em particular para a potência, apontando o modelo diferencial como preferível ao analítico.

A correlação para a efetividade do trocador de calor TC-LS (CAP) apresentou, por sua vez, uma influência positiva moderada sobre a potência e as pressões, sugerindo que o modelo experimental implica em erros menores que o teórico. Os coeficientes de transferência de calor no lado do ar também apresentaram efeitos moderados tanto para o condensador como para o evaporador. No primeiro caso, observa-se que a correlação de Tanda e Tagliafico (1997) apresenta resultados melhores que os obtidos através da correlação proposta. No segundo, a correlação proposta mostrou-se mais adequada que a de Melo et al. (2004).

Dada a significância de HBC, HBE, FVC e FVE, tais fatores continuaram a ser estudados em um segundo experimento juntamente com a efetividade do trocador de calor TC-LS (CAP) que, embora tenha mostrado um efeito moderado, espera-se que seja mais influente à medida que os níveis se tornem mais estreitos. Optou-se por estabelecer, temporariamente, a correlação proposta para HAE e a correlação de Tanda e Tagliafico (1997) para HAC, já que apresentaram melhores resultados. Tais fatores serão refinados em um experimento posterior, uma vez que podem apresentar um comportamento mais significativo à medida que os níveis se estreitam.

O modelo do compressor não continuou a ser estudado nas próximas rodadas, já que o modelo diferencial apresentou melhores estimativas para a potência consumida que o modelo analítico. Com isso, perde-se em velocidade de processamento, uma vez que o modelo diferencial exige o dobro de tempo de computação que o modelo analítico.

Experimento Fatorial II

Os cinco fatores considerados neste experimento são sumarizados na Tabela 15. Como um experimento completo exigiria $2^5=32$ simulações, optou-se por fracioná-lo em 1/4, de modo que apenas 8 simulações foram necessárias. Com isso, configurou-se um experimento 2_{III}^{5-2} .

Para estreitar os níveis, a correlação de Thom (1965) foi substituída pela correlação de Baroczy (1965) para a fração de vazio do condensador, enquanto a correlação de Yashar et al. (2001) foi escolhida para a fração de vazio do evaporador (Figura 129). No caso da transferência de calor bifásica no evaporador, a correlação de Kandlikar (1990) foi substituída pela de Wongwises et al. (2000), enquanto a correlação de Dobson e Chato (1998) foi trocada pela de Jung et al. (2003) para a transferência de calor bifásica no condensador.

Tabela 15 Fatores e níveis do experimento II

Sigla	Fator	Nível inferior (-)	Nível superior (+)
CAP	Efetividade do trocador de calor TC-LS	Experimental	Teórica
HBC	Coefficiente de transferência de calor na condensação	Jung et al. (2003)	Shah (1979)
HBE	Coefficiente de transferência de calor na evaporação	Wongwises et al. (2000)	Kandlikar (1992)
FVC	Modelo de fração de vazio do condensador	Baroczy (1965)	Turner-Wallace
FVE	Modelo de fração de vazio do evaporador	Premoli (1971)	Yashar et al. (2001)

A Tabela 16 apresenta a estrutura empregada para o experimento 2_{III}^{5-2} , bem como os resultados obtidos. Uma dispersão nos resultados pode ser observada: enquanto a condição #6 apresentou os menores erros para as temperaturas, a condição #8 apresentou melhores resultados para as pressões e a condição #5 para a potência. Os efeitos principais dos fatores são mostrados na Figura 63. Dada a baixa resolução do experimento, as interações não foram consideradas.

Tabela 16 Estrutura e resultados do experimento II

#	Fatores					Erro RMS [%]				
	CAP	HBC	HBE	FVC	FVE	T_c	T_r	W_e	p_e	p_c
1	-	-	-	-	+	0,7	0,4	3,2	12,1	5,2
2	-	-	+	+	-	0,9	0,4	4,7	13,9	6,1
3	-	+	-	+	-	0,9	0,5	5,8	15,2	6,6
4	-	+	+	-	+	1,1	0,6	6,6	7,5	3,6
5	+	-	-	+	+	0,6	0,3	2,7	11,9	4,8
6	+	-	+	-	-	0,5	0,3	3,8	13,9	5,7
7	+	+	-	-	-	0,6	0,3	3,4	13,1	5,3
8	+	+	+	+	+	1,1	0,6	8,5	5,9	3,4

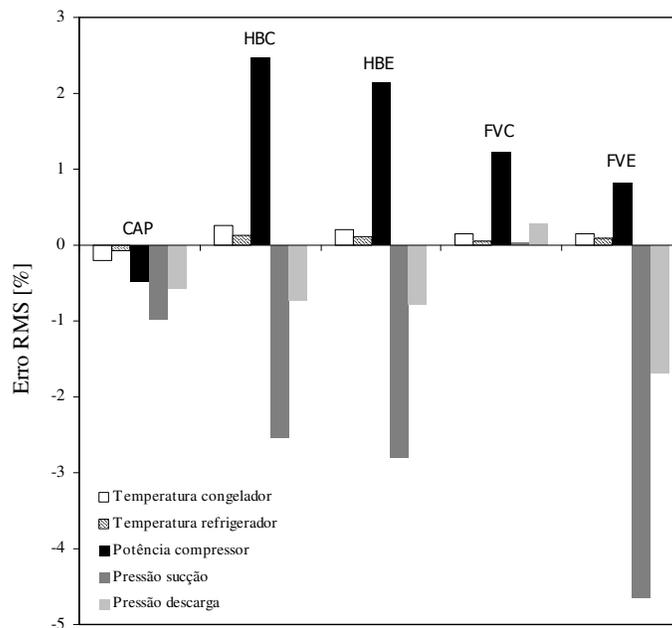


Figura 63 Efeito dos fatores computados no experimento II

Verifica-se que a correlação para a efetividade do trocador de calor TC-LS (CAP) inverteu seu comportamento em relação ao experimento anterior, já que a correlação teórica apresentou resultados melhores que a experimental. Tal resultado corrobora os obtidos no Capítulo 4 (Figura 38).

Os fatores HBC, HBE e FVE apresentaram comportamentos discrepantes em relação à potência e às pressões. Em todos os casos, as correlações empregadas para o nível inferior mostraram melhores resultados para a potência, mas piores para as pressões. Associa-se tal comportamento às interações entre os fatores, que serão estudados com maiores detalhes no próximo experimento. A correlação para o modelo de fração de vazio do condensador (FVC) apresentou um resultado fortemente positivo para a potência consumida pelo compressor e levemente positivo para as pressões, apontando a correlação de Baroczy (1965) como a mais indicada.

Como resultado deste segundo experimento fatorial, foram selecionados tanto a correlação teórica para a efetividade do trocador de calor TC-LS como a correlação de Baroczy (1965) para a fração de vazio no condensador.

Experimento Fatorial III

Foram levados em conta, neste experimento, apenas os parâmetros do escoamento bifásico que se mostraram fortemente significativos no experimento anterior, mas com comportamentos discrepantes em relação à potência e às pressões: FVC, FVE, HBE. Os níveis empregados no experimento II foram mantidos no experimento III. Optou-se, contudo, por um experimento fatorial completo a fim de entender os efeitos das interações entre os fatores selecionados. A Tabela 17 apresenta a estrutura do teste e os resultados obtidos. Enquanto a condição #8 mostrou os menores erros para as pressões, a condição #2 foi a que melhor ajustou a potência.

Tabela 17 Estrutura e resultados do experimento III

#	Fatores			Erro RMS [%]				
	HBC	HBE		T_c	T_r	W_e	p_e	p_c
1	-	-	-	0,52	0,26	4,14	14,46	5,98
2	-	-	+	0,48	0,30	2,69	11,49	4,60
3	-	+	-	0,51	0,30	3,81	13,88	5,70
4	-	+	+	0,57	0,33	4,11	9,32	3,72
5	+	-	-	0,56	0,32	3,35	13,10	5,29
6	+	-	+	0,74	0,43	5,23	7,87	3,32
7	+	+	-	0,60	0,37	3,29	10,07	4,01
8	+	+	+	0,83	0,45	7,09	6,44	3,05

Tanto os efeitos principais como os efeitos das interações de 2ª ordem são mostrados na Figura 64. Embora todos os fatores apresentem resultados fortemente positivos para a potência, o comportamento inverso é observado para as pressões. Verifica-se, no entanto, a presença de interações

significativas entre FVE e os coeficientes de transferência de calor HBC e HBE, que induzem um efeito fortemente positivo sobre a potência consumida. Tal comportamento pode ser melhor compreendido com auxílio da Figura 65.

A fim de garantir um melhor ajuste da potência, optou-se pelas correlações usadas na condição #2 da Tabela 17, em que tanto HBC como HBE são mantidos em seus níveis (-), enquanto o modelo de fração de vazio do evaporador foi fixado no nível (+).

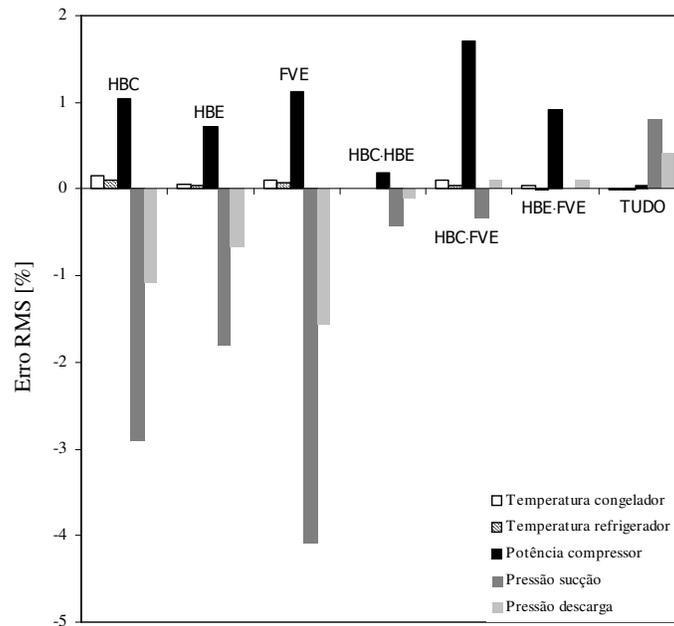


Figura 64 Efeito dos fatores computados no experimento III

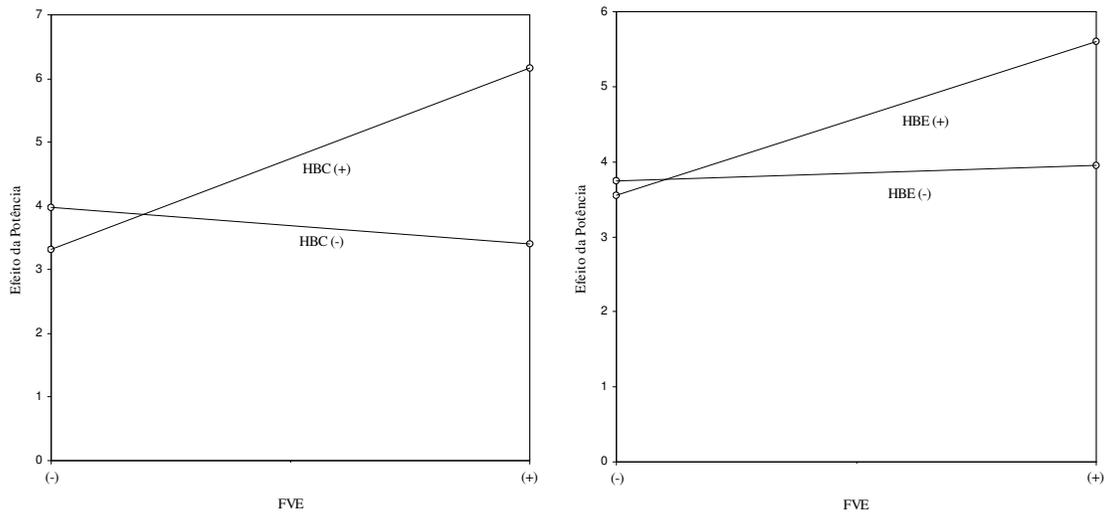


Figura 65 Efeitos das interações computadas no experimento III

Experimento Fatorial IV

Este experimento final foi conduzido com a finalidade de avaliar a influência das correlações para a transferência de calor no lado do ar e de suas interações. Um experimento fatorial completo 2^2 foi empregado. Os níveis selecionados para HAC e HAE são os mesmos indicados na Tabela 13.

Os resultados são mostrados na Tabela 18, onde se observa que as correlações propostas tanto para HAC como para HAE apresentaram melhores resultados para a potência e para as pressões (condição #4). No caso da transferência de calor na região aletada do condensador, observa-se que a correlação proposta ajusta a pressão de condensação com erro global de 2,7%, enquanto a correlação de Tanda e Tagliafico (1997) apresenta um erro médio em torno de 4,5%. Para o evaporador, entretanto, as diferenças são pouco perceptíveis, já que tanto a correlação obtida através dos dados de Melo et al. (2004) como a proposta apresentam praticamente os mesmos erros.

Tabela 18 Estrutura e resultados do experimento IV

#	Fatores		Erro RMS [%]				
	HAC	HAE	T_c	T_r	W_e	p_e	p_c
1	-	-	0,4	0,2	2,8	11,4	4,6
2	+	-	0,5	0,2	2,7	10,3	2,8
3	-	+	0,5	0,3	2,7	11,3	4,5
4	+	+	0,5	0,3	2,6	10,2	2,7

Comparações em Regime Permanente

Os parâmetros que melhor representaram os dados experimentais estão sumarizados na Tabela 19, que indica também a etapa do processo de experimentação sequencial em que o parâmetro foi selecionado. Como balanço final, observa-se que os parâmetros escolhidos correlacionam os dados experimentais com erros RMS inferiores à 0,5% para as temperaturas – em termos absolutos, os erros médios globais não excedem 1,5°C –, erros RMS em torno de 2,5% para a potência e pressão de descarga, e de aproximadamente 10% para a pressão de sucção. Enfatiza-se que tais resultados foram obtidos com apenas 36 simulações.

A Tabela 20 compara os resultados medidos e calculados com as correlações selecionadas na condição de regime permanente para as duas posições do damper: Max e Min. São observadas diferenças entre as temperaturas medidas e calculadas na faixa de $\pm 1,0^\circ\text{C}$, enquanto a potência de

compressão apresenta erros na faixa de $\pm 5\%$. Para a pressão de sucção, os erros observados situam-se na faixa de $\pm 10\%$, enquanto os erros observados para a pressão de descarga estão abaixo de $\pm 1\%$. As estimativas para o tempo de abaixamento de temperatura também se mostraram bastante satisfatórias, com diferenças em uma faixa de erro de $\pm 4\%$.

Tabela 19 Resumo das correlações empíricas selecionadas

Sigla	Parâmetro (Grau de Liberdade)	Correlação Selecionada	Etapa da Seleção
CMP	Modelo do compressor	Diferencial	I
CAP	Efetividade do trocador de calor TC-LS	Teórica	II
HAC	Coefficiente de transferência de calor no condensador	Proposta	IV
HAE	Coefficiente de transferência de calor no evaporador	Proposta	IV
HBC	Coefficiente de transferência de calor na condensação	Jung et al. (2003)	III
HBE	Coefficiente de transferência de calor na evaporação	Wongwises et al. (2000)	III
FVC	Modelo de fração de vazão do condensador	Baroczy (1965)	II
FVE	Modelo de fração de vazão do evaporador	Yashar et al. (2001)	III

Tabela 20 Comparação entre resultados simulados e experimentais em regime permanente

Posição Damper	Temperatura do refrigerador [°C]			Temperatura do congelador [°C]			Tempo de abaixamento* [min]		
	Medido	Simulado	Erro	Medido	Simulado	Erro	Medido	Simulado	Erro
Max	1,6	1,7	+0,1	-28,0	-27,7	+0,3	122,6	117,5	-5,1
Min	9,8	10,8	+1,0	-29,7	-28,7	+1,0	100,3	97,5	-2,8
Posição Damper	Pressão de sucção [bar]			Pressão de descarga [bar]			Potência do compressor [W]		
	Medido	Simulado	Erro	Medido	Simulado	Erro	Medido	Simulado	Erro
Max	0,75	0,69	-8,7%	12,5	12,4	+0,8%	106,4	108,7	-2,2%
Min	0,70	0,67	-4,3%	12,2	12,2	0,0	101,2	105,7	+4,4%

* Temperaturas de referência: Max 32 a 5°C / Min 32 a 10°C

Comparações Transientes

As Figuras 66 e 67 mostram a variação temporal das temperaturas do ar nos compartimentos refrigerados respectivamente para as condições de máximo e de mínimo resfriamento. Observa-se que o modelo reproduz o comportamento transiente da temperatura no interior do compartimento refrigerador de forma bastante satisfatória. Durante o transiente inicial, antes do ponto de fechamento do damper (~1,5h Min e ~2,5h Max), o modelo tende a superestimar a taxa de resfriamento do congelador, apresentando temperaturas cerca de 5°C mais baixas que as observadas experimentalmente.

Após o fechamento do damper, observa-se uma inflexão seguida de uma elevação na taxa de abaixamento da temperatura do congelador, visto que a vazão de ar no congelador aumenta. A discrepância pode ser explicada pela variação abrupta da vazão de ar à medida que o damper é fechado

(veja Figura 56), o que não é observado no experimento uma vez que o damper nunca fica totalmente fechado na condição real de operação, seja pela presença de vazamentos ou pela sua atuação contínua.

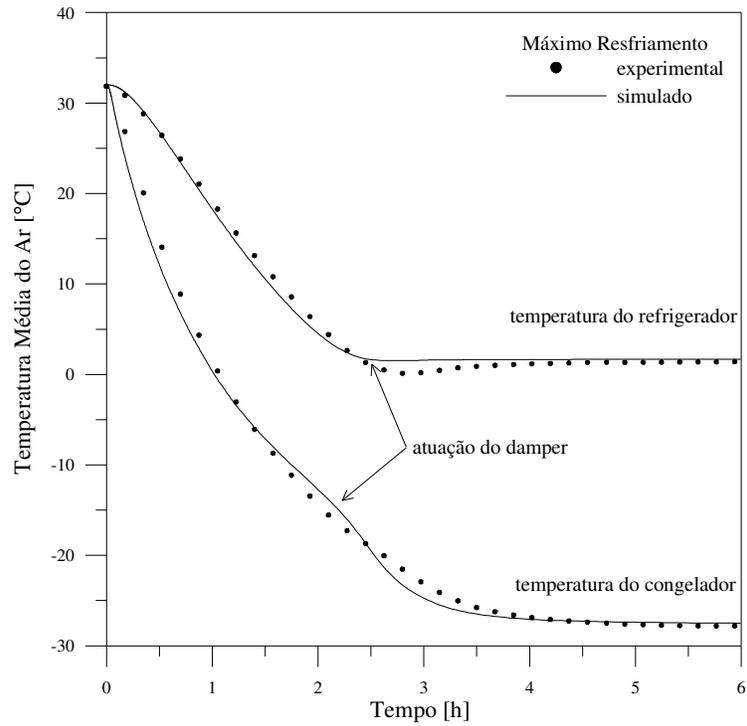


Figura 66 Temperaturas médias do ar medidas e calculadas com o damper na posição Max

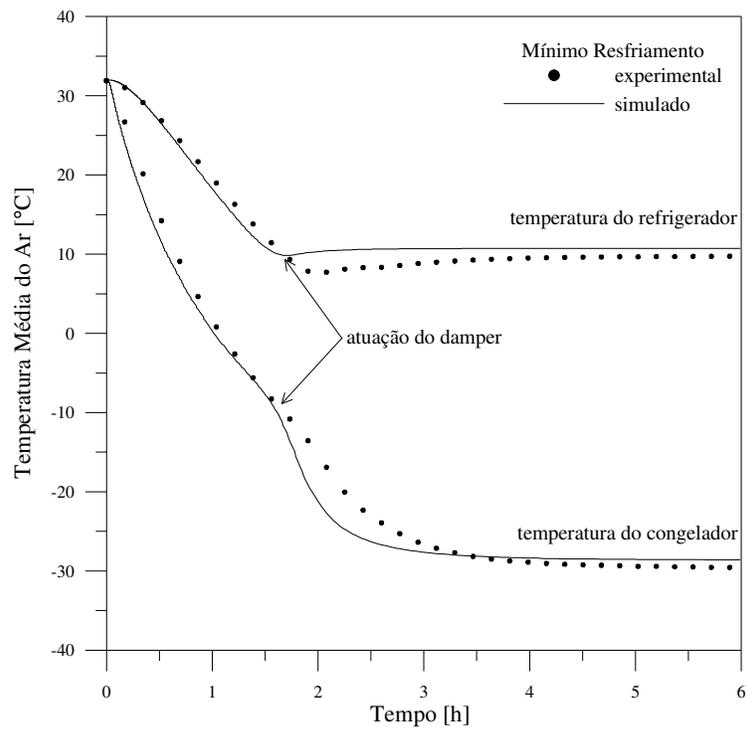


Figura 67 Temperaturas médias do ar medidas e calculadas com o damper na posição Min

Como consequência, o modelo também não é capaz de representar o vale observado experimentalmente para a temperatura do refrigerador. Como mostra a Figura 68, esse efeito é mais acentuado na condição Min, já que a posição do damper varia mais rapidamente neste caso. De todo modo, as temperaturas calculadas tanto para o congelador como para o refrigerador tendem aos valores experimentais à medida que se aproximam do regime permanente.

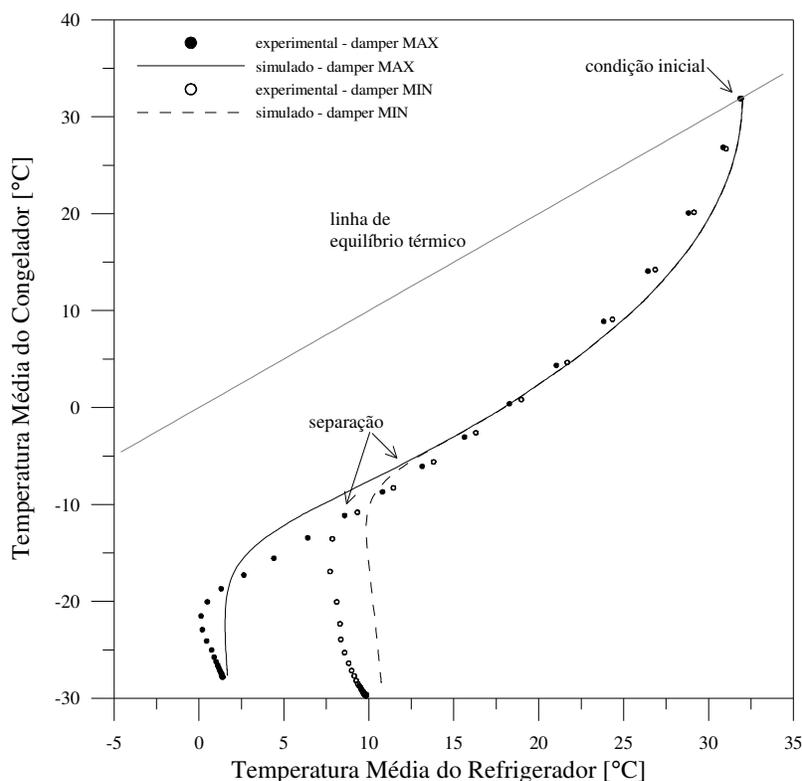


Figura 68 Evolução das temperaturas medidas e calculadas

As Figuras 69 e 70 apresentam a variação temporal da potência de compressão para as condições Max e Min, respectivamente. Observa-se que o modelo é capaz de representar a evolução dinâmica da potência dentro de uma faixa de erro de $\pm 5\%$ praticamente ao longo de todo o período, inclusive no regime permanente. Em ambos os casos, observa-se que o modelo antecipa e acentua levemente o segundo pico de potência observado nas primeiras horas após a partida do compressor. Uma observação cuidadosa mostra ainda que o modelo é capaz de capturar os picos de potência que ocorrem nos primeiros instantes após a partida do compressor. A inflexão indicada nos resultados computacionais se deve ao ponto de fechamento do damper, que reduz a vazão de ar no evaporador e conseqüentemente a pressão de evaporação, reduzindo a potência de compressão.

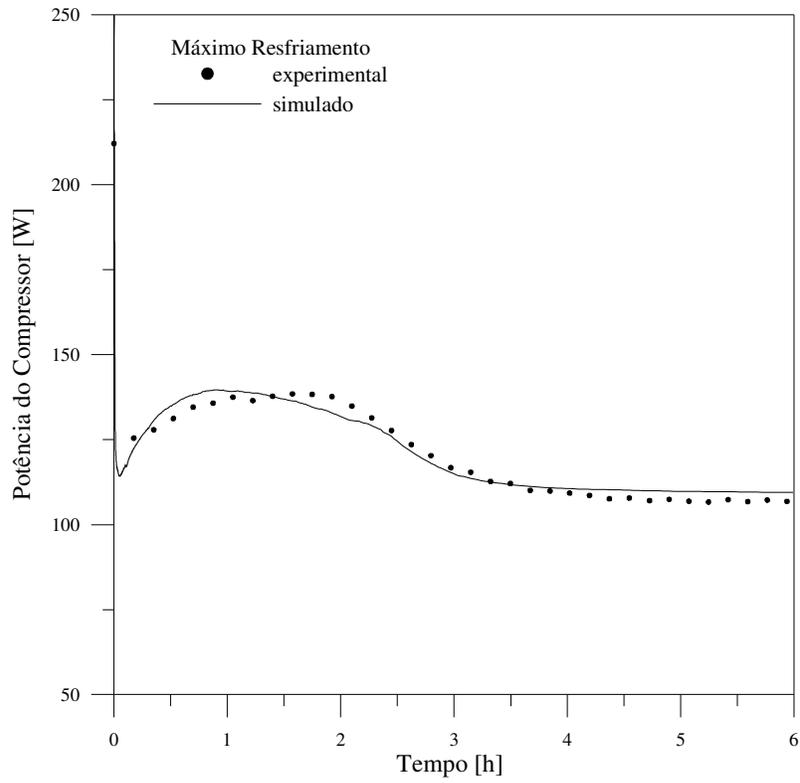


Figura 69 Potência de compressão medida e calculada com o damper na posição Max

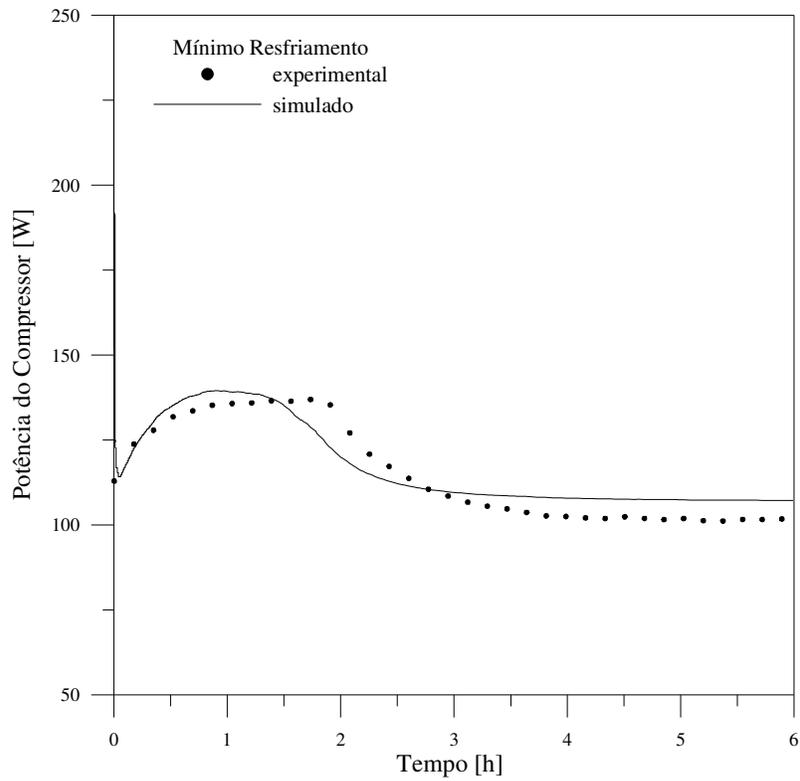


Figura 70 Potência de compressão medida e calculada com o damper na posição Min

As Figuras 71 e 72 apresentam as evoluções temporais das pressões de sucção e descarga, onde se observa que o modelo é capaz de representar o comportamento transiente das pressões dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$ (sucção) e $\pm 5\%$ (descarga), desde a partida até a condição de regime permanente. O modelo reproduz o pico na pressão de descarga com razoável precisão, apesar de se afastar dos valores experimentais após 1h, tendendo gradativamente aos valores experimentais à medida se aproxima do regime permanente.

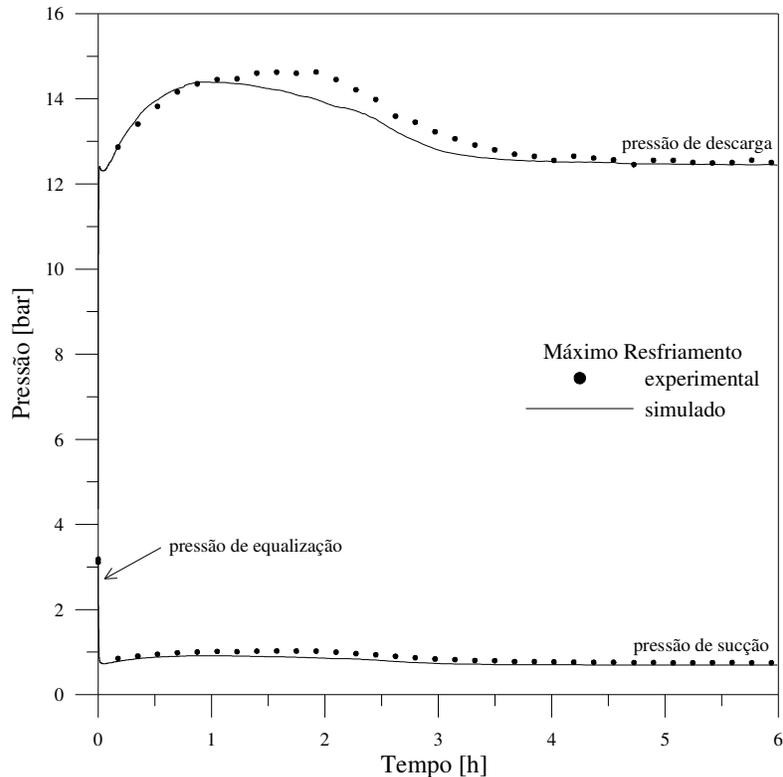


Figura 71 Pressões de sucção e descarga medidas e calculadas com o damper na posição Max

8.1.2 Regime Cíclico

A exemplo do transiente de partida, o modelo foi validado no regime cíclico de operação de duas formas distintas: (i) comparações globais e (ii) comparações transientes. As comparações globais foram realizadas com base em valores médios calculados ao longo de um ciclo da seguinte forma:

$$\bar{y} = \frac{1}{\tau} \int_{t_i}^{t_f} y dt \quad (163)$$

onde $\tau = t_f - t_i$ representa o período de um ciclo [s], t_i o instante inicial e t_f o instante final do ciclo.

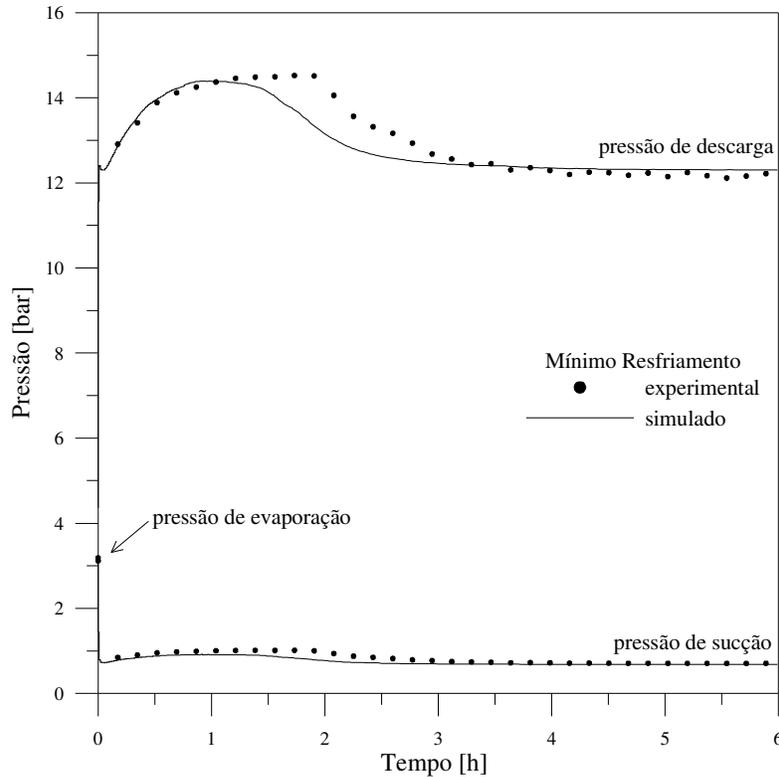


Figura 72 Pressões de sucção e descarga medidas e calculadas com o damper na posição Min

A integral foi computada numericamente através do seguinte esquema de 2ª ordem:

$$\bar{y} \cong \frac{1}{2\tau} \sum_{t=t_i}^{t_f} (y^{t+\Delta t} + y^t) \Delta t \quad (164)$$

Em todas as análises cíclicas que seguem, tomou-se o cuidado de simular o comportamento do sistema até que a diferença entre o período de dois ciclos consecutivos fosse inferior a 0,5 min, a fim de garantir a condição de regime transiente periódico. As variáveis consideradas na análise cíclica são as mesmas levadas em conta para o transiente de partida, adicionadas do período de um ciclo τ , do fator de funcionamento FF – relação entre tempo de compressor ligado e tempo total de ciclo – e do consumo de energia CE .

Vale tecer um comentário acerca da última grandeza mencionada, que consiste essencialmente em uma potência média calculada ao longo de um ciclo de período τ e extrapolada para o período de um mês, de forma que o valor final é reportado em kWh/mês. Deve-se observar que o consumo de energia depende não só da potência total consumida pelo sistema (compressor e ventilador), mas também do fator de funcionamento, i.e. do tempo de compressor ligado. Este, por sua

vez, depende da taxa de abaixamento de temperatura do congelador, onde o bulbo do termostato está posicionado, que, por sua vez, depende da capacidade térmica do ar e da diferença instantânea entre a taxa de remoção de calor no evaporador e a carga térmica do produto. Desta forma, pode-se afirmar que existem, basicamente, três caminhos factíveis para reduzir o consumo de energia de um refrigerador: (i) reduzir a potência consumida; (ii) reduzir a carga térmica; e (iii) elevar a capacidade de refrigeração.

Comparações Globais

A Tabela 21 compara os resultados médios ao longo de um ciclo obtidos tanto dos experimentos descritos no Capítulo 2 como das simulações computacionais. Todas as combinações entre as posições extremas de controle foram aqui consideradas (termostato-damper): Max–Max, Max–Min, Min–Max e Min–Min.

Verifica-se que o modelo é capaz de prever o consumo de energia das condições em que o damper foi mantido na posição Max com erros inferiores a $\pm 5\%$. Nos casos em que o damper foi mantido no mínimo, os erros crescem para cerca de $\pm 10\%$. O motivo reside no fato dos parâmetros do modelo terem sido selecionados para a condição de máximo resfriamento. De todo modo, observa-se que, em todos os casos analisados, o modelo subestima o consumo de energia em relação ao valor experimental. Este fato será melhor explicado mais adiante com base nas comparações cíclicas para a potência de compressão e para as pressões de sucção e de descarga.

Tabela 21 Comparação entre resultados experimentais e calculados ao longo de um ciclo

Posição dos Controles	Consumo de energia [kWh/mês]			Fator de funcionamento [-]			Tempo de ciclo [min]			Temperatura média do refrigerador [°C]			Temperatura média do congelador [°C]		
	Sim.	Exp.	Dif.	Sim.	Exp.	Dif.	Sim.	Exp.	Dif.	Sim.	Exp.	Dif.	Sim.	Exp.	Dif.
Min–Min	40,8	44,1	-7,6%	0,43	0,42	3,2%	56,4	62,5	-6,1	11,6	10,8	0,8	-14,8	-15,7	0,9
Min–Max	49,0	51,4	-4,8%	0,52	0,50	3,2%	75,9	70,9	5,0	4,1	4,5	-0,4	-15,4	-16,5	1,1
Max–Min	48,3	53,2	-9,1%	0,54	0,56	-4,1%	64,4	66,5	-2,1	11,5	10,4	1,1	-21,5	-21,9	0,4
Max–Max	61,2	62,9	-2,7%	0,68	0,66	2,4%	104,1	84,9	19,2	3,0	2,9	0,1	-22,2	-22,4	0,2

A Tabela 21 mostra também os períodos de ciclagem e os fatores de funcionamento. Enquanto os últimos apresentam diferenças na faixa de $\pm 5\%$ em relação aos dados experimentais, os primeiros apresentam diferenças mais sutis, exceto pela condição Max–Max, cuja diferença entre o

período medido e o calculado se aproxima de 20 minutos. O motivo reside no fato do modelo prever uma taxa de decaimento de temperatura levemente menor que a experimental para temperaturas próximas da condição de desligamento do termostato, exigindo que o sistema continue operando por mais tempo, o que é amplificado pelo fato do sistema trabalhar no limite de sua capacidade. Como tal efeito se reproduz no ciclo de compressor desligado, já que depende essencialmente da capacidade térmica do ar, o valor calculado para o fator de funcionamento é praticamente igual ao experimental, garantido assim uma boa concordância entre o consumo de energia medido e o calculado.

A Tabela 21 também compara os valores experimentais e numéricos para as temperaturas médias dos compartimentos refrigerados ao longo de um ciclo. Verifica-se que o modelo é capaz de prever os valores médios das temperaturas com erros na faixa de $\pm 1^\circ\text{C}$. As temperaturas calculadas são melhor comparadas às experimentais com auxílio do diagrama de controle ilustrado na Figura 73. Verifica-se que o modelo reproduz satisfatoriamente o diagrama de controle experimental, com erros compatíveis às incertezas experimentais observadas no setor industrial. As tendências indicadas em ambos os diagramas, tais como as inclinações nas linhas verticais e horizontais, são bastante similares.

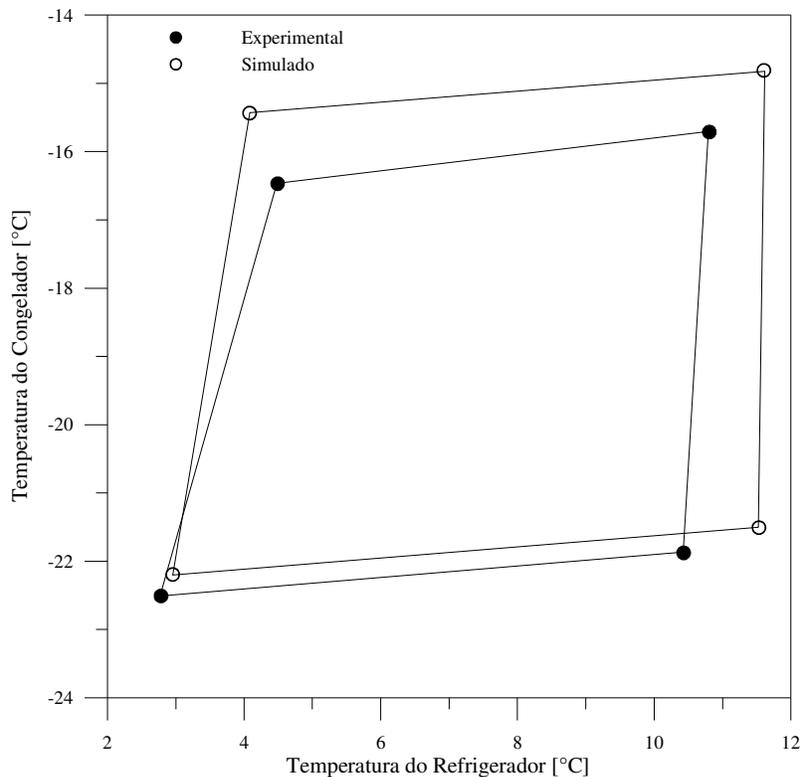


Figura 73 Comparação entre o diagrama de controle medido e calculado

Comparações Cíclicas

Uma vez que existem discrepâncias entre os períodos de ciclo medidos e calculados – embora praticamente não haja diferença significativa entre os fatores de funcionamento –, optou-se por normalizar o tempo em relação ao período de ciclagem nas análises que seguem, de forma a comparar os dados experimentais com os computacionais de forma mais justa e consistente.

As Figuras 74 a 77 comparam as potências de compressão instantâneas medidas e calculadas ao longo de um ciclo para as condições Max–Max, Max–Min, Min–Max e Min–Min, nessa ordem. Em todos os casos, observa-se que a potência de compressão calculada subestima em cerca de 10% a potência medida, embora apresente tendências bastante similares às observadas no experimento. Logo que o sistema é ligado, a potência cresce até um pico, decrescendo rapidamente até um patamar, passando a decrescer lentamente até atingir um valor próximo do experimental instantes antes do sistema ser desligado.

Nos casos Max–Max, Min–Max e Min–Min observa-se a presença de um segundo pico de potência nos perfis obtidos computacionalmente. Embora esse comportamento também tenha sido observado experimentalmente no caso Min–Min, não há registro experimental de sua ocorrência nos casos Max–Max e Min–Max. Tal comportamento se deve ao fato de que, nas simulações, o condensador esfria até uma temperatura próxima da ambiente no período de sistema desligado, o que não acontece no experimento, quando a temperatura do condensador permanece cerca de 5°C acima da ambiente. Como o condensador está a uma temperatura mais baixa, os efeitos de distribuição de massa e de transferência de calor estabelecem o pico de pressões característicos dos transientes de partida. Note, contudo, que os picos são suaves e não descaracterizam as predições do modelo.

Para o caso Max–Min, observa-se que o modelo representa o decaimento monotônico da potência, assim como ocorre na situação real, indicando mais uma vez a capacidade do modelo de reproduzir as tendências experimentais. O fato do condensador arrefecer em excesso nas condições simuladas faz também com que as pressões de condensação simuladas se estabeleçam em níveis inferiores às medidas (Figuras 78 a 81), o que explica por que o modelo subestima as potências de compressão no período cíclico e, conseqüentemente, o consumo de energia.

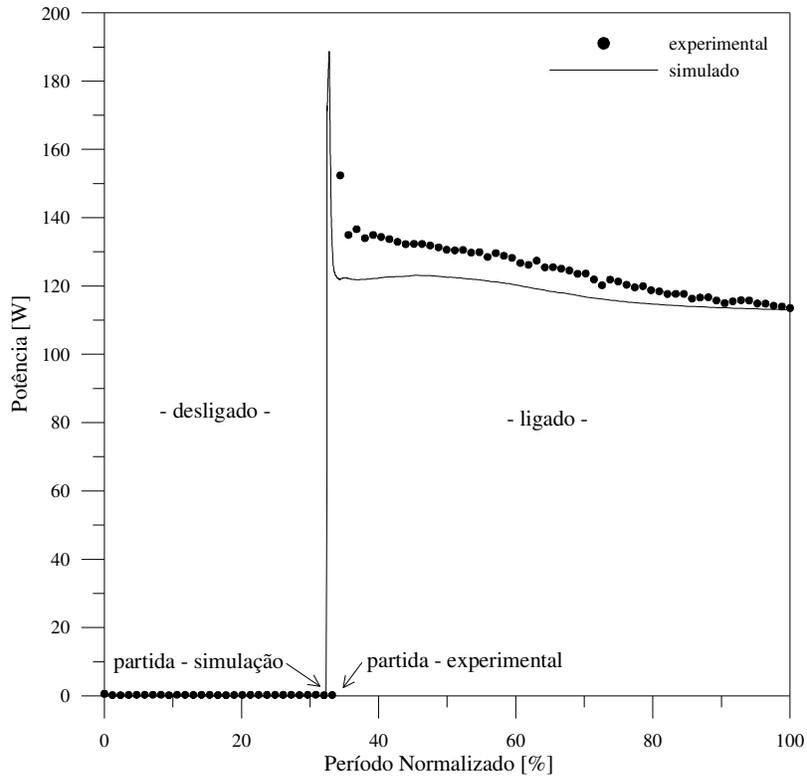


Figura 74 Comparação entre a potência medida e a calculada ao longo de um ciclo na posição Max-Max

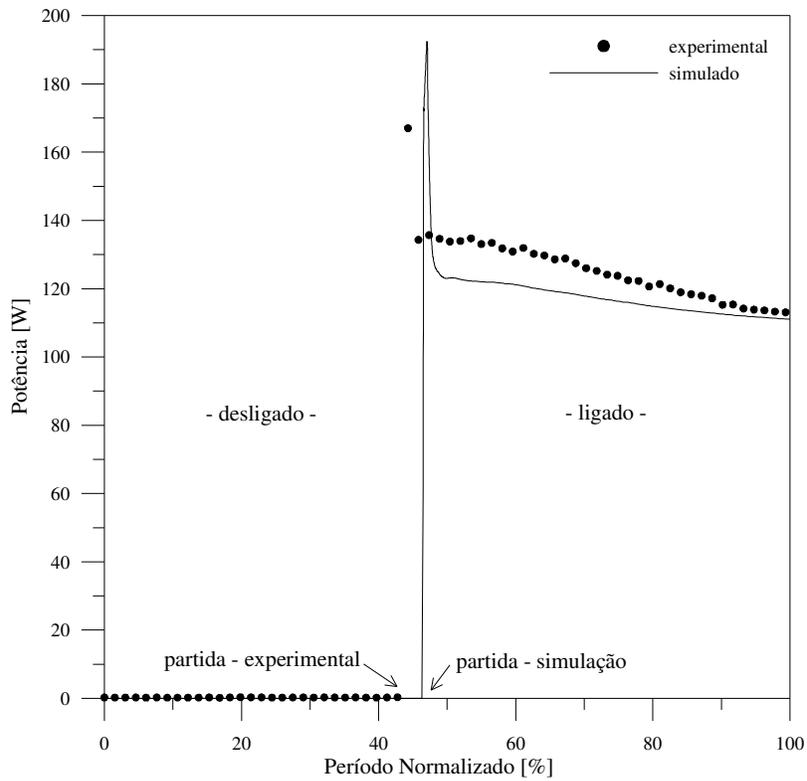


Figura 75 Comparação entre a potência medida e a calculada ao longo de um ciclo na posição Max-Min

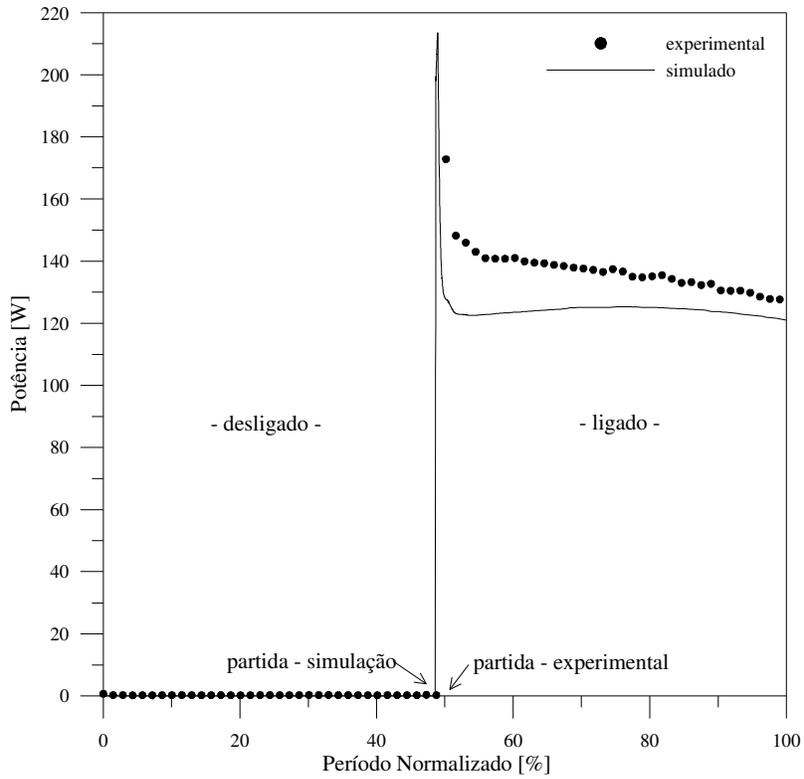


Figura 76 Comparação entre a potência medida e a calculada ao longo de um ciclo na posição Min-Max

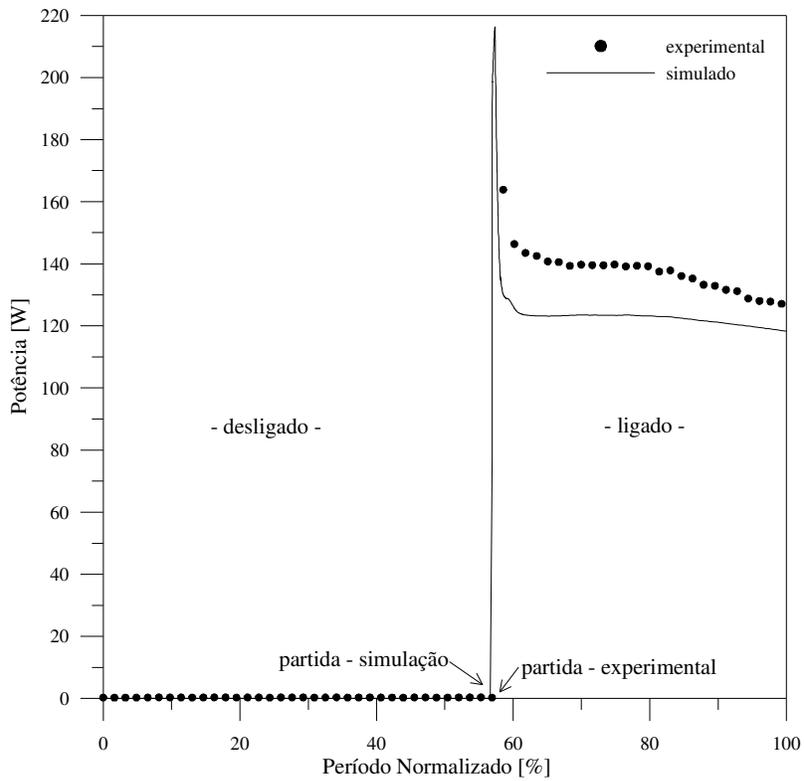


Figura 77 Comparação entre a potência medida e a calculada ao longo de um ciclo na posição Min-Min

As Figuras 78 a 81 mostram os perfis de pressão ao longo de um ciclo para as seguintes condições de controle, nessa ordem: Max–Max, Max–Min, Min–Max e Min–Min. Verifica-se que as pressões calculadas reproduziram satisfatoriamente as pressões medidas em todos os casos analisados, tanto durante o período de equalização, como no período de compressor ligado. Nestes casos, no entanto, as pressões estabeleceram-se em valores levemente inferiores aos experimentais após a partida, mas convergiram para os valores experimentais com o passar do tempo.

Em todos os casos, verifica-se que o modelo tende a subestimar a pressão de descarga durante a primeira fase do período de equalização, antes do patamar indicado, o que corrobora a afirmação de que o modelo para o condensador tende a arrefecer em excesso no período de desligamento. Após o patamar, que está associado à evaporação do líquido residual do condensador, observa-se que as pressões de descarga calculada e medida apresentam valores muito próximos entre si. Nota-se ainda que as pressões de sucção calculadas seguem praticamente a mesma trajetória das pressões medidas até o ponto de equalização. Durante o período de pressões equalizadas, observa-se que as pressões calculadas são levemente menores que as medidas, o que também contribui para o estabelecimento de pressões de descarga menores que as medidas nos instantes imediatamente após o acionamento do sistema.

As Figuras 82 a 85 mostram os perfis de temperatura ao longo de um ciclo para as seguintes condições de controle: Max–Max, Max–Min, Min–Max e Min–Min. Em todos os casos, verifica-se uma boa concordância entre os valores medidos e calculados durante o desligamento. Isso significa que tanto a taxa de ganho de calor através das paredes como a capacidade térmica do ar foram estimadas corretamente pelo modelo. Nas situações em que o sistema está ligado, verifica-se uma boa concordância entre as temperaturas medidas e calculadas para o compartimento refrigerador, que apresentam tendências parecidas com as experimentais.

Para as temperaturas do compartimento congelador, entretanto, observa-se que a temperatura continua aumentando por um determinado tempo após o re-ligamento do sistema. Isso ocorre por dois motivos. O primeiro consiste no fato do modelo ser muito sensível às variações da posição do damper, superestimando a vazão de ar para o compartimento refrigerador, que passa a ser resfriado rapidamente, e subestimando a vazão de ar para o congelador.

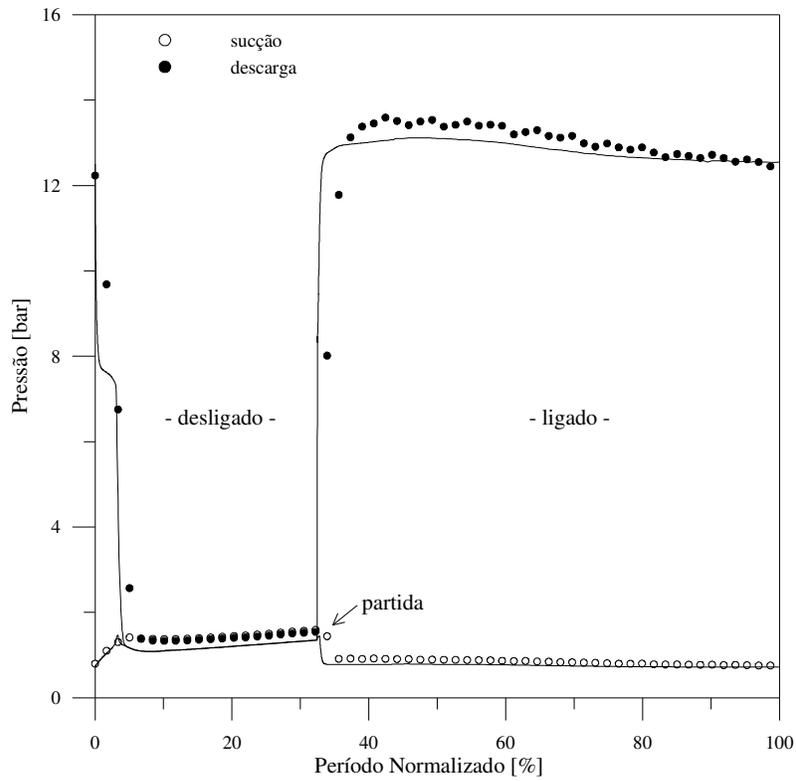


Figura 78 Comparação entre as pressões medidas e calculadas ao longo de um ciclo na posição Max-Max

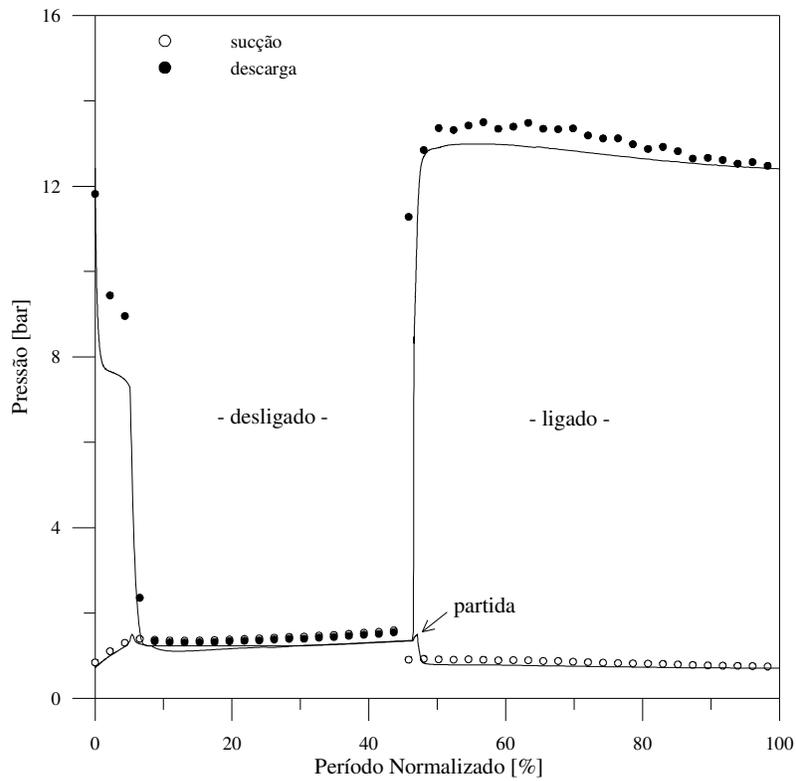


Figura 79 Comparação entre as pressões medidas e calculadas ao longo de um ciclo na posição Max-Min

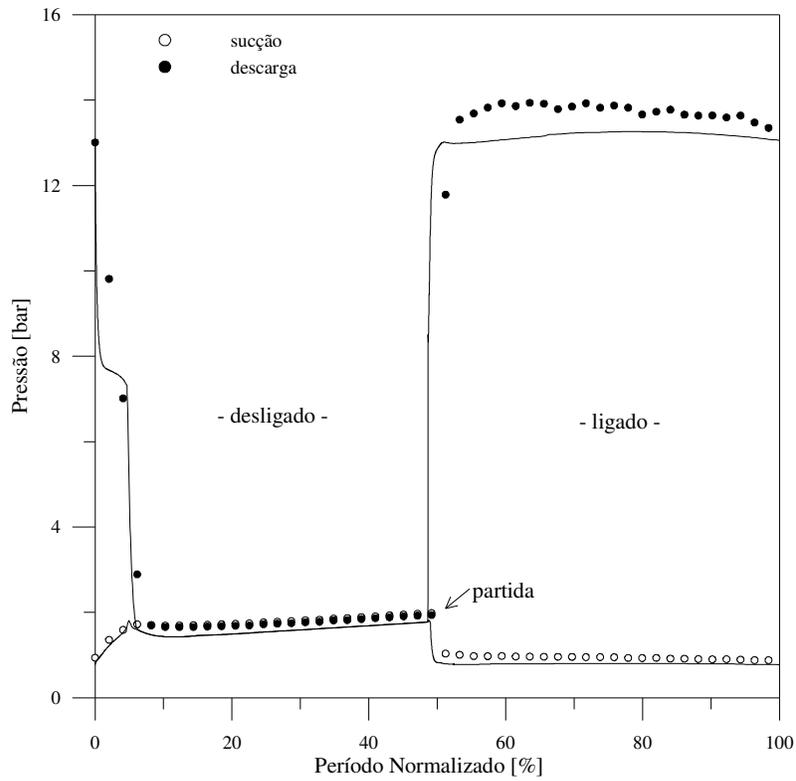


Figura 80 Comparação entre as pressões medidas e calculadas ao longo de um ciclo na posição Min-Max

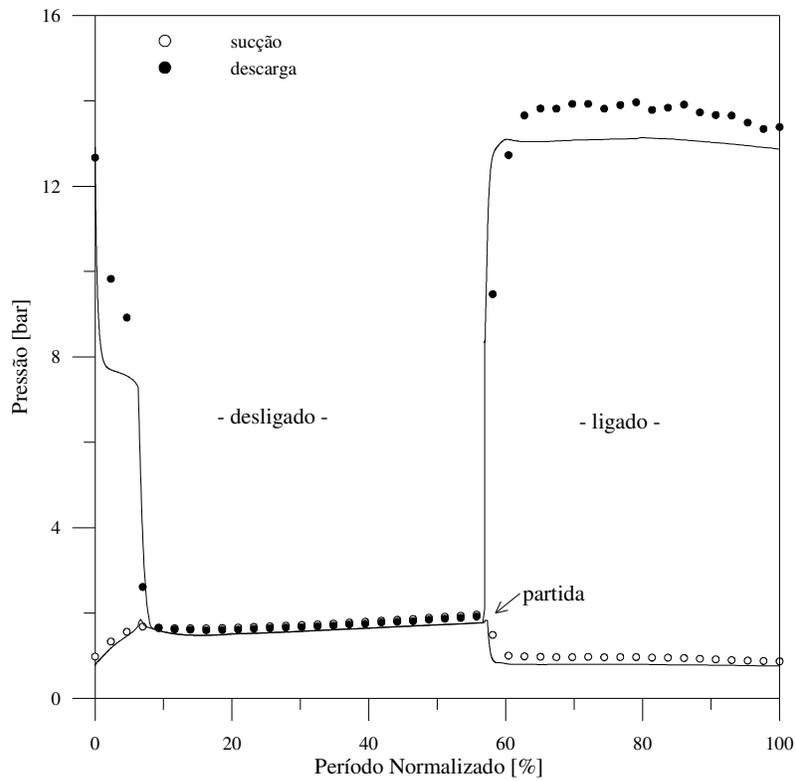


Figura 81 Comparação entre as pressões medidas e calculadas ao longo de um ciclo na posição Min-Min

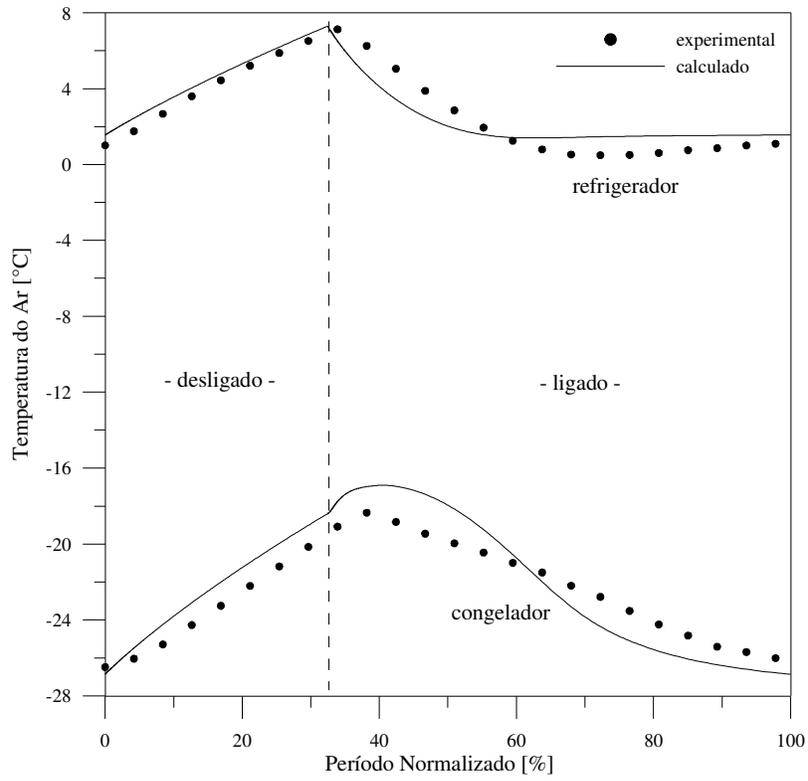


Figura 82 Comparação entre as temperaturas medidas e calculadas em um ciclo na posição Max-Max

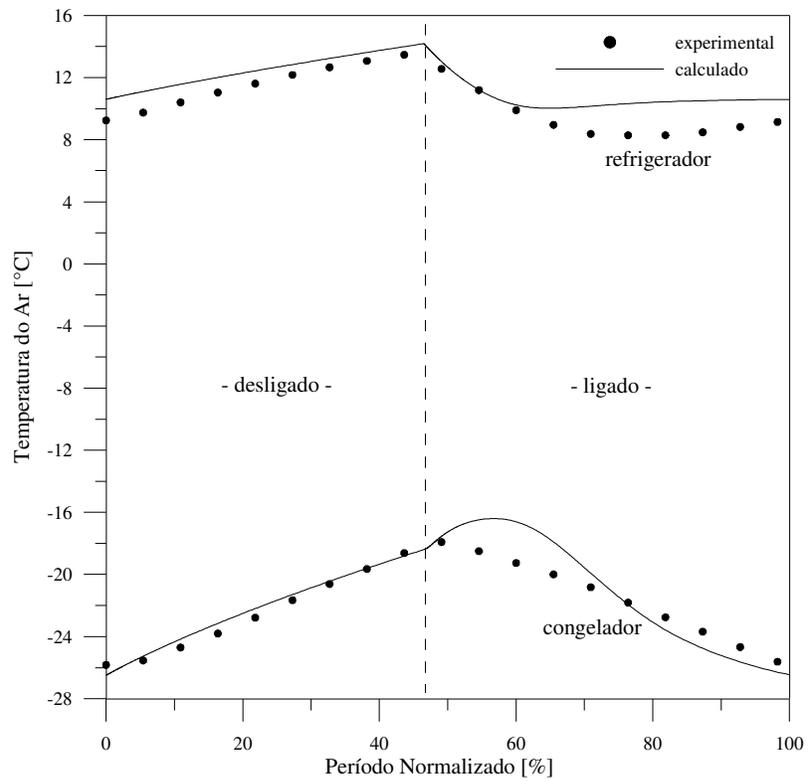


Figura 83 Comparação entre as temperaturas medidas e calculadas em um ciclo na posição Max-Min

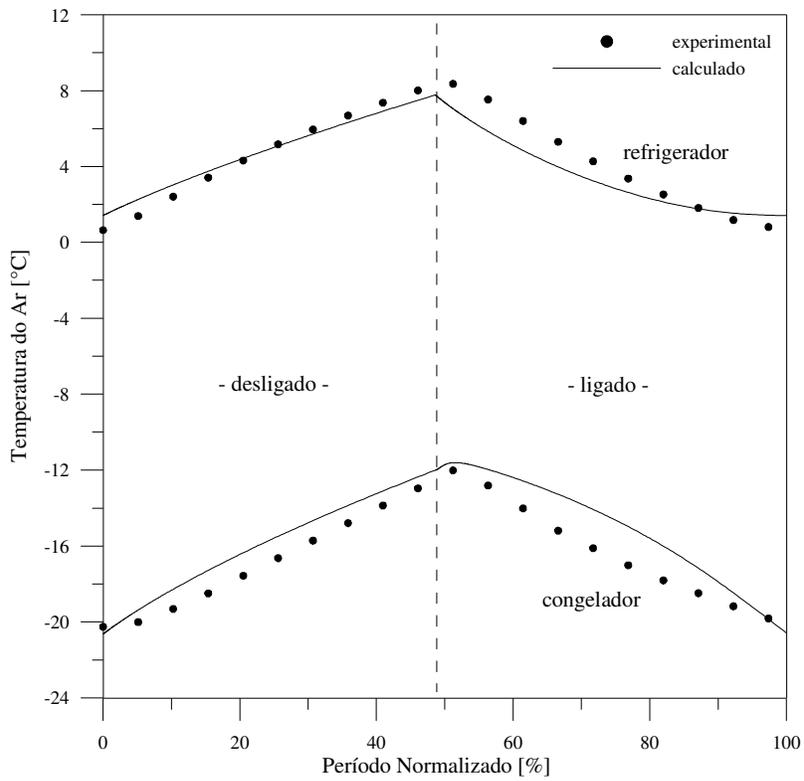


Figura 84 Comparação entre as temperaturas medidas e calculadas em um ciclo na posição Min-Max

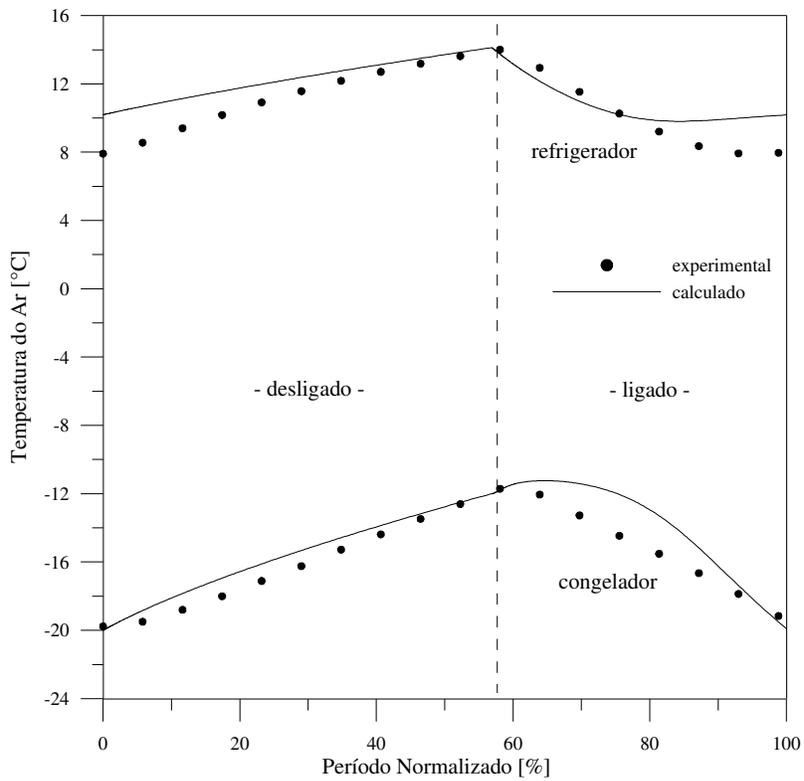


Figura 85 Comparação entre as temperaturas medidas e calculadas em um ciclo na posição Min-Min

Assim, a temperatura na saída do evaporador se torna maior que a temperatura do congelador por alguns instantes, aquecendo-o. Este efeito é mais pronunciado nos casos em que o termostato está posicionado no Max , quando o congelador sofre mais significativamente o efeito do insuflamento de ar quente oriundo do evaporador.

O segundo motivo reside no fato de que o modelo trata as temperaturas do congelador e do plenum separadamente durante o período ligado, embora considere-as iguais no período desligado. Isso significa que a capacidade térmica associada à temperatura do congelador é maior no período desligado, o que explica a inflexão observada após o ligamento do sistema.

Após alguns instantes, observa-se que a temperatura calculada pelo modelo decresce a taxas maiores que a temperatura medida, até que a condição de desligamento do termostato seja atingida. Apesar das discrepâncias observadas, verifica-se que tanto as temperaturas calculadas ao fim do ciclo, responsáveis pelo desligamento do compressor, como as temperaturas médias ao longo do ciclo, importantes na determinação dos limites de controle, são estimadas adequadamente pelo modelo, garantindo uma predição confiável tanto do consumo de energia como dos diagramas de controle.

8.2 APLICAÇÕES

Pretende-se, nesta seção, mostrar a aplicabilidade do modelo a atividades de projeto e de pesquisa, bem como explorar a sua sensibilidade aos parâmetros construtivos e de controle do refrigerador tipo ventilador-e-damper.

Uma vez que o consumo de energia do refrigerador depende não só da potência consumida, mas também da diferença entre as taxas de remoção e de ganho de energia no gabinete, a predição dos efeitos dos parâmetros de projeto sobre esta grandeza se torna um exercício complexo. Por este motivo, o modelo foi aqui empregado para se obter um melhor entendimento de tais efeitos para, com isso, sugerir melhorias ao projeto do produto.

Adicionalmente, o modelo foi utilizado para descrever o comportamento transiente de grandezas dificilmente mensuráveis, tais como a distribuição de massa nos componentes do sistema ao longo do tempo e as taxas de remoção e de ganho de energia do ar no interior dos compartimentos refrigerados.

Nas análises que seguem, os controles do termostato e do damper foram mantidos na posição MED-MED – quando o damper fica totalmente aberto a 7,3°C e totalmente fechado a 0°C, enquanto o compressor desliga a -25°C e liga a -15°C –, de modo que uma temperatura média próxima de -18°C (recomendada pela ISO 8561) foi obtida para o compartimento congelador.

Diâmetro do Tubo Capilar

Dos parâmetros de projeto de um refrigerador, o diâmetro do tubo capilar é, sem dúvida, um dos mais importantes, já que afeta tanto a vazão de refrigerante no evaporador como as pressões de condensação e de evaporação. Nesta análise, o diâmetro do tubo capilar foi alterado da condição nominal (0,655 mm) para 0,6 e 0,7 mm. Diâmetros menores que 0,6 mm não foram analisados, uma vez que seu uso, em aplicações práticas, tem sido desencorajado devido ao alto risco de entupimento. Em todos os casos, a temperatura média do congelador ficou em -17,8°C e a do refrigerador em 7,3°C.

A carga de refrigerante foi ajustada para cada nova configuração, já que a vazão mássica de refrigerante no sistema diminui com o diâmetro, de modo que uma quantidade maior de refrigerante é necessária no evaporador para manter a capacidade de refrigeração constante. A nova carga foi selecionada para que um mínimo consumo de energia fosse obtido. De um modo geral, o consumo mínimo ocorre quando o título do refrigerante na saída do acumulador está próximo da unidade. Caso haja vapor superaquecido no interior do evaporador, a capacidade de refrigeração será menor, aumentando o tempo de compressor ligado e, conseqüentemente, o consumo de energia. Por outro lado, uma carga excessiva eleva a pressão de evaporação, aumentando a potência de compressão, o que também implica no aumento do consumo de energia.

A Figura 86 mostra a variação do consumo de energia com o diâmetro e deste com a carga de refrigerante. As linhas entre os pontos foram obtidas através de *splines*. A pressão de evaporação praticamente não se alterou com a redução do diâmetro, uma vez que a carga de refrigerante aumentou, elevando também a quantidade de refrigerante no evaporador. Isso faz com o que tempo de preenchimento do evaporador seja menor no caso de menor diâmetro, aumentando a capacidade de refrigeração e diminuindo o tempo de compressor ligado. Em contrapartida, observa-se que a pressão de condensação aumenta com o diminuição do diâmetro, provocando um aumento de potência. Como

efeito combinado, vê-se que o primeiro se sobrepõe ao segundo, de modo que o consumo de energia diminui, como mostra a Figura 86.

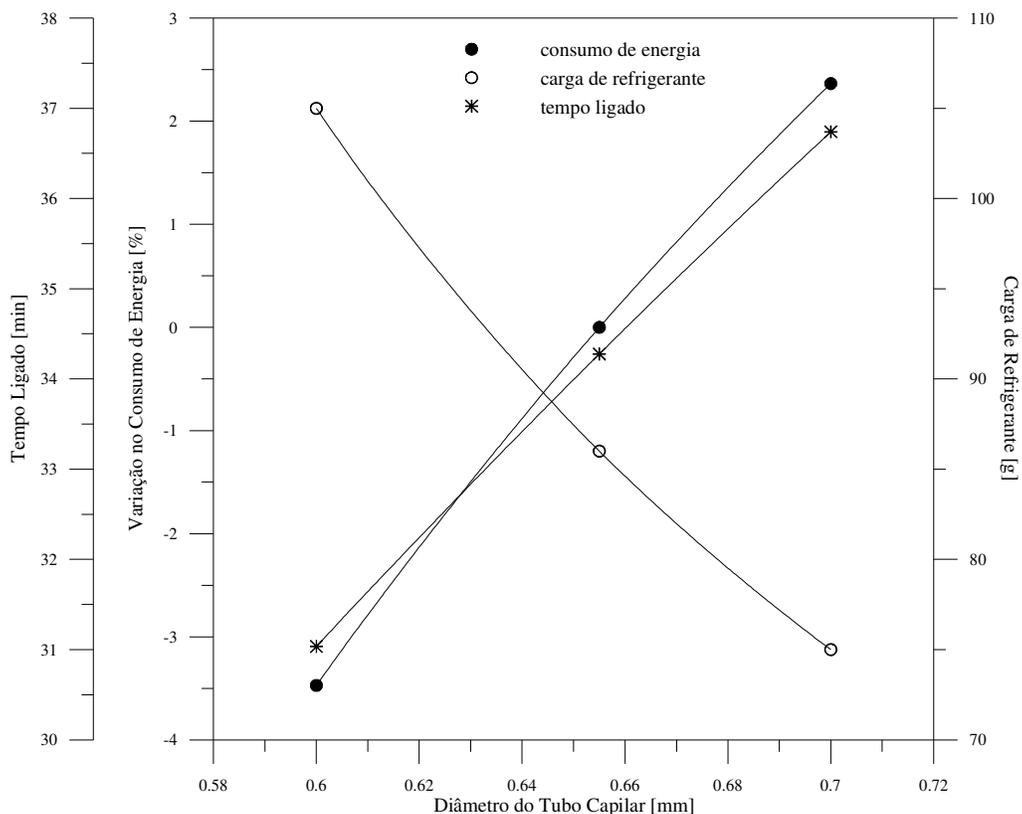


Figura 86 Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o consumo de energia

Comprimento do Trocador de Calor TC-LS

A fim de estudar a influência do trocador de calor TC-LS sobre o consumo de energia, duas configurações foram analisadas, uma com a região não-adiabática estendida (alta efetividade) e outra encurtada (baixa efetividade). As configurações são mostradas na Tabela 22. Em ambos arranjos, os diâmetros interno e externo do tubo capilar e da linha de sucção foram mantidos nas condições nominais. A exemplo do estudo anterior, a carga de refrigerante foi ajustada de modo que o consumo de energia para cada configuração fosse mínimo. À medida que a efetividade do trocador de calor TC-LS aumenta, o título do refrigerante na entrada do evaporador diminui, de modo que uma quantidade menor de refrigerante é necessária.

Tabela 22 Configurações de trocadores de calor TC-LS analisados

Arranjo	L_e [m]	L_{tc} [m]	L_{cap} [m]	L_{tc}/L_{cap} [-]	Carga [g]
Curto	1,898	0,622	2,7	0,23	90
Original	0,898	1,622	2,7	0,60	86
Longo	0,180	2,340	2,7	0,87	72

A Figura 87 compara a variação do consumo de energia para os arranjos curto e longo em relação ao original. Observa-se que a potência de compressão decresce com o aumento da efetividade, uma vez que a pressão de condensação decresce com o aumento do fluxo de massa através do tubo capilar. A capacidade de refrigeração também cresce com a efetividade, de modo que o tempo de compressor ligado diminui. Como efeito final, tem-se uma redução do consumo de energia de aproximadamente 5,5% para o arranjo longo e diâmetro nominal.

Uma análise combinada do diâmetro e do comprimento empregando o arranjo longo e o tubo capilar com 0,6 mm mostrou um consumo aproximadamente 8,3% menor para uma carga de 80g.

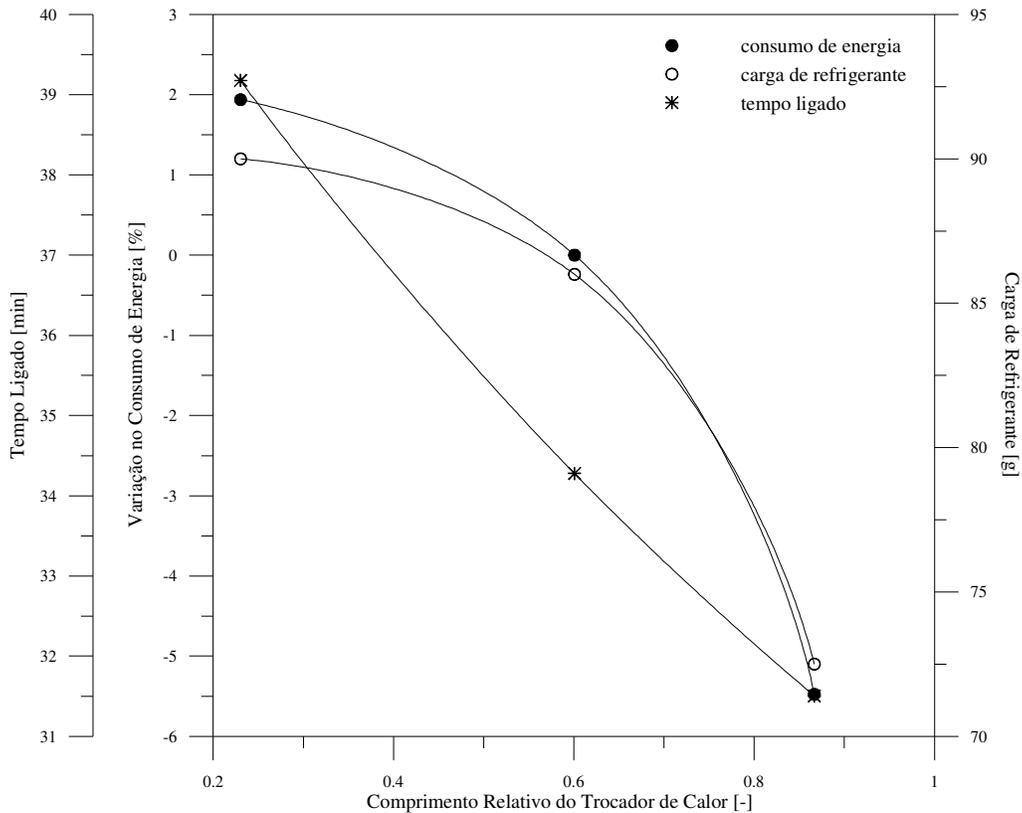


Figura 87 Efeito do comprimento do trocador de calor TC-LS sobre o consumo de energia

Rotação do Compressor

A rotação do compressor é um dos principais parâmetros de controle da capacidade de refrigeração do sistema, uma vez que é diretamente proporcional à vazão mássica de refrigerante removida do evaporador e, por este motivo, atua diretamente sobre as pressões de evaporação e de condensação. Nesta análise, três rotações foram consideradas: 2700, 3600 (nominal) e 4500 rpm. A carga de refrigerante foi mantida constante, já que este parâmetro não é alterado durante a operação do sistema. Assumiu-se ainda que a eficiência global do compressor não varia com a rotação.

A Figura 88 mostra que o consumo aumenta com a rotação. Como a pressão de evaporação diminui com o aumento da rotação, o evaporador trabalha mais frio. E como o fluxo de massa de refrigerante é maior, o evaporador fica totalmente preenchido em menos tempo. Ambos efeitos elevam a capacidade de refrigeração. Se por um lado a taxa de remoção de calor dos compartimentos refrigerados aumenta com a capacidade de refrigeração, reduzindo o tempo de compressor ligado, por outro lado, a pressão de condensação e, conseqüentemente, a potência de compressão aumentam substancialmente, subjogando o aumento da capacidade e elevando o consumo de energia. Verifica-se que, embora a diminuição da rotação para 2700 rpm represente uma redução significativa na potência consumida – em torno de 30 W na condição de regime permanente –, seu efeito sobre o consumo de energia é moderado (~0,5%), uma vez que a redução na capacidade eleva abruptamente o tempo de compressor ligado, de cerca de 35 para aproximadamente 58 minutos.

Efeito da Transferência de Calor no Lado do Ar no Evaporador e no Condensador

Uma forma de melhorar o desempenho do sistema consiste em intensificar a transferência de calor no evaporador e no condensador. Sob o ponto de vista termodinâmico, o aumento da taxa de transferência de calor no evaporador e no condensador reduz a diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante que circula nestes componentes, o que permite ao sistema de refrigeração trabalhar com uma relação de compressão mais baixa, elevando o *COP* do ciclo.

Assim, procurou-se, nesta seção, responder às seguintes questões: Qual é o efeito da melhoria do condensador e do evaporador sobre o consumo de energia? Qual deles é mais sensível?

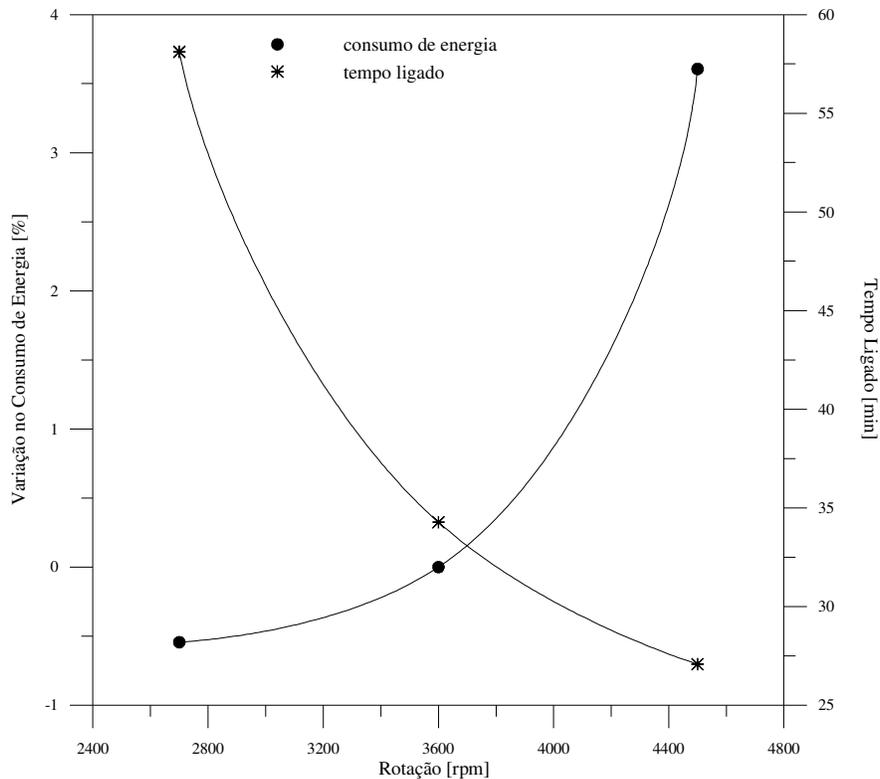


Figura 88 Efeito da rotação do compressor sobre o consumo de energia

Neste estudo, a transferência de calor foi intensificada através de fatores multiplicativos para o coeficiente externo de transferência de calor no condensador e no evaporador. A carga de refrigerante foi mantida fixa no valor nominal. Esta consideração se baseia nos resultados obtidos por Gonçalves (2004), que praticamente dobrou as áreas de ambos trocadores de calor, observando variações de carga da ordem de apenas 5 gramas.

A Figura 89 mostra a variação do consumo de energia para incrementos de 12,5, 25, 50, 75 e 100% no UA externo tanto do condensador como do evaporador. Observa-se que o consumo é mais sensível ao aumento do UA do primeiro que do segundo. No caso do condensador, o aumento de UA implica na redução da pressão de condensação e, conseqüentemente, da potência de compressão e da vazão de refrigerante no sistema, que reduz a pressão de evaporação, aumentando a taxa de remoção de calor dos compartimentos refrigerados, fazendo com que o tempo de compressor ligado diminua. No caso do evaporador, o aumento inicial da capacidade com UA é subjugado pelo aumento da pressão de evaporação, que eleva a potência de compressão, fazendo com que o consumo decaia assintoticamente, voltando a crescer levemente em torno de 100%.

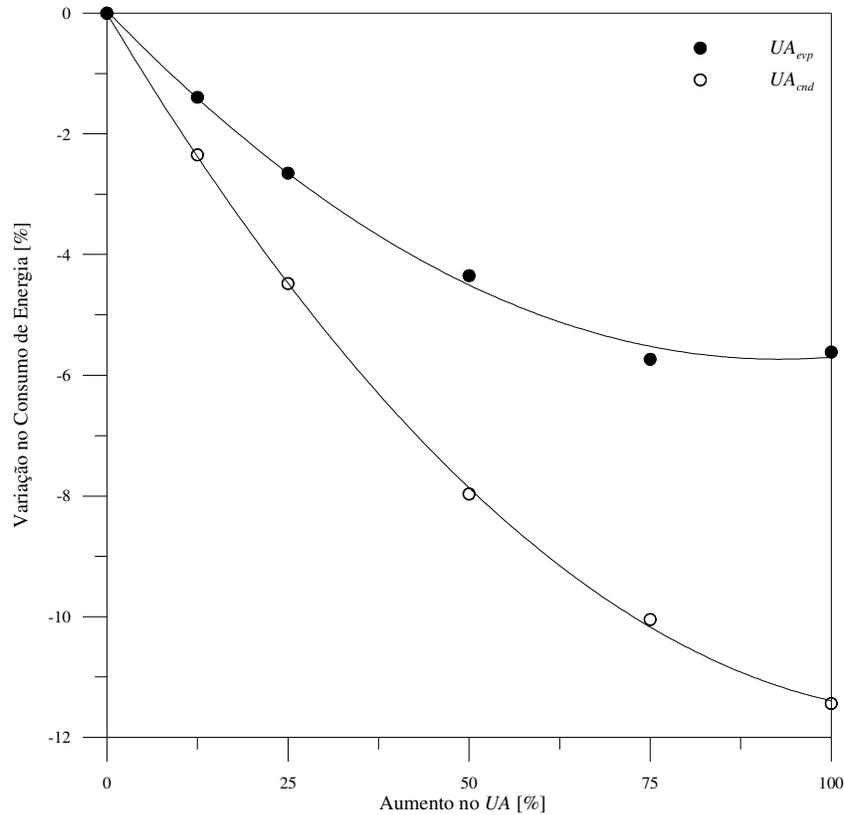


Figura 89 Efeitos da transferência de calor nos trocadores de calor sobre o consumo de energia

A fim de estudar os efeitos combinados do evaporador e do condensador, fez-se uso de um experimento fatorial completo com $2^2=4$ simulações. Os níveis (+) foram selecionados de forma a balizar os efeitos individuais de ambos os parâmetros sobre o consumo de energia. Adotou-se então um incremento de 12,5% para o condensador e um incremento de 25% para o evaporador, já que ambos provocam uma redução de aproximadamente 2% no consumo de energia (veja Figura 89).

A Tabela 23 mostra os resultados do experimento fatorial, onde se verifica que os efeitos do condensador e do evaporador se sobrepõem, gerando uma redução do consumo de energia de 5,1%, enquanto o tempo de compressor ligado diminui cerca de 13%. Tal comportamento pode ser explicado pelo fato da pressão de condensação diminuir, reduzindo a potência de compressão. A pressão de evaporação praticamente não se altera, mas a capacidade de refrigeração aumenta com o aumento de UA, reduzindo o tempo de compressor ligado.

Em todos os casos, a temperatura do congelador ficou em torno de $-17,8^{\circ}\text{C}$, enquanto a temperatura do refrigerador ficou em torno de $7,3^{\circ}\text{C}$.

Tabela 23 Resultados do experimento fatorial com os trocadores de calor

#	Fatores		CE [kWh/mês]	CE [%]	FF [-]	τ_{ligado} [min]	τ_{ligado} [%]	T_c [°C]	T_r [°C]
	EVP	CND							
1	-	-	48,4	0,0	0,519	34,3	0,0	-17,8	7,3
2	+	-	47,3	-2,3	0,516	33,2	-3,1	-17,8	7,2
3	-	+	47,1	-2,8	0,502	30,7	-10,3	-17,8	7,3
4	+	+	45,9	-5,1	0,498	29,9	-12,8	-17,7	7,3

Efeito da Vazão de Ar

O efeito da vazão de ar insuflado pelo ventilador é analisado nesta seção. Três situações foram levadas em conta neste estudo: (i) ventilador hipotético, cuja potência não varia com a vazão; (ii) ventilador com diâmetro variável e rotação constante; (iii) ventilador com rotação variável e diâmetro constante. Nos dois últimos casos, pode-se expressar a variação da potência com a vazão através das leis de ventiladores:

$$\frac{W_2}{W_1} = \left(\frac{\Omega_2}{\Omega_1} \right)^n \quad (165)$$

com $n=5/3$ para a situação (ii) e $n=3$ para a situação (iii), onde Ω é a vazão do ventilador.

A Figura 90 mostra a variação no consumo de energia com a variação na vazão de ar. Na situação em que a vazão de ar é controlada através da rotação do motor do ventilador, verifica-se um aumento acentuado do consumo de energia para vazões acima da nominal, que se deve tanto ao aumento da potência consumida pelo ventilador (Figura 91) – que afeta não só o consumo de energia, mas também a carga térmica, elevando o tempo de compressor ligado (Figura 92) – quanto ao aumento da pressão de evaporação e, conseqüentemente, da potência de compressão.

Em contrapartida, verifica-se uma redução no consumo de energia de até 2,5% para vazões na faixa entre 60 e 100%. Aqui se observa o efeito contrário do explicado acima: a redução na potência do ventilador é acompanhada por uma diminuição na carga térmica. A redução da vazão de ar é compensada pela redução da pressão de evaporação, o que mantém o tempo de compressor ligado praticamente constante para vazões na faixa de 75 a 100%. Para vazões abaixo de 75%, observa-se uma degeneração na capacidade de refrigeração – já que o efeito da redução da vazão subjuga o efeito da pressão –, o que eleva o tempo de compressor ligado e o consumo de energia.

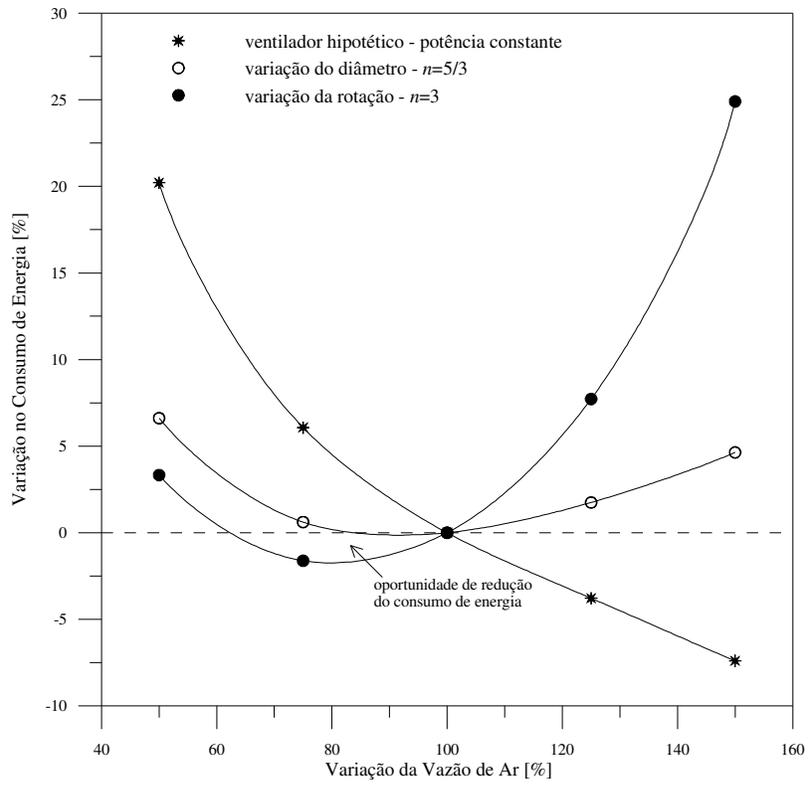


Figura 90 Efeitos do diâmetro e da rotação do ventilador sobre o consumo de energia

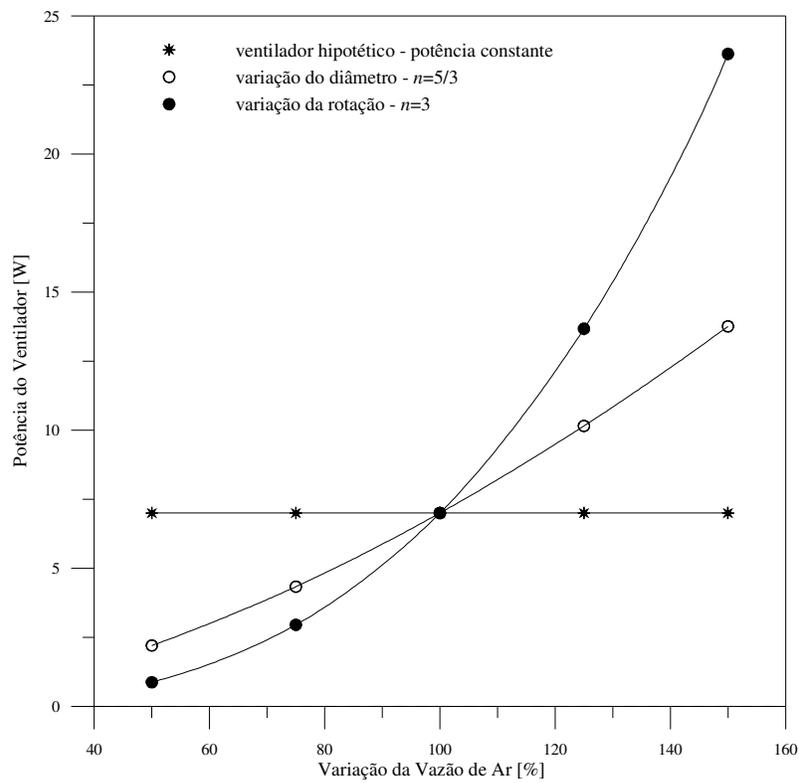


Figura 91 Efeitos do diâmetro e da rotação do ventilador sobre a potência do ventilador

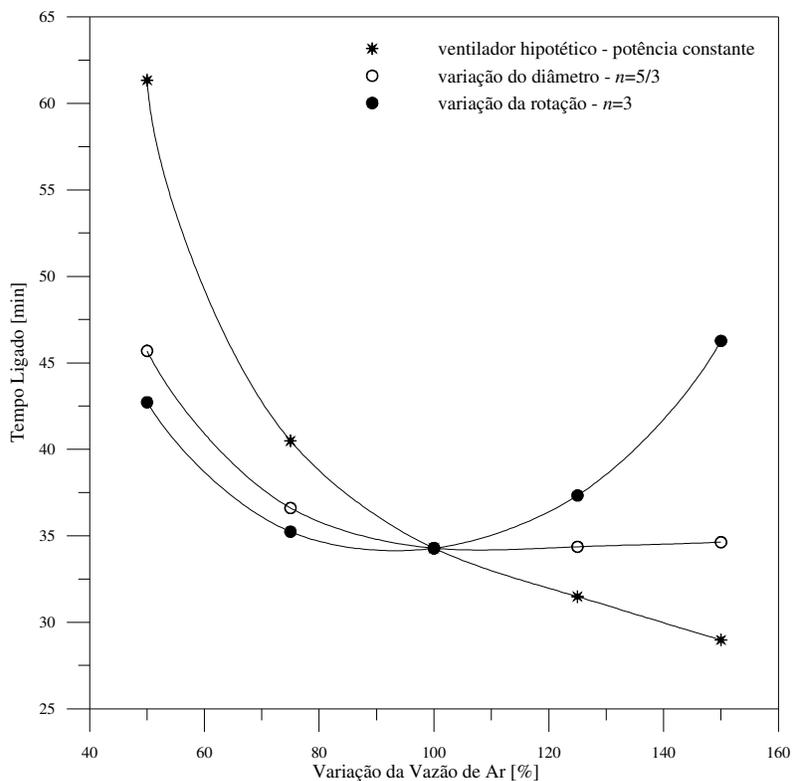


Figura 92 Efeitos do diâmetro e da rotação do ventilador sobre o tempo ligado

No caso de uma variação do diâmetro tanto para mais como para menos, observa-se um aumento do consumo de energia, embora moderado, de modo que o mínimo está próximo da vazão nominal. Isso significa que o ventilador foi especificado adequadamente. No caso do ventilador com potência fixa, verifica-se um aumento substancial do consumo para vazões menores, já que o ventilador consome mais energia que precisaria, enquanto o consumo cai significativamente para vazões maiores que a nominal, o que se deve ao aumento da taxa de abaixamento de temperatura sem acréscimo na carga térmica e na potência consumida pelo ventilador.

Análise dos Modos de Falhas

O modelo foi também empregado para estudar alguns dos modos de falha que podem surgir ao longo da vida útil do produto ou mesmo em virtude de variações no processo fabril. São elas: (i) redução da vazão de ar do ventilador; (ii) bloqueio do condensador; (iii) degradação do isolamento de poliuretano; e (iv) desgaste do cilindro do compressor.

A redução na vazão do ventilador aparece quando a perda de carga nos componentes do circuito de ar aumenta. Um exemplo é a formação de gelo no evaporador. Essa falha foi simulada considerando-se uma redução de vazão de ar em torno de 10%, mas com uma potência constante. O bloqueio do condensador, que impede a movimentação de ar por convecção natural neste componente, foi simulado através de um coeficiente de transferência de calor por convecção 10% menor que o nominal. Essa falha aparece, por exemplo, quando o refrigerador é confinado nos móveis da cozinha. A degeneração do material isolante foi modelada considerando-se uma condutividade térmica 10% maior que a original. Tal falha pode surgir em virtude do envelhecimento do produto pela fadiga térmica. O desgaste do compressor, que também se acentua com o uso, foi modelado considerando-se uma eficiência volumétrica 2,5% menor que a nominal.

A fim de quantificar os efeitos das falhas individuais e combinadas, os modos de falha citados foram estudados conjuntamente através de um experimento fatorial completo com $2^4=16$ simulações. A Tabela 24 sumariza os níveis empregados no experimento fatorial, onde se observa que todas as falhas foram incorporadas nos níveis (-). Embora sutis, os níveis selecionados para os modos de falha representam variações factíveis de serem encontradas no campo.

Tabela 24 Fatores e níveis empregados na análise dos modos de falha

Sigla	Fator	Nível inferior (-)	Nível superior (+)
EVP	Vazão de ar no evaporador	90%	100%
CND	Coeficiente de transferência de calor no condensador	90%	100%
ISO	Condutividade térmica do isolamento	110%	100%
CMP	Eficiência volumétrica do compressor	97,5%	100%

A Tabela 25 apresenta os resultados obtidos para o consumo de energia, o fator de funcionamento, o tempo de compressor ligado e as temperaturas médias dos compartimentos refrigerados ao longo de um ciclo. Comparando-se a condição de referência (#16), em que nenhuma falha foi imposta ao sistema, com a condição em que todas as falhas estão presentes (#1), verifica-se uma elevação do consumo de energia de aproximadamente 8 kWh/mês (17%).

A Figura 93 apresenta a variação do consumo de energia em relação aos modos de falha. Observa-se que a redução de 10% da vazão de ar é responsável pelo aumento de cerca de 2% no consumo de energia. Variações da mesma ordem são observadas para o condensador e para o

compressor. O envelhecimento do isolamento, por sua vez, é responsável por uma degeneração de 9% no consumo de energia. Observe que o efeito combinado de todas as falhas sobre o consumo de energia (17%) é maior que a soma dos efeitos individuais de cada uma delas (15%), indicando que as falhas se potencializam quando estão presentes simultaneamente no produto.

Tabela 25 Estrutura e resultados do experimento fatorial para análise dos modos de falha

#	Fatores				CE [kWh/mês]	FF [-]	τ_{ligado} [min]	τ_{ligado} [%]	T_c [°C]	T_r [°C]
	EVP	CMP	ISO	CND						
1	-	-	-	-	56,6	0,592	45,6	33,1	-18,2	7,3
2	-	-	-	+	55,0	0,583	42,7	24,4	-18,0	7,3
3	-	-	+	-	51,7	0,543	39,5	15,4	-18,1	7,4
4	-	-	+	+	50,5	0,536	37,6	9,6	-18,0	7,4
5	-	+	-	-	55,1	0,584	43,1	25,7	-18,1	7,3
6	-	+	-	+	53,6	0,576	40,7	18,8	-18,0	7,3
7	-	+	+	-	50,5	0,536	37,7	9,9	-18,0	7,4
8	-	+	+	+	49,3	0,531	36,1	5,2	-17,9	7,4
9	+	-	-	-	55,3	0,577	42,4	23,6	-18,0	7,2
10	+	-	-	+	54,0	0,570	40,2	17,3	-17,9	7,2
11	+	-	+	-	50,6	0,529	37,1	8,4	-18,0	7,3
12	+	-	+	+	49,4	0,523	35,5	3,6	-17,9	7,3
13	+	+	-	-	54,1	0,570	40,4	18,0	-17,9	7,2
14	+	+	-	+	52,6	0,563	38,3	11,6	-17,8	7,2
15	+	+	+	-	49,4	0,522	35,5	3,5	-17,9	7,3
16	+	+	+	+	48,4	0,519	34,3	0,0	-17,8	7,3

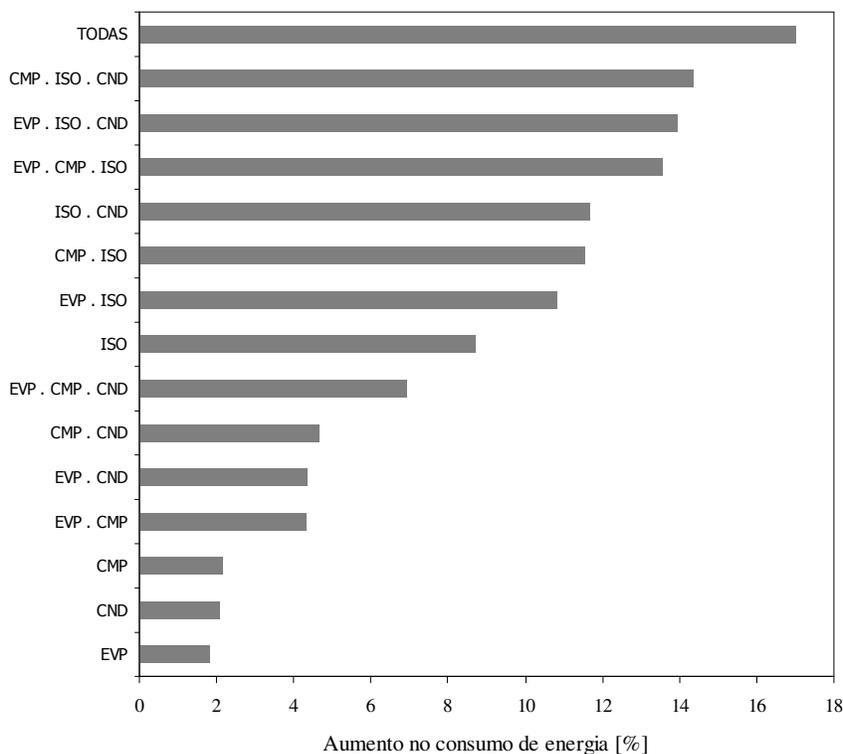


Figura 93 Efeitos dos modos de falha sobre o consumo de energia

Efeito da Faixa de Calibração do Termostato

Outra estratégia comumente empregada para reduzir o consumo de energia consiste no ajuste da faixa de calibração do termostato. Três faixas foram consideradas nesta análise: 8, 10 e 12°C. As análises foram conduzidas com os controles nas posições Max–Max, Med–Med e Min–Min, com as faixas centradas no mesmo valor médio: -23°C (Max), -20°C (Med) e -17°C (Min). Em todos os casos, a carga de refrigerante foi mantida fixa.

Os resultados são mostrados na Tabela 26, onde se verifica que, para os casos Med–Med e Min–Min, o consumo de energia diminui à medida que a faixa de atuação do termostato aumenta. O fator de funcionamento também diminui, apesar do tempo de sistema ligado aumentar. A diminuição do consumo está associada ao fato do compressor operar por mais tempo, porém com potências mais baixas, evitando os picos de potência relacionados à cada nova partida. Com isso, tem-se uma redução das perdas termodinâmicas relacionadas à equalização das pressões e ao aquecimento do evaporador.

Tabela 26 Resultados da análise da influência da faixa do termostato

Controles	Max–Max			Med–Med			Min–Min		
	8	10	12	8	10	12	8	10	12
Faixa [°C]	8	10	12	8	10	12	8	10	12
CE [kWh/mês]	58,7	61,2	Não Ciclou	49,6	48,4	47,6	42,5	40,8	39,7
FF [-]	0,641	0,676		0,527	0,519	0,513	0,448	0,433	0,423
τ_{ligado} [min]	46,5	70,4		25,1	34,3	44,4	16,7	24,4	28,7
[°C]	-21,5	-22,2		-18,0	-17,8	-17,8	-14,8	-14,8	-14,4
[°C]	2,8	3,0		6,8	7,3	7,7	11,0	11,6	11,9

O comportamento inverso foi observado no caso Max–Max, em que o consumo de energia aumentou quando a faixa de atuação do termostato passou de 8 para 10°C. Como a temperatura de desligamento do termostato é muito baixa para uma faixa de 10°C, a temperatura de desligamento (-27°C) só é atingida próxima da condição de regime permanente, de modo que o sistema precisa operar por muito mais tempo para provocar uma pequena redução na temperatura do congelador. Esse comportamento também pode ser observado para a faixa de 12°C, em que o sistema não atingiu a temperatura de desligamento (-29°C), permanecendo ligado.

Efeitos das Propriedades do Isolamento Térmico

Nesta seção, são analisados os efeitos das propriedades do material isolante. Foram estudados tanto a condutividade térmica como o calor específico do isolamento. Enquanto a primeira afeta a resistência térmica das paredes, a segunda está relacionada à quantidade de energia necessária para abaixar a temperatura das paredes dos compartimentos refrigerados. Embora ambas estejam relacionados entre si através do conceito de difusividade térmica, $\alpha=k/\rho c_p$, optou-se por estudá-las separadamente.

A Figura 94 mostra a variação do consumo de energia em função da variação da condutividade térmica das paredes do gabinete, onde se observa um comportamento linear. À medida que a carga térmica aumenta, o consumo de energia também aumenta de acordo com uma taxa de aproximadamente 0,9 vezes a variação da condutividade térmica. Isso pode ser explicado pelo fato do ganho de calor elevar simultaneamente a potência de compressão e o tempo de compressor ligado.

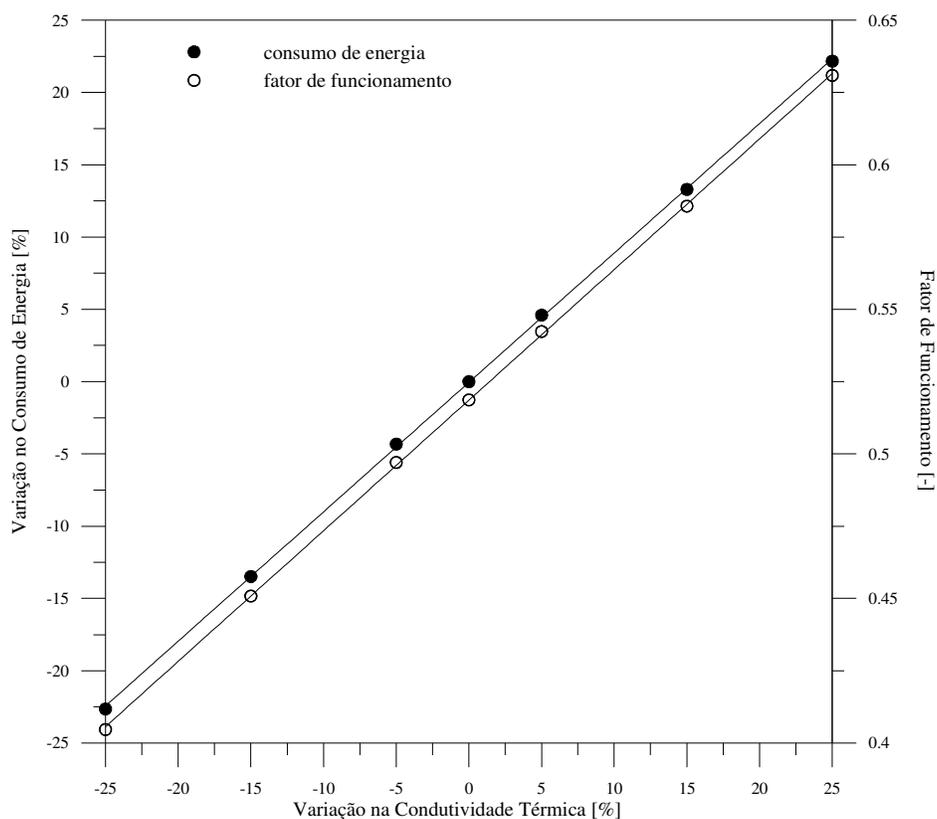


Figura 94 Variação do consumo de energia em função da variação da condutividade térmica

A Figura 95 mostra a evolução temporal da temperatura do ar e da temperatura média do isolamento até que o regime periódico é atingido. Para a temperatura do ar, observa-se um efeito apenas no período do ciclo, já que a amplitude é constante. À medida que a condutividade térmica diminui, o ganho de calor através das paredes também diminui, o período de sistema ligado diminui, enquanto o período desligado aumenta, reduzindo o fator de funcionamento e, conseqüentemente, o consumo de energia. A temperatura do meio do isolamento, por sua vez, sofre efeito tanto no período como na amplitude, que cresce com a difusividade térmica da parede. O mesmo comportamento é observado na Figura 96.

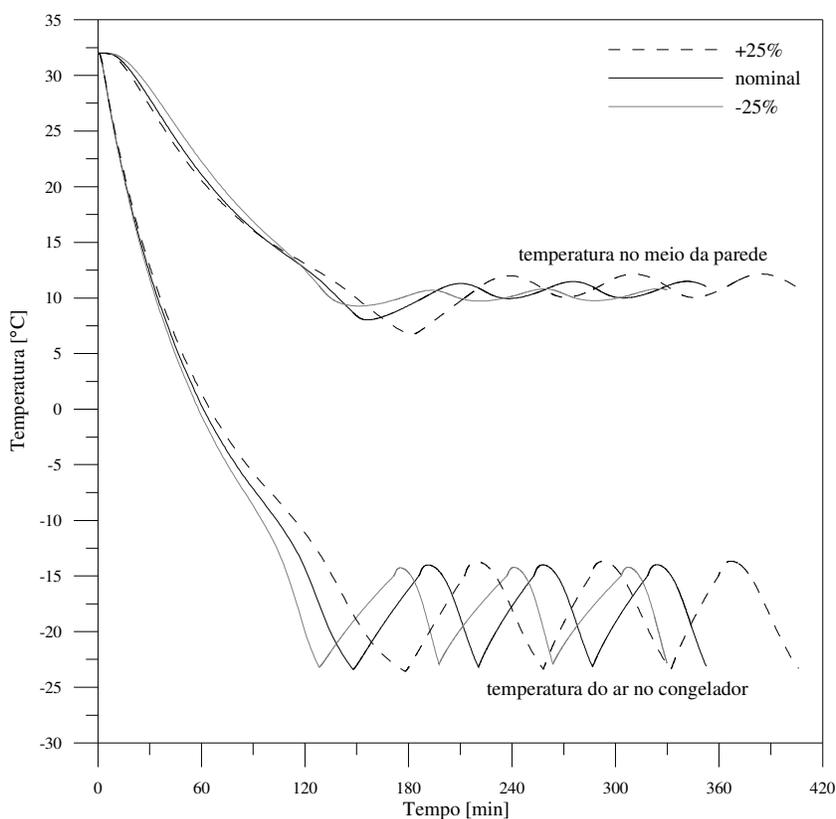


Figura 95 Efeito da condutividade térmica sobre as temperaturas do isolamento e do ar

O calor específico foi variado de -50% a +50% sem que nenhum efeito significativo (>0,5%) fosse observado sobre o consumo de energia, embora se tenha verificado uma forte influência deste parâmetro sobre o tempo de abaixamento de temperatura de 32 a 7°C: 94 min (-50%), 108 min (nominal) e 120 min (+50%).

A influência do calor específico sobre o tempo de abaixamento de temperatura é melhor explicado com auxílio da Figura 96, onde são mostradas as temperaturas no ponto médio e no último volume de controle da parede do congelador desde a partida do compressor até o estabelecimento de um regime transiente periódico. Um calor específico menor significa que há menos energia armazenada nas paredes do gabinete, o que faz com que esta temperatura decresça mais rapidamente. Quando o calor específico foi aumentado, observou-se um atraso no tempo de abaixamento das temperaturas, já que havia mais energia armazenada nas paredes.

O calor específico não exerceu efeito prático sobre o consumo de energia, uma vez que não influencia a taxa média de transferência de calor para o gabinete e tampouco o período e a amplitude da temperatura no interior do congelador, mas apenas a defasagem entre as ondas, como ilustra a Figura 96. Para a temperatura no meio do isolamento, um elevado calor específico implica em baixas amplitudes, enquanto um valor menor acarreta em altas amplitudes. Observou-se ainda que, no regime transiente periódico, as curvas para metade e o dobro do valor nominal do calor específico são coincidentes, uma vez que possuem o mesmo número de onda.

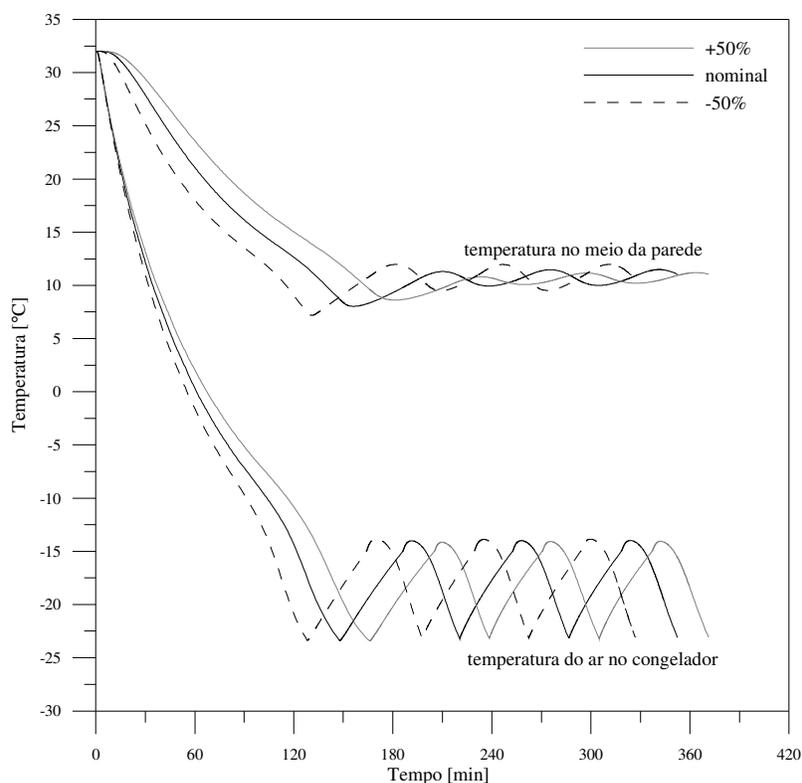


Figura 96 Efeito do calor específico sobre as temperaturas do isolamento e do ar

Efeito da Temperatura Ambiente

A temperatura ambiente exerce uma forte influência sobre o comportamento térmico de refrigeradores, uma vez que afeta não só a carga térmica, mas também a transferência de calor no condensador. A fim de mostrar a sensibilidade do programa às variações na temperatura ambiente, foram comparados resultados de simulações dos transientes de partida para temperaturas ambientes de 32 e 43°C. O damper foi mantido na posição *Max*. Comparações cíclicas não foram realizadas, já que o sistema não atingiu a temperatura de desligamento em um ambiente a 43°C.

A Figura 97 compara as pressões de sucção e de descarga obtidas em ambos os casos. É evidente que ambas as pressões aumentam com a temperatura ambiente, uma vez que ela influencia a transferência de calor tanto no condensador como no evaporador. A 43°C, observa-se que a pressão de condensação apresenta um pico próximo a 20 bar, estabelecendo-se em torno de 17,5 bar (62°C) na condição de regime permanente. A pressão de evaporação fica em torno de 0,98 (-27°C).

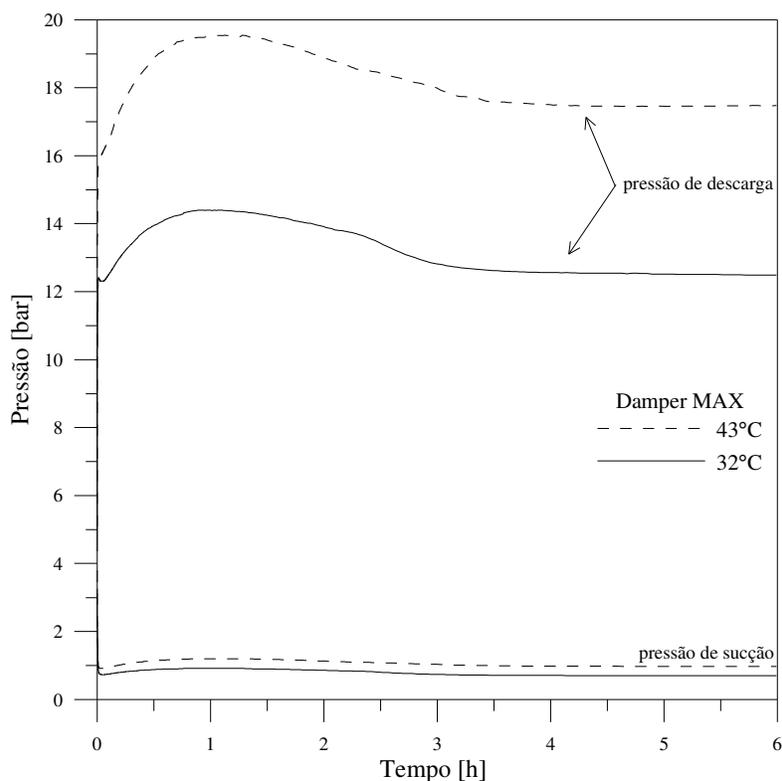


Figura 97 Efeito da temperatura ambiente sobre as pressões de sucção e de descarga no transiente de partida

A Figura 98 permite observar que, em ambos os casos, a temperatura do refrigerador se estabelece em torno de 1,7°C, uma vez que é controlada pelo damper termostático. As temperaturas do congelador, por outro lado, estabelecem-se em torno de -27,5°C (32°C) e -19,4°C (43°C), em virtude do aumento da carga térmica. Em regime permanente, o sistema consome uma potência de 147,3 W a 43°C e 109,3 W a 32°C, de modo que se verifica um incremento de 38 W.

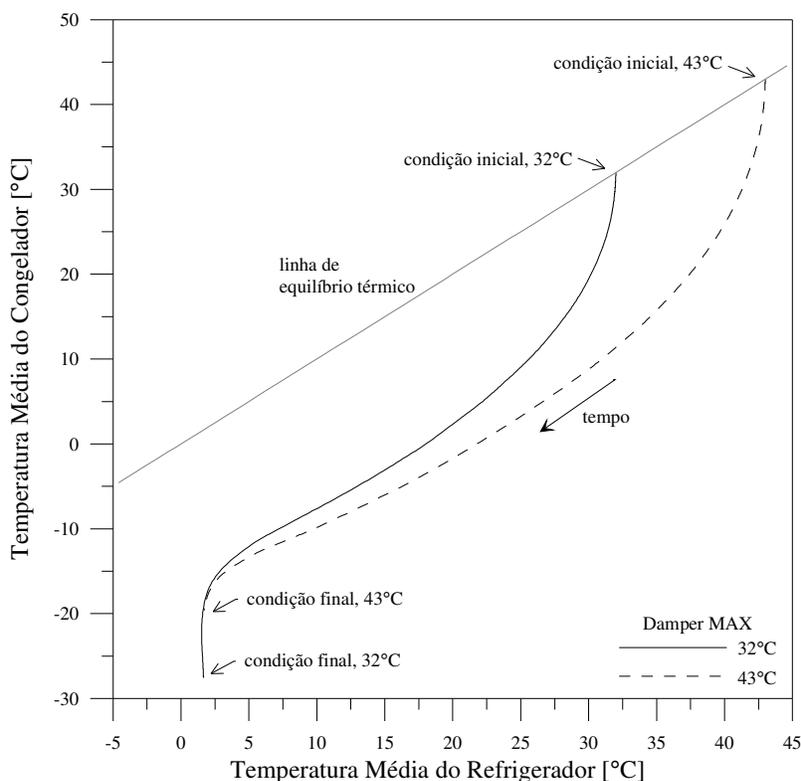


Figura 98 Efeito da temperatura ambiente sobre os compartimentos refrigerados no transiente de partida

Outras Potencialidades

Além das aplicações já discutidas, o modelo é capaz de calcular a quantidade de refrigerante em cada componente ao longo de um ciclo, atividade extremamente complexa para ser conduzida experimentalmente. A Figura 99 mostra a migração de massa de refrigerante ao longo de um ciclo. No momento em que o sistema é desligado, a maior parte do refrigerante está no condensador (~55g). À medida que as pressões equalizam, esse refrigerante migra para o evaporador e para a carcaça do compressor. A quantidade de refrigerante no evaporador cresce até um pico em torno de 55g, passando a decrescer suavemente devido à migração de massa para o compressor até o instante de partida.

A massa no compressor também cresce à medida que a pressão de evaporação aumenta até um valor de pico. A partir deste ponto, há retorno de massa do compressor para o evaporador e deste para o condensador, até a formação de um máximo de carga no evaporador acompanhado por um mínimo no compressor. A partir do vale observado, a quantidade de massa no compressor volta a crescer à medida que refrigerante é dissolvido no óleo.

No instante de partida, tem-se cerca de 10g no condensador, 50g no evaporador e aproximadamente 25g no compressor, totalizando 85g. Após a partida, tanto o evaporador como o compressor são subitamente drenados, de modo que o maior quantidade de refrigerante se aloca no condensador. Com o passar do tempo, refrigerante migra do condensador para o evaporador através do tubo capilar, o que explica a redução na quantidade de massa do primeiro e o aumento na do segundo. A massa de refrigerante no compressor também diminui, já que a pressão de evaporação diminui e a temperatura da carcaça aumenta, reduzindo a quantidade de refrigerante dissolvido no óleo.

O modelo também é capaz de prever os valores instantâneos das taxas de ganho e de remoção de calor ao longo do tempo, atividade difícil de ser conduzida experimentalmente. Como ilustra a Figura 100, a carga térmica sofre um aumento abrupto após a partida do compressor devido à dissipação de calor no ventilador, passando a crescer suavemente com a redução das temperaturas dos compartimentos refrigerados até o ponto de atuação do damper, onde atinge um máximo. Após esse instante, a carga térmica volta a decrescer suavemente até o regime permanente. A capacidade de refrigeração, por sua vez, cresce rapidamente até um ponto de máximo à medida que o evaporador é gradativamente preenchido com líquido. Após esse instante, a diferença entre a temperatura de evaporação e do ar decresce, reduzindo a capacidade de refrigeração até o regime permanente.

Além das potencialidades exploradas, o programa é capaz de fornecer os estados termodinâmicos (pressão e entalpia específica) e os fluxos de massa na entrada e na saída de cada um dos componentes do ciclo de refrigeração. Para os trocadores de calor (condensador, evaporador e trocador de calor TC-LS), por exemplo, o programa fornece os perfis de massa, fluxo de massa e temperatura para cada instante de tempo. Para o compressor, por sua vez, o programa é capaz de registrar a evolução temporal do diagrama indicado (pressão – volume) do processo de compressão no interior do cilindro do compressor.

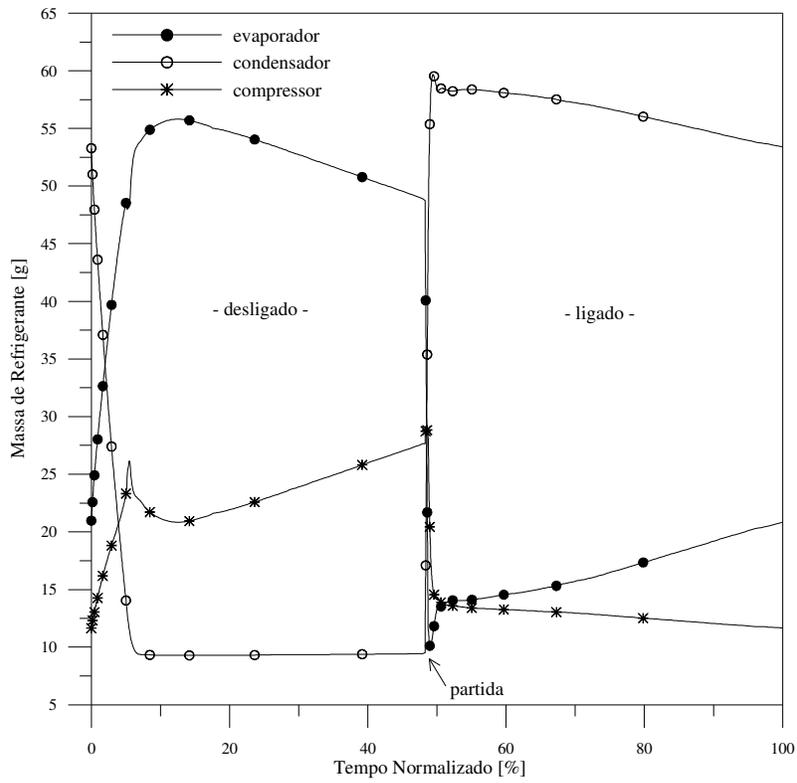


Figura 99 Migração da massa de refrigerante ao longo de um ciclo

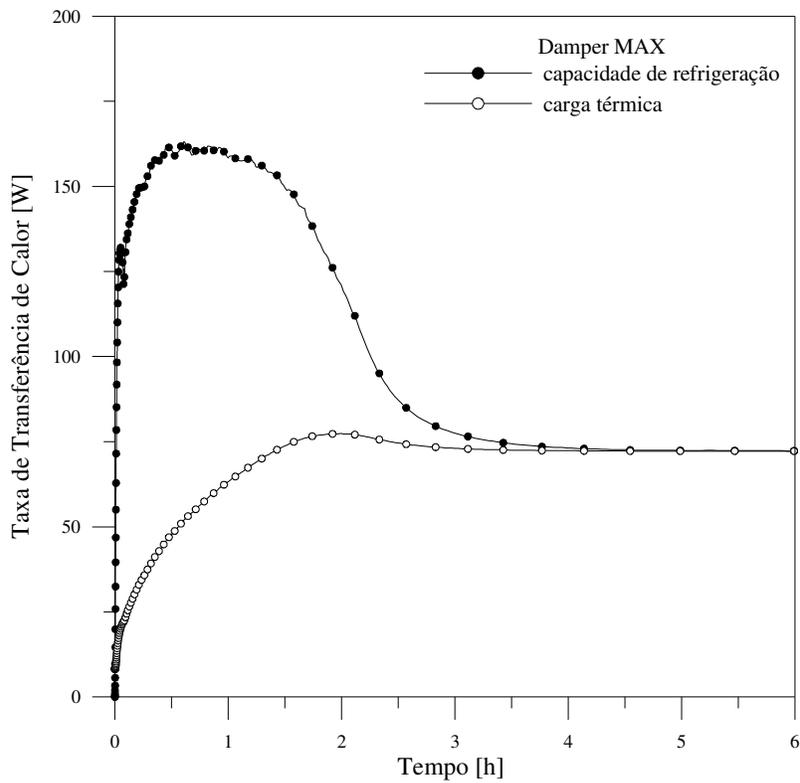


Figura 100 Balanço de energia no gabinete ao longo de um ciclo

8.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Através da metodologia de experimentação fatorial sequencial (Box et al. 1978) foi possível encontrar, com apenas 36 simulações, um conjunto de parâmetros que forneceu uma correlação bastante satisfatória entre os resultados experimentais e os simulados. Como balanço final, observa-se erros globais abaixo de $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ para as temperaturas, erros em torno de $\pm 2,5\%$ para a potência e pressão de descarga, e de aproximadamente $\pm 10\%$ para a pressão de sucção. O modelo é capaz de prever o tempo de abaixamento de temperatura com erros em torno de $\pm 5\%$.

O modelo foi também validado para o regime cíclico de operação para diferentes posições dos sistemas de controle. Constatou-se que o modelo é capaz de estimar o consumo de energia com erros máximos na faixa de $\pm 10\%$ e as temperaturas dos compartimentos refrigerados com diferenças máximas da ordem de $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Após a etapa de validação, o modelo foi empregado para analisar o efeito de alguns parâmetros construtivos e operacionais do refrigerador. As seguintes conclusões podem ser listadas para as faixas de valores dos parâmetros estudados:

- O consumo de energia é decrescente com a redução do diâmetro do tubo capilar e aumento do comprimento do trocador de calor. Uma análise combinada empregando o arranjo longo e um tubo capilar com 0,6 mm mostrou um consumo 8,3% menor;
- Os efeitos de intensificação da transferência de calor no evaporador e no condensador se sobrepõem, de modo que o efeito combinado de um aumento de 12,5% no condensador e 25% no evaporador gerou uma redução de cerca de 5% no consumo de energia;
- Existe uma rotação e um diâmetro ótimos para ventiladores. A redução da vazão do ventilador em 20%, por exemplo, implica na redução de 2,5% no consumo de energia;
- A condutividade térmica do isolamento exerce uma forte influência sobre o consumo de energia, enquanto o calor específico do isolamento praticamente não mostrou efeito;
- A redução da rotação do compressor não se mostrou uma estratégia adequada para reduzir o consumo de energia, ao menos nos níveis empregados. Uma análise mais rigorosa, considerando a variação da eficiência global com a rotação, é recomendada.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES

9.1 CONCLUSÕES FINAIS

Sobre os Objetivos da Tese

Uma nova metodologia para a simulação do comportamento transiente de refrigeradores domésticos foi desenvolvida e aplicada à análise térmica de um refrigerador tipo ventilador-e-damper. Modelos matemáticos foram elaborados para cada um dos componentes do refrigerador com base na literatura. Características inovadoras foram incorporadas a cada um desses modelos a fim de garantir confiabilidade e desempenho computacional. Como consequência, o programa apresentou resultados bastante satisfatórios tanto para o transiente de partida como para o regime cíclico de operação. Pode-se afirmar, portanto, que os objetivos almejados nesta tese foram alcançados.

Sobre os Modelos dos Componentes

Um algoritmo para a solução do escoamento de refrigerante no interior de trocadores de calor com mudança de fase foi elaborado. A metodologia se baseia na aplicação dos princípios de conservação da massa e da energia a n volumes de controle unidimensionais posicionados ao longo da

serpentina do trocador de calor de acordo com o método tubo-por-tubo. As $2n$ equações diferenciais parciais resultantes da discretização espacial das equações de conservação da massa e da energia são manipuladas de modo que restem apenas n equações diferenciais ordinárias para a energia interna e uma equação evolutiva para a pressão, totalizando $n+1$ equações diferenciais ordinárias, que são integradas no tempo através de um método explícito. Em linhas gerais, a metodologia possui as seguintes características:

- A pressão é calculada diretamente, o que dispensa os processos iterativos que geram os problemas numéricos observados na literatura (Jansen et al. 1988, Xu 1996);
- A formulação é conservativa e garante que tanto os balanços locais como o balanço global de massa e de energia sejam respeitados em cada instante de tempo;
- As derivadas das equações diferenciais ordinárias foram escritas de forma explícita, de modo que podem, a priori, ser integradas através de qualquer método numérico;
- A solução através de um método totalmente explícito, como o empregado pelo código DE/STEP, elimina a necessidade de iterações em cada instante de tempo, tornando o algoritmo robusto aos problemas de convergência apontados na literatura (Jansen et al. 1988, Xu 1996).

Novas correlações empíricas foram propostas tanto para trocadores de calor arame-sobre-tubo como para evaporadores tubo-aletado com base em resultados experimentais próprios e de terceiros. As correlações desenvolvidas representaram os dados experimentais de forma bastante satisfatória, com erros na faixa de $\pm 10\%$.

Um nova estratégia de modelagem foi elaborada para o trocador de calor TC-LS. Como resultado, obteve-se um algoritmo cuja velocidade de processamento é equivalente à requerida por um modelo adiabático e que é capaz de reproduzir os dados experimentais de Zangari (1998) com 81,5% das predições para o fluxo de massa na faixa de erro de $\pm 10\%$. Dentre todos os casos simulados, nenhum problema numérico foi observado. O modelo desenvolvido apresenta as seguintes características quando comparado aos encontrados na literatura:

- O escoamento foi resolvido tomando-se a pressão como variável de integração, o que permite o uso de uma malha com poucas células;
- A temperatura na saída da linha de sucção é calculada diretamente através de uma efetividade de temperatura, eliminando a necessidade de um procedimento iterativo;

O modelo do compressor foi dividido em dois domínios, cilindro e carcaça. Dois modelos semi-empíricos foram propostos para o processo de compressão, um analítico e outro diferencial. Apesar de ambos serem isentrópicos, o modelo diferencial é capaz de captar alguns fenômenos que ocorrem nos estágios de sucção e de descarga não captados pelo modelo analítico. As principais características do modelo da carcaça são:

- As interações entre o óleo e o refrigerante são consideradas, já que possuem um papel importante durante os transientes de partida e de parada;
- A vazão na sucção foi expressa em função da derivada da pressão de evaporação a fim de acoplar o modelo da carcaça ao do evaporador.

O modelo dos compartimentos refrigerados considera os efeitos dinâmicos tanto da carga térmica como da circulação de ar. O primeiro foi elaborado com base em espessuras equivalentes para as paredes, obtidas experimentalmente, onde estão incorporados os efeitos de transmissão de calor através da região da gaxeta e das resistências térmicas dos escoamentos interno e externo de ar. O segundo foi modelado através de curvas de vazão de ar em função da posição do damper e dessa em função da temperatura do refrigerador, obtidas através de um túnel de vento.

A integração das equações diferenciais foi realizada em dois laços, um interno e outro externo, a fim de tirar vantagem das diferentes escalas de tempo das equações dinâmicas do sistema de refrigeração e dos compartimentos refrigerados. Para o laço externo, o método de Euler explícito foi empregado em conjunto com um controlador do passo de tempo, que o aumenta à medida que a simulação evolui. Para o laço interno, fez-se uso de um método de preditor-corretor de Shampine e Gordon (1975), com ordem variável e passo de tempo auto-controlável.

O programa, denominado NFSIM:D (*No-Frost Simulator: Dynamic*), foi montado de forma simples e modular, o que mantém sua estrutura enxuta e permite uma fácil aplicação à outros modelos de refrigeradores. Ele é capaz de simular 12 horas de um transiente de partida em cerca de 30 minutos, ou seja, 24 vezes mais rápido que o ensaio experimental. Para o regime cíclico, 12h de teste são simuladas em cerca de 60 minutos, com uma velocidade de processamento 12 vezes maior. Tais resultados foram obtidos através de um computador portátil Pentium M 2,13GHz 1024Mb RAM.

Sobre a Confiabilidade do Modelo

O programa computacional foi calibrado com base em evidências experimentais através da seleção dos parâmetros de modelagem de cada um dos componentes do refrigerador. Ao contrário das técnicas de tentativa-e-erro e de análise de um fator de cada vez, extensivamente empregadas na literatura, optou-se por uma metodologia baseada em experimentação fatorial, na qual os diversos parâmetros do modelo foram analisados simultaneamente, de modo que tanto seus efeitos individuais como os efeitos de suas interações puderam ser estudados.

Como resultado, o programa mostrou-se capaz de reproduzir tanto os transientes de partida como os transientes cíclicos com predições para as temperaturas dos compartimentos refrigerados em uma faixa de variação de $\pm 1^{\circ}\text{C}$, enquanto as potências e pressões são estimadas com erros na faixa de $\pm 10\%$. Os erros observados para o tempo de abaixamento de temperatura, para o fator de funcionamento e para o consumo de energia ficaram na faixa de erro de $\pm 10\%$.

Sobre a Aplicabilidade e as Potencialidades do Modelo

O modelo foi empregado para analisar o efeito de alguns parâmetros construtivos e operacionais do refrigerador. As seguintes conclusões podem ser listadas, apesar de limitadas à faixa dos parâmetros estudados:

- O consumo de energia decresce com a redução do diâmetro e aumento do comprimento do trocador de calor. Uma análise combinada empregando um trocador de calor mais longo e um tubo capilar com 0,6 mm mostrou um consumo 8,3% menor;

- Os efeitos de intensificação da transferência de calor no evaporador e no condensador se sobrepõem, de modo que o efeito combinado de um aumento de 12,5% no condensador e de 25% no evaporador gerou uma redução de cerca de 5% no consumo de energia;
- Existe uma rotação e um diâmetro ótimos para ventiladores. A redução da vazão do ventilador em 20%, por exemplo, implica em uma redução de 2,5% no consumo de energia;
- A condutividade térmica do isolamento exerce uma forte influência sobre o consumo de energia, enquanto o calor específico do isolamento praticamente não mostrou efeito;
- A redução da rotação do compressor não se mostrou uma estratégia adequada para reduzir o consumo de energia, ao menos nos níveis empregados. Uma análise mais rigorosa, considerando a variação da eficiência global com a rotação, é recomendada;
- Reduções de 10% na vazão de ar e na taxa de transferência de calor do condensador, se associadas à redução de 2,5% da eficiência volumétrica do compressor e ao aumento de 10% da condutividade térmica do isolamento, geram um acréscimo de 17% no consumo de energia do refrigerador.

Além das potencialidades ilustradas, o programa é capaz de fornecer os estados termodinâmicos (pressão e entalpia específica) e os fluxos de massa na entrada e na saída de cada um dos componentes do ciclo de refrigeração. Para os trocadores de calor (condensador, evaporador e trocador de calor TC-LS), por exemplo, o programa fornece os perfis de massa, fluxo de massa e temperatura para cada instante de tempo. Para o compressor, por sua vez, o programa é capaz de registrar a evolução temporal do diagrama indicado (pressão – volume) do processo de compressão no interior do cilindro do compressor.

Sobre a Generalidade da Metodologia

O programa foi arquitetado de modo que pudesse ser generalizado para quaisquer outros modelos de refrigeradores com circulação forçada de ar entre dois ou mais compartimentos refrigerados. Para tanto, o programa levou em conta os dois refrigerantes usados na fabricação de

refrigeradores domésticos em escala industrial: HFC-134a e HC-600a. O modelo do trocador de calor TC-LS foi validado contra uma base de dados de 786 pontos para primeiro (Figura 38) e 219 pontos para o segundo, obtidos de Melo et al. (1994,2002), como mostra a Figura 101.

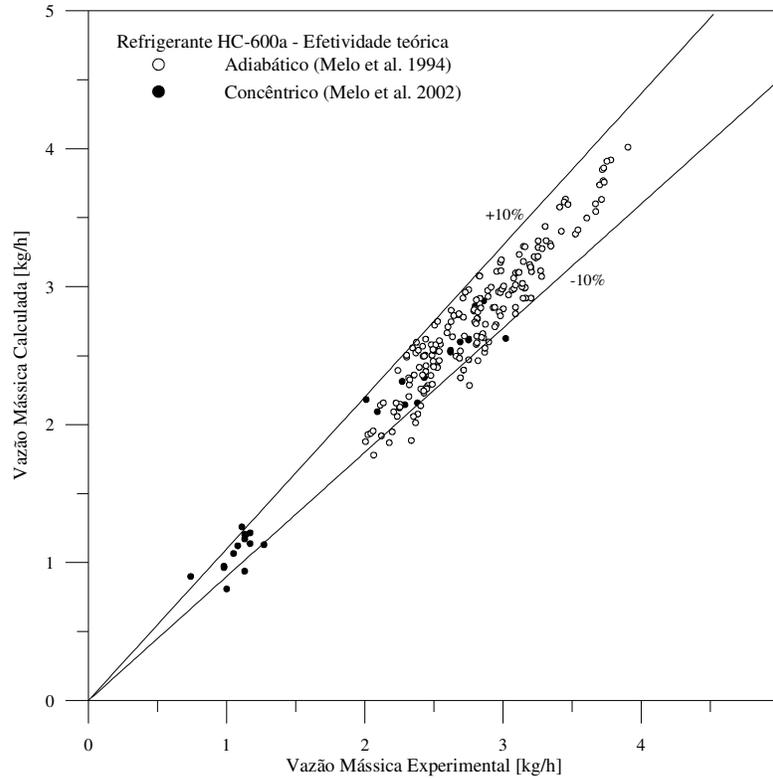


Figura 101 Validação do modelo do trocador de calor TC-LS para o refrigerante HC-600a

Os parâmetros necessários para a aplicação do modelo a outros refrigeradores são sumarizados na Tabela 27. Os modelos dos trocadores de calor são facilmente estendidos a outros trocadores de calor através da substituição das correlações empíricas empregadas para o lado do ar (Apêndices VII e VIII). O modelo do compressor, por sua vez, pode ser estendido a outros compressores através de dois experimentos em calorímetro de ciclo quente (Apêndice VI), um com uma relação de compressão elevada e outro com uma relação de compressão reduzida, uma vez que as curvas de correção mostraram um comportamento aproximadamente linear (Figuras 48 e 49). O modelo dos compartimentos refrigerados também pode ser facilmente estendido à outras configurações, desde que se obtenha as curvas de vazão em função da posição do damper e desta em função da temperatura para cada compartimento de acordo com a metodologia proposta (Apêndice IV). Um teste de fluxo de calor reverso se faz necessário para obter as espessuras equivalentes das paredes isoladas (Apêndice V).

Tabela 27 Parâmetros necessários à extensão do programa a outros refrigeradores

Modelo	Parâmetro	Metodologia
Condensador / Evaporador	Transferência de calor no lado do ar	Ensaio em calorímetro
Trocador de calor TC-LS	Eficiência de temperatura	Validado para HFC-134a e HC-600a
Compressor	Eficiência global e volumétrica	2 testes em calorímetro
Compartimentos refrigerados	Vazão x posição damper	Ensaio em túnel de vento
	Posição damper x temperatura	Ensaio em poço frio
	Espessuras equivalentes	1 teste de fluxo de calor reverso

9.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A fim de tornar o modelo ainda mais abrangente, recomenda-se:

- Substituir as curvas do damper pelas curvas características do ventilador e do sistema de circulação de ar, o que permitirá estudar modificações no circuito de ar sem que novos testes em túnel de vento sejam necessários;
- Modelar o carregamento térmico previsto pela norma ISO8561 (1995) para a realização dos testes de consumo de energia. O carregamento é constituído por pacotes de tylose – uma substância cuja capacidade térmica é equivalente a da carne magra – cuja massa e geometria são normalizadas. Os pacotes não só alteram a dinâmica do congelador, mas também elevam a perda de carga no compartimento, diminuindo a vazão de ar deslocada pelo ventilador.
- Modelar a formação de gelo no evaporador para estudar tanto a degeneração da transferência de calor na região aletada como a eficiência do processo de degelo. A formação de gelo poderia ser modelada com base em uma correlação empírica para a densidade do gelo (Iragorry et al. 2004) de modo que, uma vez conhecidas a massa de água removida do ar, a densidade do gelo e a área de superfície do evaporador, pode-se calcular uma espessura equivalente de gelo, que seria usada no cômputo da resistência de transferência de calor e da perda de carga do evaporador.
- Modelar a transferência de calor no tubo de aquecimento do flange, trecho de tubulação situado entre o condensador e o tubo capilar, uma vez que afeta tanto a carga térmica do gabinete como a pressão de condensação. Este componente não foi considerado no modelo atual.

Para melhorar a performance computacional e o potencial de análise do programa, sugere-se:

- Implementar a 2ª lei da Termodinâmica para identificar potenciais de melhoria não observados através da análise puramente energética. Kotas (1995) propõe o uso combinado de análise exergética e análise de sensibilidade, que relaciona a geração de entropia em um determinado componente com a geração de entropia global do sistema quando um parâmetro varia;
- Empregar um método específico para a solução de equações diferenciais-algébricas, como o proposto por Petzold et al. (1996), que poderia reduzir ainda mais o tempo de simulação.

REFERÊNCIAS

- Aiken, R.C., 1985, *Stiff computation*, Oxford University Press, Oxford, UK
- Akers, W.W., Deans, H.A., Crosser, O.K., 1958, Condensation heat transfer within horizontal tubes, *Chemical Engineering Progress*, Number 54, Vol.10, pp.89-90
- Apra, C., Reno, C., 2002, A numerical approach to very fast thermal transient in an Air cooling evaporator, *Applied Thermal Engineering*, Vol.22, pp.219-228
- Arsego, C., 2003, *Análise experimental do desempenho de condensadores do tipo arame-sobre-tubo*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- ASHRAE Handbook of Fundamentals*, 1997, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA
- ASHRAE Standard 37*, 1988, Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pump equipment, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA
- ASHRAE Standard 41.2*, 1987, Standard methods for laboratory airflow measurement, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA
- ASHRAE Standard 51*, 1999, Laboratory methods of testing fans for rating, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA
- ASHRAE Standard S23*, 1993, Methods of testing rating positive displacement refrigerant compressor and condensing units, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA
- Bansal, P.K., 2003, Developing new test procedures for domestic refrigerators: harmonisation issues and future R&D needs – a review, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 735-748
- Bansal, P.K., Xu, B., 2003, A parametric study of refrigerant flow non-adiabatic capillary tubes, *Applied Thermal Engineering*, Vol.23, pp.397-408

- Baroczy, C.J., 1965, Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals, *Chemical Engineering Progress*, Vol.61, Number 57, pp.179-191
- Bassi, R., Bansal, P.K., 2003, In-tube condensation of mixture of R134a and ester oil: empirical correlations, *International Journal of Refrigeration*, Vol.26, pp.402-409
- Bejan, A., 1995, *Convection heat transfer*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA
- Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A., 2004, A moving-boundary model of a centrifugal chiller system, *International Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, R074, CD-ROM
- Benedek, S., Drew, D.A., 2000, An analytical study for determining the dynamics of a boiling boundary in a channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.41, pp.2735-2742
- Box, G.E.P., Hunter, W.G., Hunter, J.S., 1978, *Statistics for experimenters. An introduction to design, data analysis, and model building*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA
- Browne, M.W., Bansal, P.K., 2002, Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers, *International Journal of Refrigeration*, Vol.25, pp. 597-610
- Butherford, D., 1975, A comparison of some void-fraction relationships for concurrent gas-liquid flow, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.1, pp.845-850
- Cavallini, A., Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *International Heat Transfer Congress*, Vol.3, pp.309-313
- Chaddock, J.B., Noerager, J.A., 1966, Evaporation of R12 in horizontal tube with constant wall heat flux, *ASHRAE Transactions*, Vol.72, Part 1, pp.90-103
- Chen, Z.J., Ding, G.L., Wang, X.F., Que, X.C., 1995, Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system with multi-refrigerant, *International Congress of Refrigeration*, The Hague, Netherlands, Vol.3, pp.262-269
- Chen, Z.J., Lin, W.-H., 1991, Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol.14, November, pp.329-335
- Chi, J., Didion, D., 1982, A simulation model of the transient performance of a heat pump, *International Journal of Refrigeration*, Vol.5., No.3, pp.176-184
- Chung, M., 1998, A numerical procedure for simulation of Fanno flows of refrigerants or refrigerant mixtures in capillary tubes, *ASHRAE Transactions*, Vol.104, Part 2, pp.1031-1043
- Churchill, S.W., 1977, Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, *Chemical Engineering*, November, No.7, pp.91-92
- Churchill, S.W., Chu, H.H.S., 1975a, Correlation equations for laminar and turbulent free convection for a horizontal cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.18, pp.1049-1059
- Churchill, S.W., Chu, H.H.S., 1975b, Correlation equations for laminar and turbulent free convection for a vertical plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.18, pp.1323-1329
- Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., Soldaini, G., Zavatarelli, R., 1960, Two-phase cooling experiments – pressure drop, heat transfer and burnout measurements, *Energia Nucleare*, Vol. 7, pp.407-425
- Clausing, A.M., Boughton, B.E., Newell, T.A., 1996, An investigation of household refrigerator cabinet thermal loads, *Journal of HVAC&R Research*, Vol.2, No.2, pp.135-148
- Clezar, C.A., Ferreira, R.T.S., Melo, C., Maykot, R., Silva, L.W., Marcinichen, J.B., Stolf Jr., M., Rücker, A., 1996, *Câmara de testes de componentes e sistemas de refrigeração Vols. I e II*, Relatório de Projeto, Convênio UFSC/EMBRACO, Florianópolis, SC, Brasil

- Cyphers, J.A., Cess, R.D., Somers, E.V., 1958, Heat transfer character of wire-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Semiannual Meeting*, New Orleans, LA, USA, pp.86-90
- Dengler, C.E., Addoms, J.N., 1956, Heat transfer mechanism for vaporization of water tube, *Chemical Engineering Progress*, Vol.52, Number 18, pp.95-103
- Dengler, C.E., Addoms, J.N., 1956, Heat transfer mechanism for vaporization of water tube, *Chemical Engineering Progress Symposium*, Vol. 52, No.18, pp.95-103
- Dhar, M., 1978, *Transient analysis of refrigeration system*, Ph.D. thesis, Purdue University, West Lafayette, IN, USA
- Dirik, E., Iz, H., Aydin, C., 1996, Performance optimization of a larger type refrigerator unit using computer aided analysis tools, *International Refrigeration Conference at Purdue*, West-Lafayette, IN, USA, pp.459-463
- Dobson M.K., Chato J.C., Hinde D.K., Wang S.P., 1994, Experimental evaluation of internal condensation of refrigerants R12 and R134a, *ASHRAE Transaction*, Vol.100, Part 1, pp.744-755
- Dobson, M.K., Chato, J.C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp.193-213
- Domanski, P. e Didion, D., 1983, Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device, *NBS Building Science Series 155*, Gaithersburg, MD, USA
- Domanski, P.A., 1991, Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution, *ASHRAE Transactions: Symposia*, pp. 793-802
- Eckels, S.J., Pate, M.B., 1990, An experimental comparison of evaporation and condensation heat transfer coefficients for HFC-134a and CFC-12, *International Journal of Refrigeration*, Vol.14, pp.70-77
- Eletrobrás, 2004, *PROCEL: Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica*, Empresa Brasileira Energia Elétrica S.A., <http://www.eletrobras.gov.br/procel/>
- Erth, R.A., 1970, *Two-phase flow in refrigeration capillary tubes*, Ph.D. thesis, Purdue University, West Lafayette, IN, USA
- Fauske, H.K., 1962, *Contribution to the theory of the two-phase, one component critical flow*, Internal Report, Argonne National Laboratory, Argonne, IL, USA
- Flynn, S., Rouch, K., Fine, H.A., 1992, *Finite element analysis of heat transfer through the gasket region of refrigerator/freezers*, United States Environmental Protection Agency, Report EPA/430/R-92/009, Washington DC, USA
- García-Valladares, O., Pérez-Segarra, C.D., Rigola, J., Oliva, A., 1998, Detailed numerical simulation of condensers and evaporators using pure and mixed refrigerants, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.839-844
- Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol.16, pp.359-368
- Gonçalves, J.M., 1994, *Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Gonçalves, J.M., 2004, *Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente*, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil
- Gosney, W.C., 1982, *Principles of refrigeration*, Cambridge University Press, Cambridge, UK

- Grald, E.W., MacArthur, J.W., 1992, A moving-boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.13, No.3, pp.266-272
- Graviss, K.J., Collins, R.L., 1998a, Control of household refrigerators part I: modeling temperature control performance, *Journal of HVAC&R Research*, Vol.4, No.4, pp.427-443
- Graviss, K.J., Collins, R.L., 1998b, Control of household refrigerators part II: alternate control approaches for improving temperature performance and reducing energy use, *Journal of HVAC&R Research*, Vol.4, No.4, pp.445-465
- Gruhle, W.-D., Isermann, I., 1985, Modeling and control of a refrigerant evaporator, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol.107, pp.235-240
- Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1987, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 65, No.2, pp.148-156
- He, X.-D., Liu, S., Asada, H., 1994, A moving-interface model of two-phase flow heat exchanger dynamics for control of vapor compression cycle, *ASME Heat Pump and Refrigeration Systems Design*, AES-Vol.32, pp.69-75
- Hermes, C.J.L., 2000, *Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Holladay, W.L., 1994, The General Electric monitor top refrigerator, *ASHRAE Journal*, September, pp.49-55
- Hughmark, G.A., 1962, Hold up in gas-liquid flow, *Chemical Engineering Progress*, Vol.58, No.4, pp.62-65
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 1990, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA.
- Iragorry, J., Tao, Y.-X., Jia, S., 2004, A critical review of properties and models for frost formation analysis, *Journal of HVAC&R Research*, Vol.10, No.4, pp.393-420
- ISO Standard 8561, 1995, Household frost-free refrigerating appliances – Refrigerators, refrigerator-freezers, frozen food storage cabinets and food freezers cooled by internal forced air circulation – Characteristics and test methods, International Organisation for Standardisation, Geneva, Switzerland
- Jabardo, J.M.S., Bandarra Filho, E.P., Lima, C.U.S., 1999, New correlation for convective boiling of pure and halocarbon refrigerants flowing in horizontal tubes, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, Vol.XXI, No.2, pp.245-258
- Jakobsen, A., 1995, *Energy optimisation of refrigeration systems: the domestic refrigerator – a case study*, Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark
- James, K.A., James, R.W., Dunn, A., 1986, *A critical survey of dynamic mathematical models of refrigeration systems and heat pumps and their components*, Technical Memorandum No.97, Institute of Environmental Engineering, Polytechnic of The South Bank, London, UK
- Jansen, M.J.P., de Wit, J.A., Kuijpers, L.J.M., 1992, Cycling losses in domestic appliances: an experimental and theoretical analysis, *International Journal of Refrigeration*, Vol.15, No.3, pp.152-158
- Jansen, M.J.P., Kuijpers, L.J.M., de Wit, J.A., 1988, Theoretical and experimental investigation of a dynamic model for small refrigerating systems, *IIR/IIF Meeting at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.245-255
- Jia, X., Tso, C.P., Chia, P.K., Jolly, P., 1995, A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator, *International Journal of Refrigeration*, Vol.18, No.5, pp.336-342

- Judge, J., Radermacher, R., 1997, A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.20, No.4, pp.244-255
- Jung, D., Radermacher, R., 1994, Prediction of heat transfer coefficients of various refrigerants during evaporation, *ASHRAE Transactions*, Paper 3492, pp. 48-53
- Jung, D., Song, K.-H., Cho, Y., Kim, S.-J., 2003, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol.26, pp. 4-11
- Kakaç, S., Shah, R.K., Aung, W., 1987, *Handbook of single-phase convective heat transfer*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA
- Kandlikar, S.G., 1990, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.112, pp.219-228
- Karatas, H., Dirik, E., Derbentli, T., 1996, An experimental study of air-side heat transfer and friction factor correlations on domestic refrigerator finned-tube evaporators coil, *International Refrigeration Conference at Purdue*, West-Lafayette, IN, USA, pp.465-470
- Kim, M., Kim, M.S., Chung, J. D., 2004, Transient thermal behavior of a water heater system driven by a heat pump, *International Journal of Refrigeration*, Vol.27, pp.415-421
- Klein, F.H., 1998, *Desenvolvimento de um código computacional para análise do desempenho de refrigeradores domésticos*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Klein, S.A., 2004, *Engineering Equation Solver*, Version 7.187-3D, F-Chart software, Madison, WI, USA
- Kotas, T.J., 1995, *The exergy method of thermal plant analysis*, Krieger Publishing Company, Malabar, FL, USA
- Leducq, D., Guilpart, J., Trystram, G., 2003, Application of a reduced dynamic model to the control of a refrigerating cycle, *IIR/IIF International Congress of Refrigeration*, Washington DC, USA, ICR-277, CD-ROM
- Lee, S., Singh, R., Moran, M.J., 1984, First law analysis of a compressor using a computer simulation model, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.577-586
- Lee, T.-H., Lee, J.-S., Oh, S.-Y., Lee, M.-Y., Lee, K.-S., 2002, Comparison of air-side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators, *International Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, R16-5, CD-ROM
- LeFevre, E.J., Ede, A.J., 1956, Laminar free convection from the outer surface of a vertical circular cylinder, *International Congress of Applied Mechanics*, Brussels, Belgium, Vol.4, pp.175-183
- Lei, Z., Zaheeruddin, M., 2005, Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, Vol.25, pp.2258-2271
- Lemmon, E.W., McLinden, M.O., Klein, S.A., Peskin, A.P., 1998, REFPROP thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures, *NIST Standard Database 23*, Version 6.0, Gaithersburg, MD, USA
- Lockhart, R.W., Martinelli, R.C., 1949, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 45, No.1, pp.39-48
- Lunardi, M.A., 1991, *Simulação numérica do comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- MacArthur, J.W., 1984, Transient heat pump behaviour: A theoretical investigation, *International Journal of Refrigeration*, Vol.7, No.2, pp.123-132

- MacArthur, J.W., Grald, E.W., 1989, Unsteady compressible two-phase model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data, *International Journal of Refrigeration*, Vol.12, pp.29-41
- McQuinston, F.C., Parker, J.D., 1994, *Heating, ventilating, and air conditioning analysis and design*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA
- Melo, C., 1992, *Modelação de tubos capilares adiabáticos: uma análise crítica*, Monografia, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Melo, C., Boeng, J., Piucco, R.O., Barnwager, A., 2005, *Bancada experimental para avaliação do desempenho de evaporadores do tipo no-frost*, Relatório de Pesquisa UFSC/Multibrás, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Boabaid Neto, C., 1999, Empirical correlations for the modelling of HFC-134a flow through adiabatic capillary tubes, *ASHRAE Transactions*, Vol.105, Part 2, pp.51-59
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Boabaid Neto, C., Gonçalves, J.M., Pereira, R.H., Thiessen, M.R., 1994, Evaluation of HC-600a, HFC-134a and CFC-12 mass flow rates through capillary tubes, *New Applications to Reduced Global Warming and Energy Consumption Conference*, Hannover-Germany, May 10-13, pp. 621-630
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Negrão, C.O.R., Pereira, R.H., 1988, Dynamic behaviour of a vapour compression refrigerator: a theoretical and experimental analysis, *IIR/IIF Meeting at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.98-106
- Melo, C., Vieira, L.A.T., Pereira, R.H., 2002, Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 14, pp. 1661-1672
- Melo, C., Waltrich, M., Piucco, R.O., 2004, *Avaliação do desempenho de evaporadores no-frost*, Relatório de Pesquisa UFSC/Multibrás, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Mezavila, M.M., 1995, *Simulação do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares não-adiabáticos*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Milanezi, G.B., Melo, C., 2003, *Análise experimental de condensadores arame-sobre-tubo confinados e com movimentação de ar*, Relatório de Pesquisa UFSC/Embraco, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W., 1985, Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner: modeling of start-up transients, *ASHRAE Transactions*, Vol.91, Part 2, pp.427-444
- Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W., 1986, Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner: modeling of shutdown transients, *ASHRAE Transactions*, Vol.92, Part 2, pp.186-202
- Nagengast, B., 1996, History of sealed refrigeration systems, *ASHRAE Journal*, January, pp.S37-S48
- Negrão, C.O.R., Melo, C., 1999, Numerical shortcomings of the capillary tube-suction line heat exchanger, *IIR/IIF International Congress of Refrigeration*, Sydney, Australia, CD-ROM
- Nyers, J., Stoyan, G., 1994, A dynamical model adequate for controlling the evaporator of a heat pump, *International Journal of Refrigeration*, Vol.17, No.2, pp.101-108
- Panek, J., 1992, *Evaporation heat transfer and pressure drop in ozone-safe refrigerants and refrigerant-oil mixtures*, M.S. thesis, University of Illinois at Urbana-Campaign, Urbana, IL, USA
- Papanek, W.J., Witzell, O.W., Fontaine, W.E., 1959, Convective films evaluated for wire and tube heat exchanger, *ASHRAE Journal*, June, pp.35-37

- Pate, M.B., Tree, D.R., 1984, A linear quality model for capillary tube-suction line heat exchangers, *ASHRAE Transactions*, Vol.90, Part 2A, pp.3-17
- Petzold, L.R., Brenan, K.E., Campbell, S.L., 1996, *Numerical solution of initial-value problems in differential-algebraic equations*, Classics in Applied Mathematics Vol.14, Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, PA, USA
- Ploug-Sørensen, L., Fredsted, J.P., Willatzen, M., 1997, Improvements in the modelling and simulation of refrigeration systems: aerospace tools applied to a domestic refrigerator, *Journal of HVAC&R Research*, Vol.3, No.4, pp.387-403
- Potker, C., Melo, C., 2002, *Ajuste de curvas para o fluxo de massa e a potência consumida em compressores. Parte I*, Relatório de Pesquisa UFSC/Embraco, Florianópolis, SC, Brasil
- Prata, A.T., Ferreira, R.T.S., Fagotti, F., Todescat, M.L., 1994, Heat transfer in a reciprocating compressor, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.605-610
- Premoli, A., Francesco, D., Prina, A., 1971, A dimensional correlation for evaluating two-phase mixture density, *La Termotecnica*, Vol.25, No.1, pp.17-26
- Press, W.H., Vetterling, W.T., Teukolsky, S.A., Flannery, 1995, *Numerical recipes in Fortran 77: the art of scientific computing*, Cambridge University Press, Cambridge, UK
- Radermacher, R., Gercek, E., Aute, V.C., 2005, Transient simulation tool for refrigeration systems, *IIR Conference on Commercial Refrigeration*, Vicenza, Italy, pp.349-355
- Rajendran, N., Pate, M.B., 1986, A computer model of the start-up transients of a vapor-compression refrigeration system, *IIR/IIF Meeting at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.129-140
- Raznjevic, K., 1976, *Handbook of thermodynamic tables and chart*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, USA
- Rice, C.K., 1987, The effect of void fraction correlation and heat flux on refrigerant charge inventory predictions, *ASHRAE Transactions*, Vol.93, Part 1, pp. 341-367
- Rossi, T., Braun, J.E., 1999, A real-time transient model for air conditioners, *IIR/IIF International Congress of Refrigeration*, Sydney, Australia, CD-ROM
- Sami S M., Duong T N., Mercadier Y., Galanis N. 1987, Prediction of transient response of heat pumps, *ASHRAE Transactions*, Vol.93, Part 2, pp.471-490
- Schmid, A.C., 1994, *Desenvolvimento de modelo matemático de dimensionamento de evaporadores no-frost*, Relatório Interno, Multibrás S.A. Eletrodomésticos, Joinville, SC, Brasil
- Schmidt, T.E., 1945, *La Production Calorifique dès Surfaces Munies D'ailettes*, Bulletin de L'Institut International du Froid, Annexe G-5
- Seixlack, A.L., 1996, *Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares*, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Shah, M.M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation in tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 88, pp.185-196
- Shampine, L.F., Gordon, M.K., 1975, *Computer solution of ordinary differential equations. The initial value problem*, W.H. Freeman and Company, San Francisco, CA, USA
- Shao, D.W., Granryd, E., 1995, Heat transfer and pressure drop of HFC-134a – oil mixtures in a horizontal condensing tube, *International Journal of Refrigeration*, Vol.18, No.8, pp.524-533

- Sinpi boon, S., Wongwises, S., 2002, Numerical investigation of refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes, *Applied Thermal Engineering*, Vol.22, pp. 2015-2032
- Stevanovic, V.D., Jovanovic, Z.L., 2000, A hybrid method for the numerical prediction of enthalpy transport in fluid flow, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.27, No.1, pp.23-34
- Stoecker, W.F., 1971, A generalized program for steady-state system simulation, *ASHRAE Transactions*, Vol.77, Part 1, pp.140-148
- Stoecker, W.F., Jones, J.P., 1985, *Refrigeração e ar condicionado*, McGraw-Hill, São Paulo, Brasil
- Tanda, D.W., Tagliafico, L., 1997, Radiation and natural convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers in refrigeration appliances, *International Journal of Refrigeration*, Vol.20, No.7, pp.461-469
- Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P., 1985a, A void fraction model for annular two-phase flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, No.1, pp.191-198
- Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P., 1985b, Heat transfer during convection condensation inside horizontal tube, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, Number 3, pp.210-214
- Thom, J.R.S., 1964, Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.7, pp.709-724
- Thome, J.R., 2005, Update on advances in flow pattern based two-phase heat transfer models, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 29, pp.314-349
- Vargas, J.V.C., Parise, J.A.R., 1995, Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control, *International Journal of Refrigeration*, Vol.18, No.4, pp.235-243
- Vidmar, V., Gaspersic, B., 1991, Dynamic simulation of domestic refrigerators with refrigerants R12 and R134a, *International Congress of Refrigeration*, Montreal, Canada, pp.1250-1254
- Wallis, G.B., 1969, *One-dimensional two-phase flow*, McGraw-Hill, New York, NY, USA
- Wang, H., 1991, *Modelling of a refrigerating system coupled with a refrigerated room*, Ph.D. thesis, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands
- Wattelet, J.P., 1994, *Heat transfer flow regimes of refrigerants in a horizontal-tube evaporator*, Ph.D. thesis, University of Illinois at Urbana-Campaign, Urbana, IL, USA
- Wedekind, G.L., Bhatt, B.L., Beck, B.T., 1978, A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two-phase evaporating and condensing flows, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.4, pp.97-114
- Wedekind, G.L., Stoecker, W.F., 1968, Theoretical model for predicting the transient response of the mixture-vapour transition point in horizontal evaporating flow, *ASME Journal of Heat Transfer*, February, pp.165-174
- Willatzen, M., Pettit, N.B.O.L., Ploug-Sorensen, L., 1998a, A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: Moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange, *International Journal of Refrigeration*, Vol.21, No.5, pp.398-403
- Willatzen, M., Pettit, N.B.O.L., Ploug-Sorensen, L., 1998b, A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: Simulation and control of an evaporator, *International Journal of Refrigeration*, Vol.21, No.5, pp.403-414
- Wongwises, S., Disawas, S., Kaewon, J., Onurai, C., 2000, Two-phase evaporative heat transfer coefficients of refrigerant HFC-134a under forced flow conditions in a small horizontal tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.27, No.1, pp.35-48

- Xu, X., 1996, *Modélisation Dynamique d'un Système Frigorifique Domestique à Compression de Vapeur*, These de doctorat, Centre d'Energétique, Ecole des Mines de Paris, Paris, France
- Yashar, D.A., Newell, T.A., Chato, J.C., Graham, D.M., Kopke, H.R., Wilson, M.J., 2001, An investigation of refrigerant void fraction in horizontal, microfin tubes, *Journal of HVAC&Research*, Vol.7, No.1, pp.67-82
- Yasuda, H. Touber, S., Machielsen, C.H.M., 1983, Simulation model of a vapor compression refrigeration system, *ASHRAE Transactions*, Vol. 89, Part 2, pp.408-425
- Yu, B.F., Wang, Z.G., Yue, B, Han, B.Q., Wang, H.S., Chen, F.X., 1995, Simulation computation and experimental investigation for on-off procedure of refrigerator, *International Congress of Refrigeration*, The Hague, Netherlands, Vol.3, pp.546-553
- Yuan, X., Chen, Y., Xu, D.G., Yian, L.X., 1991, A computer simulation and experimental investigation of the working process of a domestic refrigerator, *International Congress of Refrigeration*, Montreal, Canada, pp.1198-1202
- Yuan, X., O'Neil, D.L., 1994a, Development of a transient simulation model of a freezer part I: model development, *International Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.213-218
- Yuan, X., O'Neil, D.L., 1994b, Development of a transient simulation model of a freezer part II: comparison of experimental data with model, *International Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, pp.219-224
- Zangari, J.M., 1998, *Análise experimental de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Zivi, S.M., 1964, Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production, *ASME Journal of Heat Transfer*, Series C, Vol.86, pp.247-252

APÊNDICE I

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO REFRIGERADOR

Neste apêndice estão sumarizadas as características geométricas dos componentes do refrigerador em estudo, dados de entrada para o programa de simulação. Os valores geométricos foram obtidos a partir dos desenhos fornecidos pelo fabricante, que não podem ser publicados por motivos de confidencialidade. São também descritas as metodologias empregadas para medir os volumes internos do compressor e da unidade selada e o diâmetro do tubo capilar.

Características Geométricas do Refrigerador

- Modelo: Brastemp BRM-44
- Tipo: degelo automático (*frost-free*)
- Carga nominal de refrigerante: 95g de HFC-134a (1,1,1,2 Tetrafluoretano)
- Volume interno do gabinete (nominal): 440 litros
- Volume interno da unidade selada (com compressor): 3,2 litros
- Tensão e frequência (nominais): 220-240V / 50-60Hz

Compressor

- Modelo: Embraco FFV8,5HAK
- Tipo: hermético alternativo
- Volume do cilindro: 7,15 cm³

- Diâmetro do pistão: 22,5 mm
- Curso do pistão: 18,0 mm
- Rotação do motor: 58,8 Hz
- Diâmetro do orifício de sucção: 6,5 mm
- Diâmetro do orifício de descarga: 5,0 mm
- Volume morto: 130 mm³
- Área da carcaça: 1,335 dm²
- Volume interno das carcaça: 2,730 cm³
- Volume de óleo: 280 cm³
- Tipo de óleo: Freol RL10H
- Massa total (com óleo): 11,275 kg
- Capacidade térmica total, considerando-se os diferentes materiais dos componentes internos: 6,5 kJ/K

Condensador

- Tipo: arame-sobre-tubo
- Material: aço
- Comprimento da serpentina (sem a linha de descarga): 12,06 m
- Comprimento da linha de descarga: 1,65 m
- Altura do condensador / comprimento dos arames: 1200 mm
- Largura do condensador: 480 mm
- Diâmetro interno: 3,34 mm
- Diâmetro externo: 4,76 mm
- Raio de curvatura da serpentina: 30 mm
- Número de passes da serpentina: 21
- Diâmetro das aletas: 1,4 mm
- Espaçamento entre as aletas: 6 mm (entre arames de lados alternados do tubo)
- Número de aletas: 90
- Emissividade da tinta: 0,81
- Volume do filtro secador (vazio): 0,011 litros
- Capacidade térmica, considerando-se a massa do condensador: 1,1 kJ/K

Trocador de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção

- Tipo: concêntrico
- Material: cobre
- Diâmetro externo do tubo capilar: 1,90 mm
- Diâmetro interno do tubo capilar: 0,63 mm (nominal) e 0,655 mm (medido)
- Comprimento total do tubo capilar: 2,7 mm
- Comprimento da região de entrada: 0,898 m
- Comprimento do trocador de calor: 1,622 m

- Comprimento da região de saída: 0,180 m
- Comprimento do trecho adjacente ao compressor: 45,0 mm
- Diâmetro interno da linha de sucção: 7,14 mm
- Diâmetro externo da linha de sucção: 7,94 mm

Evaporador

- Tipo: tubo-aletado
- Material: alumínio
- Comprimento da serpentina: 7,814 m
- Diâmetro interno: 6,67 mm
- Diâmetro externo: 7,94 mm
- Espaçamento entre tubos: 19,2 mm (vertical) x 11,1 mm (horizontal)
- Número de passes de tubo: 10 (vertical) x 2 (horizontal)
- Espaçamento entre aletas: 6,35 mm
- Dimensões das aletas maiores: 192,5 mm (altura) x 59,5 mm (profundidade) x 0,15 mm (espessura)
- Dimensões das aletas menores: 134,8 mm (altura) x 59,5 mm (profundidade) x 0,15 mm (espessura)
- Dimensões dos suportes: 143,3 mm (altura) x 59,5 mm (profundidade) x 0,8 mm (espessura)
- Número de aletas: 23 grandes, 24 pequenas e 2 suportes laterais
- Área total de superfície das aletas grandes: 0,5325 m²
- Área de superfície das aletas pequenas: 0,4938 m²
- Área de superfície dos suportes laterais: 2,744 dm²
- Área de face: 2,285 dm²
- Área mínima de passagem: 1,662 dm²
- Volume interno do acumulador: 0,046 litros

Gabinete

- Volume do congelador: 127,8 litros
- Volume do refrigerador: 363,4 litros
- Volume do plenum: 11,8 litros
- Dimensões externas: 1798 mm (altura) x 690 mm (largura) x 620 mm (profundidade)
- Dimensões internas do congelador: 478 mm (altura) x 560 mm (largura) x 490 mm (profundidade)
- Dimensões internas do refrigerador: 1166 mm (altura) x 597 mm (largura) x 526 mm (profundidade)
- Espessura da travessa: 90,0 mm
- Espessura equivalente do congelador: 65,1 mm
- Espessuras equivalente do isolamento: 46,5 mm
- Material do isolamento: poliuretano expandido com ciclo-isopentano
- Massa do revestimento plástico do congelador: 2,56 kg
- Massa do revestimento plástico do refrigerador: 5,42 kg
- Massa total de poliuretano expandido: 10,25 kg

Propriedades Termofísicas dos Materiais de Construção

A Tabela 28 sumariza as propriedades termofísicas dos materiais de construção empregados em refrigeradores domésticos. Os valores foram obtidos de Raznjevic (1976) para uma temperatura de referência de 25°C.

Tabela 28 Propriedades termofísicas de alguns materiais sólidos a 25°C (Raznjevic 1976)

Material	Massa Específica [kg/m ³]	Calor Específico [J/kg.K]	Condutividade Térmica [W/m.K]
Alumínio	2700	879	229
Aço	7850	477	50
Cobre	8930	379	332
PU ciclo-isopentano	34,5	1460	0,0214
Plástico	1040	1350	0,16

Medição do Volume Interno do Compressor e do Sistema

Os volumes internos do compressor e do sistema selado foram obtidos através do princípio de expansão isotérmica ($T_i=T_f$) de um gás a partir de um volume padrão, V_p , como esquematizado na Figura 102. Assumindo que o gás é ideal e que há um vácuo perfeito no aparato, pode-se calcular o volume do componente da seguinte forma:

$$\frac{p_i V_p}{T_i} = \frac{p_f V_f}{T_f} \Rightarrow V_f = V_p \left(\frac{p_i}{p_f} - 1 \right) \quad (166)$$

onde V_m é o volume que se deseja medir, p_i e T_i as condições de pressão e temperatura antes da expansão, enquanto p_f e T_f são as condições de equilíbrio depois de ocorrido o processo.

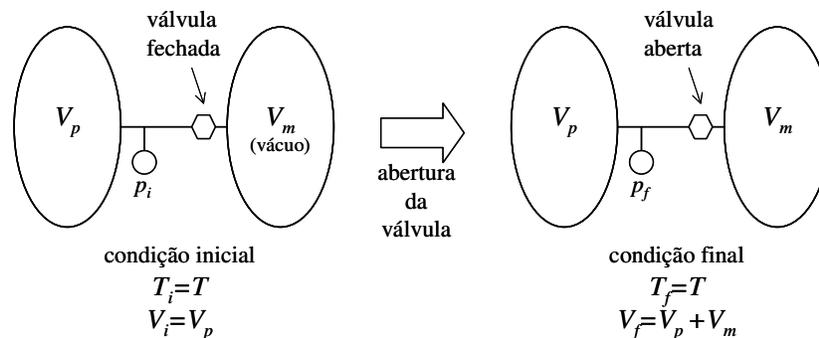


Figura 102 Princípio de medição de volume através da expansão isotérmica de um gás ideal

A exemplo de Gonçalves (2004), as medições foram conduzidas empregando-se nitrogênio como fluido de trabalho a uma pressão próxima a 10 bar. Um cilindro de aço inoxidável com volume interno de 300 ml foi utilizado como padrão. O vácuo inicial foi mantido em torno de 30 Pa. As pressões foram medidas por um transdutor de pressão absoluta semelhante ao empregado nos testes com o refrigerador (Apêndice II). Gonçalves (2004) estimou uma incerteza de medição de $\pm 2\%$.

Medição do Diâmetro Interno do Tubo Capilar

A medição do diâmetro interno do tubo capilar exige alguns cuidados especiais, uma vez que afeta substancialmente o desempenho do refrigerador. Adotou-se aqui a metodologia apresentada por Gonçalves (2004), que se baseia em um processo ótico que utiliza uma mesa micrométrica, um microscópio ótico e uma amostra de 4 tubos embutidos em resina acrílica, cortada e polida para garantir a qualidade das medições. Foram empregados 4 pedaços de tubo removidos das extremidades do tubo capilar. Cada amostra foi medida 6 vezes em ângulos de 0, 30, 60, 90, 120 e 150°, de modo que o diâmetro é dado pela média aritmética dessas medidas. Resina foi injetada no interior dos tubos para evitar danos à amostra durante o processo de polimento. Gonçalves (2004) estimou uma incerteza de $\pm 15 \mu\text{m}$ para tal procedimento.

APÊNDICE II

CÂMARA DE TESTES E INSTRUMENTAÇÃO DO REFRIGERADOR

A Câmara de Ensaio

A câmara de testes empregada é capaz de manter a temperatura e a umidade do ambiente respectivamente nas faixas de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ e $\pm 5\%$, com velocidades inferiores à $0,25\text{m/s}$, segundo recomendações da norma ISO 8561 (1995). A câmara opera com temperaturas entre -10 e 60°C e com umidades de 30% a 100% . Um esquema do posicionamento do refrigerador no interior da câmara de testes é mostrado na Figura 103. Além dos sistemas de resfriamento e circulação de ar, o controle da temperatura requer um sistema de aquecimento constituído por um banco de resistências elétricas, enquanto a umidade é controlada pela ação de uma resistência elétrica submersa em água.

O sistema de controle de temperatura é relativamente simples. As temperaturas do ar no interior da câmara são lidas por quatro termopares localizados no interior do forro falso, enquanto a umidade relativa é medida através de uma sonda capacitiva posicionada no centro geométrico do forro. O controle é realizado através de dispositivos controladores PID (Proportional-Integral-Derivativo), capazes de variar continuamente a corrente enviada às resistências elétricas conforme o sinal recebido,

enquanto o sistema de resfriamento é posto a operar continuamente, na sua condição de máxima capacidade. Mais detalhes podem ser obtidos em Clezar et al. (1996).

Instrumentação do Refrigerador

A medição das temperaturas foi realizada através de cabos de compensação tipo T, com incertezas de medição na faixa de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$, posicionados como indicado na Tabela 29. Para medição das pressões de sucção e descarga do compressor foram utilizados dois transdutores de pressão absoluta, do tipo *straingage*, cujas faixas de operação/incertezas de medição são, respectivamente, 0-10bar/ $\pm 2\text{mbar}$ e 0-20bar/ $\pm 4\text{mbar}$. Tanto os transdutores utilizados para a medição da tensão e da corrente como o transdutor para a leitura da potência possuem incertezas na faixa de $\pm 0,1\%$. A aquisição de sinais foi realizada através do sistema HP75000 de 112 canais.

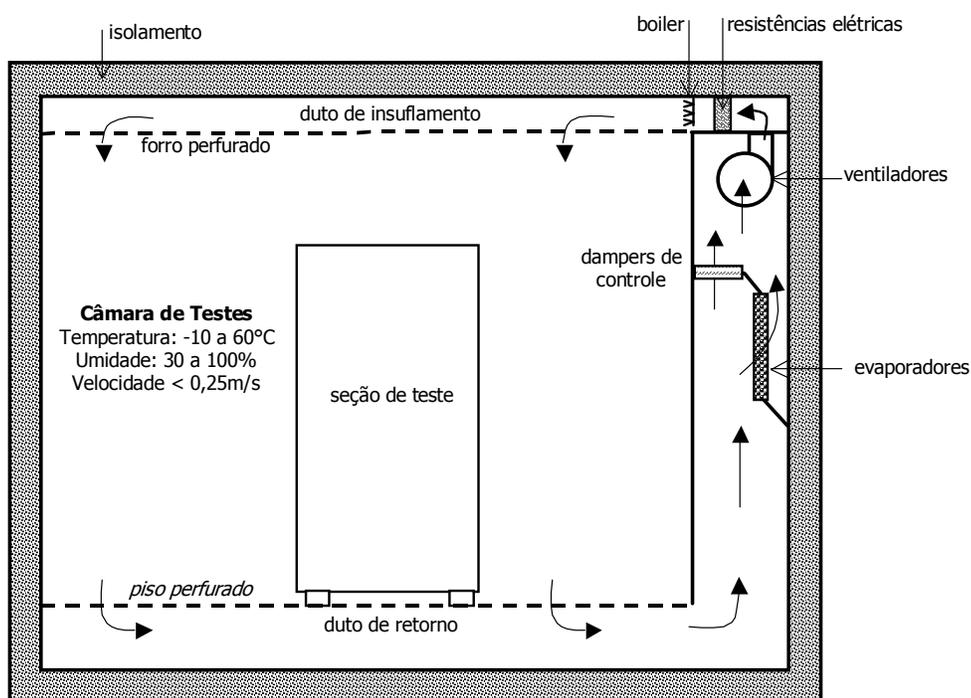


Figura 103 Esquema da câmara de testes

O refrigerador sofreu as seguintes modificações em relação à sua configuração original:

- A unidade de controle eletrônico foi substituída por um termostato programável, empregado para ligar e desligar o compressor e o ventilador de acordo com a temperatura do plenum;

- A exemplo de Gonçalves (2004), um *by-pass* foi instalado na saída do condensador, de modo que o tubo de aquecimento do flange foi eliminado;
- O sistema de degelo foi desativado;
- Todas as gavetas e prateleiras internas foram removidas.

Tabela 29 Pontos de medição do refrigerador: T-temperatura; P-pressão; W-potência

T1	Topo do compressor	T31	Retorno do refrigerador
T2	Passador descarga (superfície)	T32	Base Refrigerador
T3	Entrada condensador (superfície)	T33	Topo Refrigerador
T4	Meio condensador (superfície)	T34	Ambiente refrigerador 1
T5	Saída condensador (superfície)	T35	Ambiente refrigerador 2
T6	Saída do filtro secador	T36	Ambiente refrigerador 3
T7	Ar na entrada condensador	T37	Ambiente refrigerador 4
T8	Ar na saída condensador	T38	Ambiente refrigerador 5
T9	Entrada evaporador (superfície)	T39	Fundo refrigerador 1
T10	Meio evaporador (superfície)	T40	Fundo refrigerador 2
T11	Saída evaporador (superfície)	T41	Fundo refrigerador 3
T12	Saída acumulador (superfície)	T42	Fundo refrigerador 4
T13	Passador sucção (superfície)	T43	Fundo refrigerador 5
T14	Ar entrada evaporador (esquerda)	T44	Nicho do compressor
T15	Ar entrada evaporador (meio)	T45	Lateral refrigerador 1
T16	Ar entrada evaporador (direita)	T46	Lateral refrigerador 2
T17	Ar saída evaporador (esquerda)	T47	Lateral refrigerador 3
T18	Ar saída evaporador (meio)	T48	Lateral refrigerador 4
T19	Ar saída evaporador (esquerda)	T49	Lateral refrigerador 5
T20	Termostato	T50	Lateral refrigerador 6
T21	Plenum	T51	Porta refrigerador 1
T22	Grelha superior	T52	Porta refrigerador 2
T23	Grelha inferior	T53	Porta refrigerador 3
T24	Ambiente congelador	T54	Porta refrigerador 4
T25	Retorno congelador	T55	Porta refrigerador 5
T26	Insuflamento refrigerador 1	T56	Fundo do congelador
T27	Insuflamento refrigerador 2	T57	Porta do congelador
T28	Insuflamento refrigerador 3	T58	Lateral congelador
T29	Insuflamento refrigerador 4	T59	Topo congelador
T30	Insuflamento refrigerador 5	T60	Ambiente externo
Ps	Pressão sucção compressor	Wv	Potencia ventilador
Pd	Pressão descarga compressor	Wc	Potencia compressor

As fotografias que seguem mostram o posicionamento de alguns dos termopares no interior dos compartimentos do refrigerador. Considerou-se uma distribuição simétrica de temperatura tanto para as paredes como para os bocais de insuflamento de ar no compartimento refrigerador, de modo que os termopares foram instalados alternadamente em cada nível.

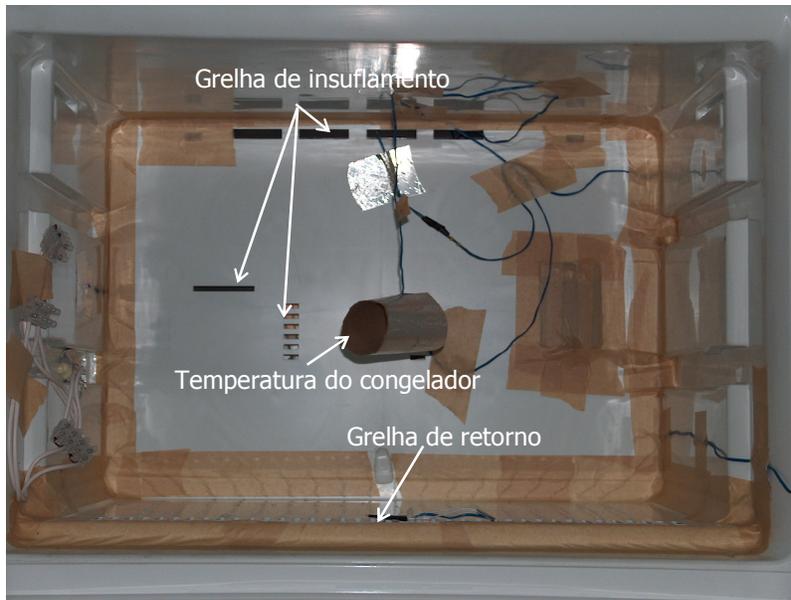


Figura 104 Instrumentação do congelador

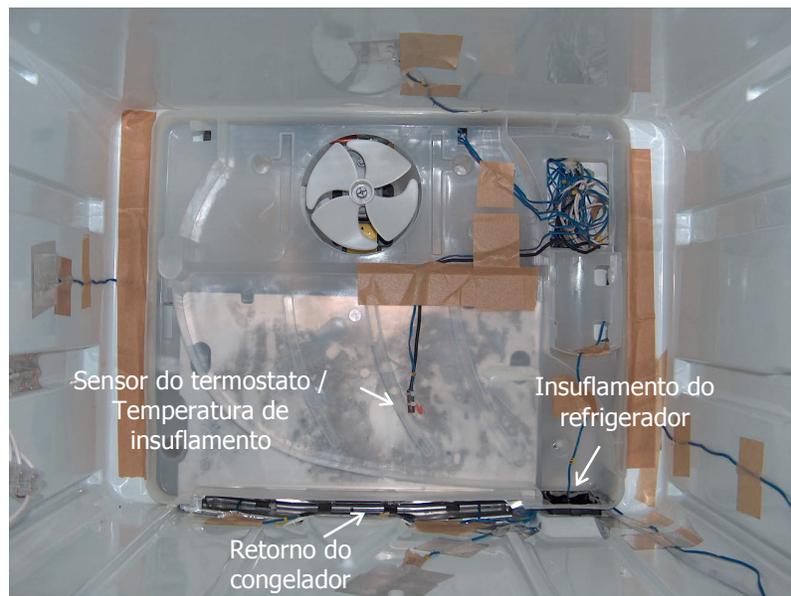


Figura 105 Instrumentação do plenum

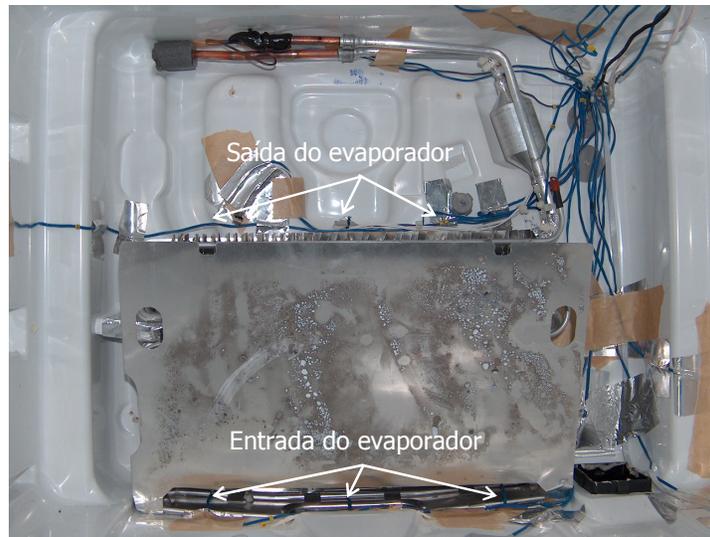


Figura 106 Instrumentação do evaporador

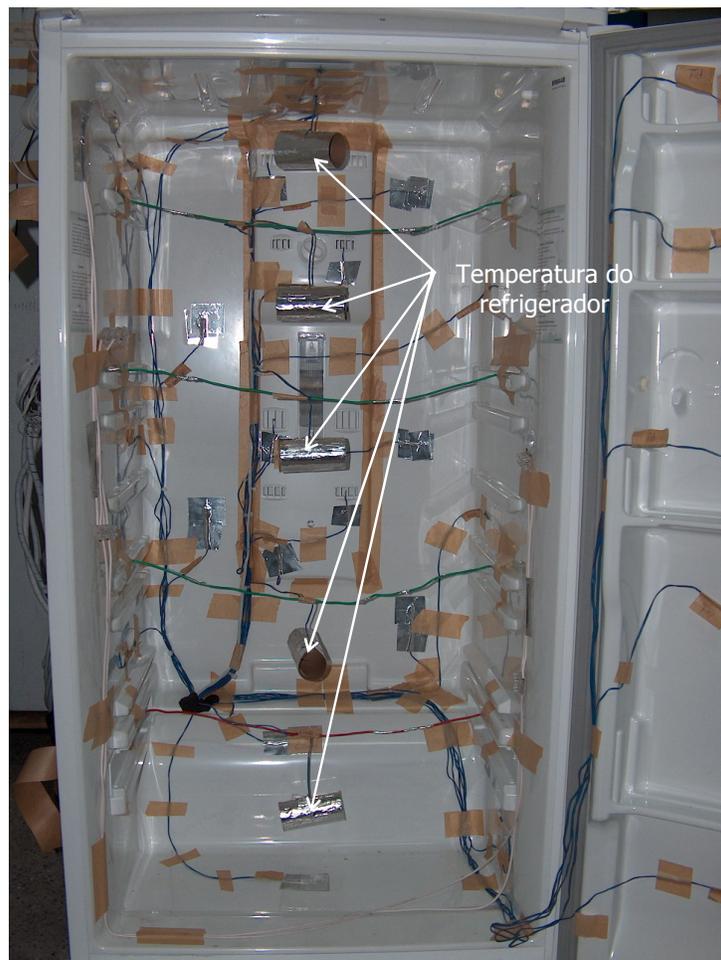


Figura 107 Instrumentação do refrigerador

APÊNDICE III

SELEÇÃO DA CARGA DE REFRIGERANTE

Motivação

A quantidade de refrigerante no interior do sistema de refrigeração influencia não só o comportamento do sistema, mas também o seu ponto de equilíbrio. A quantidade é considerada ótima quando não há superaquecimento no evaporador e tanto as temperaturas dos compartimentos refrigerados como a potência consumida são mínimas.

Procedimento de Ensaio

O sistema é evacuado e o óleo é desumidificado. O refrigerador é posicionado na câmara de testes, cuja temperatura é mantida constante a 32°C. O refrigerador é ligado com uma carga inicial de refrigerante e monitorado até a condição de regime permanente, onde as variáveis de interesse são registradas. Uma carga adicional é aplicada ao sistema e o procedimento se repete até que: (i) o acumulador de sucção esteja totalmente repleto de mistura bifásica; ou (ii) uma carga pré-definida seja obtida. Tendo em vista que a carga nominal do refrigerador BRM-44 é de 95g±5g, partiu-se de uma carga de 75g até 145g com passo de 10g.

Resultados

Os resultados obtidos estão sumarizados na Tabela 30, que mostra as pressões de sucção e de descarga, a potência consumida no compressor, o superaquecimento no evaporador e a temperatura do compartimento congelador. Devido à ação do damper, a temperatura do compartimento refrigerador permaneceu praticamente constante para as cargas testadas.

Optou-se por uma carga de 85g, já que o evaporador está completamente preenchido nesta condição, a temperatura do congelador é mínima e a potência consumida ainda é baixa. Uma região de vapor superaquecido é observada para 75g, o que explica os valores mais elevados para a temperatura do congelador. Essa temperatura atinge um mínimo com o total preenchimento do evaporador a 85g, mas volta a crescer à medida que a pressão de sucção aumenta. A potência cresce à medida que a carga de refrigerante aumenta, acompanhando as pressões. O aumento do grau de superaquecimento se deve ao aumento da perda de carga no evaporador à medida que a vazão de refrigerante cresce com a pressão de evaporação.

Tabela 30 Resultados do teste de determinação de carga de refrigerante

Carga de refrigerante [g]	Pressão de descarga [bar]	Pressão de sucção [bar]	Potência no compressor [W]	Temperatura do congelador [°C]	Superaquecimento [°C]
75	12,35	0,73	104,1	-25,8	4,6
85	12,38	0,73	104,8	-27,9	0,0
95	12,46	0,74	105,5	-27,9	0,0
105	12,54	0,75	106,9	-27,7	0,1
115	12,49	0,74	106,1	-27,7	0,1
125	12,60	0,76	108,1	-27,5	0,1
135	12,81	0,79	111,9	-26,9	0,4
145	13,24	0,84	118,7	-25,8	0,5

A Figura 108, a seguir, mostra a variação da pressão de descarga em função da pressão de sucção para diferentes quantidades de refrigerante. Os pontos apresentam uma tendência linear, o que era esperado uma vez que o sistema de refrigeração é um sistema termodinâmico fechado, de modo que as pressões se elevam à medida que a massa interna no sistema aumenta.

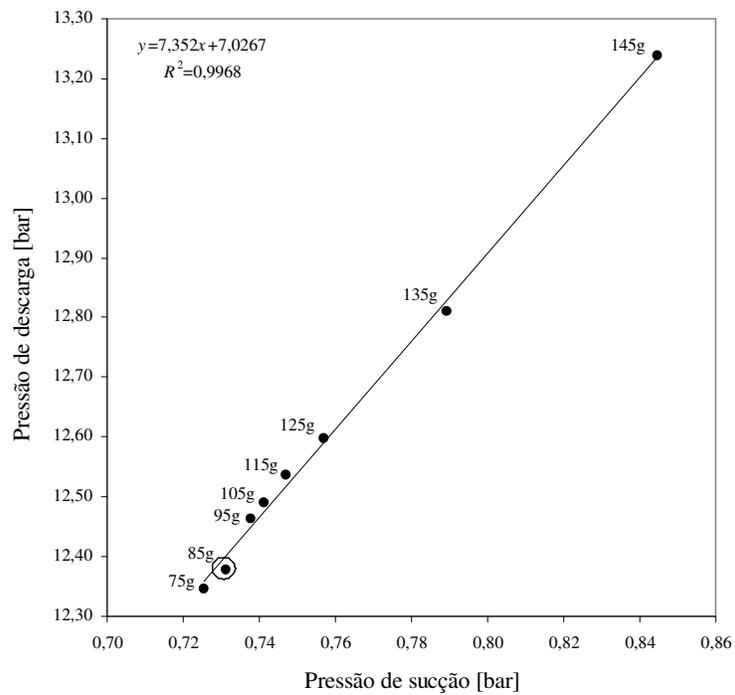


Figura 108 Relação entre pressões de sucção e de descarga para diferentes cargas de refrigerante

APÊNDICE IV

MEDIÇÃO DA VAZÃO DE AR NO INTERIOR DO GABINETE

O Túnel de Vento

Um túnel de vento foi empregado para a medição das vazões de ar que circulam em cada um dos compartimentos refrigerados – congelador e refrigerador. O aparato, cujas características são normalizadas pela ASHRAE Standard 51 (ASHRAE 1999), é composto pela seção de teste, i.e. o compartimento do refrigerador no qual a vazão será medida, e a seção de medição de vazão, onde os bocais responsáveis pela medição da vazão propriamente dita são posicionados, como mostra a Figura 109. Um ventilador auxiliar é posicionado no final do túnel para compensar as perdas de pressão impostas pelo aparato. A temperatura da sala onde a bancada está instalada é controlada por um condicionador de ar de janela na faixa de $\pm 2,0^{\circ}\text{C}$.

A diferença de pressão entre o escoamento a montante e a jusante dos bocais é medida por um transdutor diferencial de pressão de 2 canais, com incertezas inferiores a $\pm 0,1\%$. Enquanto um canal é empregado na medição da diferença de pressão nos bocais, o outro registra a diferença de pressão entre a seção de testes e a atmosfera. A temperatura do ar na região dos bocais é medida por um termistor, com incertezas na faixa de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. Um bocal de 17,45mm (0,687”) foi empregado para

a faixa de vazão do congelador (5-10 L/s), enquanto um bocal de 12,7mm (0,5") foi usado para o refrigerador (0-5 L/s). A incerteza de medição da vazão situa-se na faixa de $\pm 2\%$.

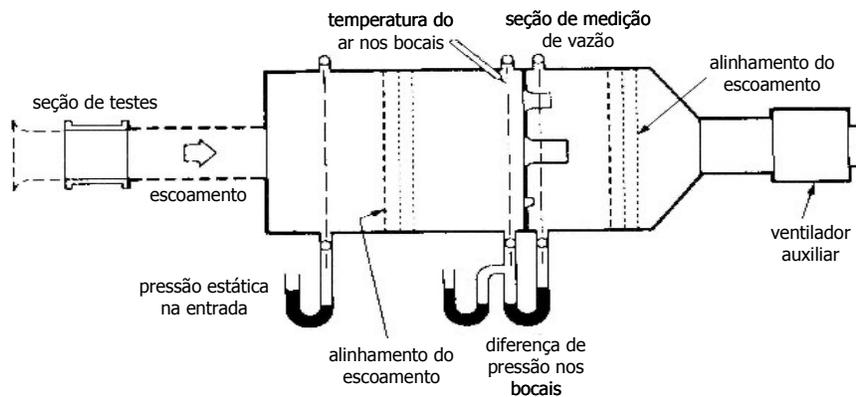


Figura 109 Esquema do túnel de vento (ASHRAE Standard 51 1999)

Instrumentação e Montagem

O refrigerador foi acoplado ao túnel de vento como mostra a Figura 110. A porta do compartimento testado foi substituída por uma cobertura de papelão conectada ao túnel de vento através de um duto plástico flexível, com cerca de 45cm de diâmetro e 2,5m de comprimento. As grelhas de retorno de ar foram mantidas abertas para a atmosfera, fechando o circuito. Enquanto um compartimento foi testado, o outro foi mantido na sua configuração original. Note que tanto as perdas de carga no duto como no túnel propriamente dito são compensadas pelo ventilador auxiliar.

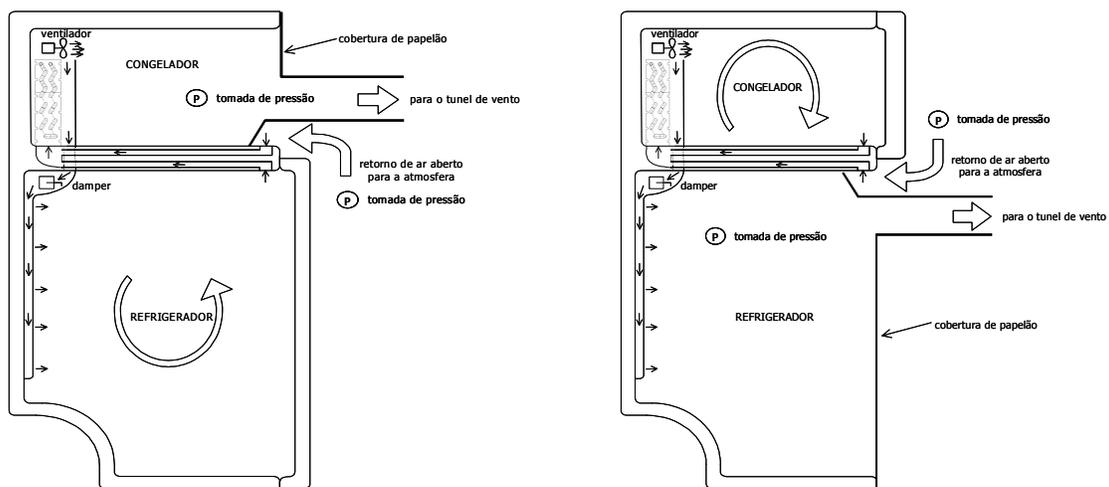


Figura 110 Esquema da montagem para medição de vazão do congelador (esquerda) e do refrigerador (direita)

Durante os testes, as pressões no interior do compartimento foram medidas através de uma árvore, que consiste em um tubo com seis ramificações de 6,35 mm de diâmetro interno e 150 mm de comprimento, cada qual com 20 furos de 0,5 mm de diâmetro ao longo do perímetro (5 seções por ramo, 4 furos por seção). Um aparato semelhante foi empregado para medição da pressão atmosférica.

O damper teve sua posição ajustada através de um parafuso, como mostra a Figura 111. Foram realizados testes para ambos compartimentos, com a posição do damper variando de totalmente fechada para totalmente aberta com seis pontos intermediários.

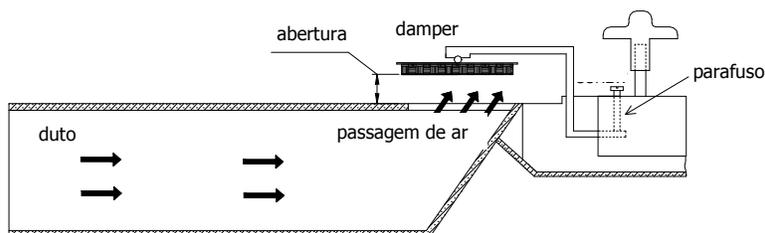


Figura 111 Esquema do ajuste da posição do damper

Procedimento de Ensaio

Antes do início do teste, quando todos os ventiladores estão desligados, o transdutor diferencial de pressão é “zerado”, de modo que a diferença de pressão nos bocais e entre o refrigerador e a atmosfera sejam nulas. Com o damper na posição desejada, os ventiladores são ligados, o que gera uma diferença de pressão entre a atmosfera e o gabinete. A rotação do ventilador auxiliar deve ser ajustada até que essa diferença de pressão se anule. A partir deste ponto, espera-se cerca de 15 min para que o sistema atinja a condição de regime permanente e faz-se três leituras, uma a cada 5 min, da diferença de pressão e da temperatura do ar nos bocais. A média dessas leituras é usada no cômputo da vazão. A aquisição é feita manualmente.

A vazão que circula no compartimento é calculada em função da variação da pressão. A temperatura é usada para corrigir a vazão mássica uma vez que a densidade do ar durante o experimento é diferente daquela observada durante a calibração do bocal. De acordo com a norma ASHRAE Standard 51 (1999), a expressão para determinação da vazão de ar Ω , em [L/s], é dada por:

$$\Omega = 1414 \cdot CAY \sqrt{\Delta p / \rho} \quad (167)$$

onde A é a área na saída do bocal [m^2], C o coeficiente de descarga e Y o coeficiente de expansão do bocal, calculados através das seguintes expressões:

$$Y = 1 - 0,00191 \frac{\Delta p}{\rho T} \quad (168)$$

$$C = 0,9986 - \frac{7,006}{Re^{1/2}} + \frac{134,6}{Re} \quad (169)$$

onde T é dado em [K], Δp em [Pa], ρ em [kg/m^3] e Re é calculado por:

$$Re = 70900 D \sqrt{\Delta p \cdot \rho} \quad (170)$$

Resultados

A tabela abaixo sumariza as vazões obtidas tanto para o refrigerador como para o congelador para cada posição do damper, que foi adimensionalizada de modo que 0 representa o damper totalmente fechado e 100% totalmente aberto. São também mostradas a vazão total – dada pela soma das vazões que circulam em cada compartimento ($\Omega = \Omega_r + \Omega_c$) – e a fração de vazão que circula no congelador ($\Phi = \Omega_c / \Omega$).

Tabela 31 Vazões em função da posição do damper

Posição do Damper, y [%]	Vazão no Refrigerador [L/s]	Vazão no Congelador [L/s]	Vazão Total, Ω [L/s]	Fração de Vazão, Φ [-]
0 (fechado)	0,0	8,3	8,3	1,00
6	0,6	8,1	8,7	0,93
10	1,6	7,7	9,4	0,83
21	2,1	7,3	9,4	0,78
36	2,7	7,4	10,1	0,73
52	2,9	7,1	10,0	0,71
82	3,4	7,2	10,6	0,68
100 (aberto)	3,4	7,0	10,4	0,67

Um ajuste dos dados da tabela anterior fornece as seguintes equações para Ω e Φ em função da posição normalizada do damper, y , cujos coeficientes são mostrados na tabela abaixo.

$$\Phi = \frac{\Omega_c}{\Omega} = a + b \left(1 + \frac{y}{c} \right)^{-d} \quad (171)$$

$$\Omega = \Omega_c + \Omega_r = a + by^{1,5} + cy^2 + d \exp(-y) \quad (172)$$

Tabela 32 Coeficientes dos ajustes para Ω e Φ

Coeficiente	a	b	c	d
Ω	17,55	-8,18	4,46	-9,21
Φ	0,653	0,348	0,148	1,433

As vazões obtidas através dos ajustes são comparadas com os valores medidos nas figuras a seguir, onde se observa uma concordância na faixa de $\pm 2\%$ tanto para a vazão total como para a fração de vazão.

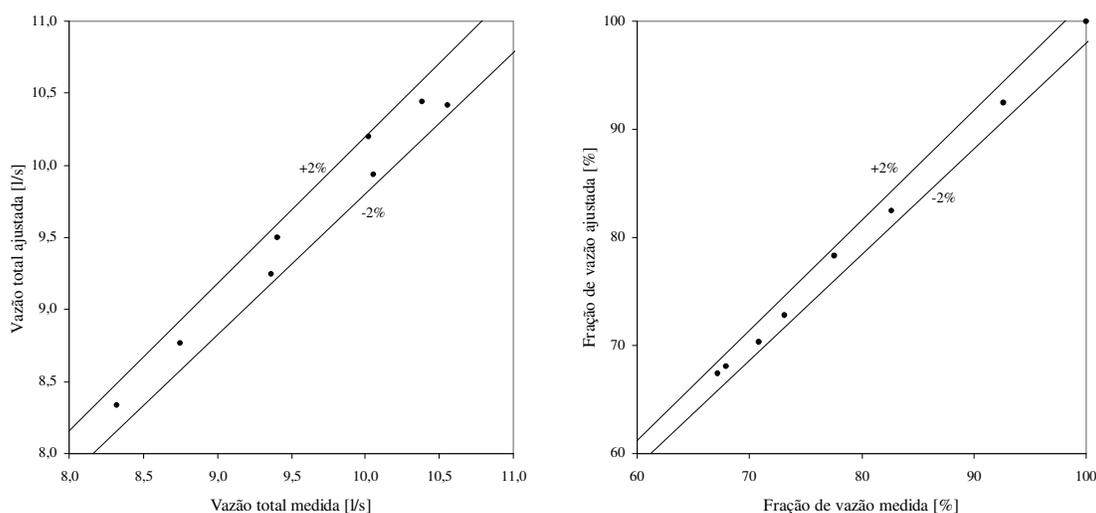


Figura 112 Comparações entre valores calculados e medidos para para Ω e Φ

Relação entre Posição e Temperatura

A relação entre a posição do damper e a temperatura do compartimento refrigerador, onde o bulbo é posicionado, depende de um balanço de forças entre a pressão do refrigerante no interior do bulbo, que por sua vez depende da temperatura do bulbo, e da pressão exercida pela mola, que é controlada pelo usuário. Um came é utilizado para posicionar o damper, de modo que a variação da posição com a temperatura é praticamente linear.

Para verificar esse comportamento, o bulbo do damper foi imerso em um banho termostático, cuja temperatura é controlada em $\pm 0,5^\circ\text{C}$. O banho teve sua temperatura variada de -10 a 15°C , com passo de 1°C . Os resultados obtidos confirmam um comportamento bastante próximo do linear, uma

vez que $R^2 > 0,99$ em ambos os casos. A Tabela 33 fornece os coeficientes linear e angular de um ajuste da posição em função da temperatura.

Tabela 33 Coeficientes dos ajustes para posição em função da temperatura do bulbo

Faixa de Controle	Coef. Linear	Coef. Angular
Mínimo	-0,52	0,132
Máximo	0,47	0,106

Combinando-se as curvas de vazão em função da posição e desta em função da temperatura, pode-se determinar a vazão de ar em cada um dos compartimentos refrigerados em função da temperatura do compartimento refrigerador e da faixa de controle do damper: Max ou Min.

APÊNDICE V

TESTES DE FLUXO DE CALOR REVERSO

Motivação

A carga térmica de um refrigerador pode ser decomposta em quatro parcelas: transmissão de calor pelas paredes; transferência de calor pela região da gaxeta; dissipação de calor por componentes internos, no caso, o ventilador; e infiltração de ar. A despeito da parcela de geração, que é facilmente obtida através da medição da potência consumida pelo ventilador ($\cong 7 \text{ W}$), a estimativa da carga térmica é complexa uma vez que a transmissão de calor possui efeitos multidimensionais tanto na região da gaxeta como nas paredes, cujas espessuras não são uniformes.

Uma forma de simplificar esse tratamento consiste na determinação de espessuras equivalentes para os ambientes refrigerados, o que torna possível uma análise unidimensional. O primeiro passo consiste em determinar experimentalmente o coeficiente global de transferência de calor, UA , de cada um dos compartimentos do refrigerador. Para tanto, faz-se uso do teste de “fluxo de calor reverso”, no qual o ambiente interno é aquecido enquanto o externo é resfriado. Com base nos valores obtidos e nas áreas das paredes, pode-se calcular uma espessura equivalente que leve em conta tanto o ganho de calor pelas paredes como pela região da gaxeta.

Modelo do Experimento

O teste de fluxo de calor reverso é realizado com o refrigerador posicionado no interior da câmara de testes, cuja temperatura é mantida abaixo das temperaturas dos compartimentos internos do refrigerador. Além da instrumentação com termopares, descrita no Apêndice II, são instaladas resistências elétricas no interior de cada um dos três compartimentos, como mostra a figura abaixo, a fim de controlar as temperaturas dos compartimentos internos. Durante o teste, tanto a potência consumida pelo ventilador (W_v) como pelas resistências do congelador (W_c) e do refrigerador (W_r) são monitoradas, juntamente com as temperaturas de cada um dos compartimentos internos: evaporador (T_e), congelador (T_c) e refrigerador (T_r).

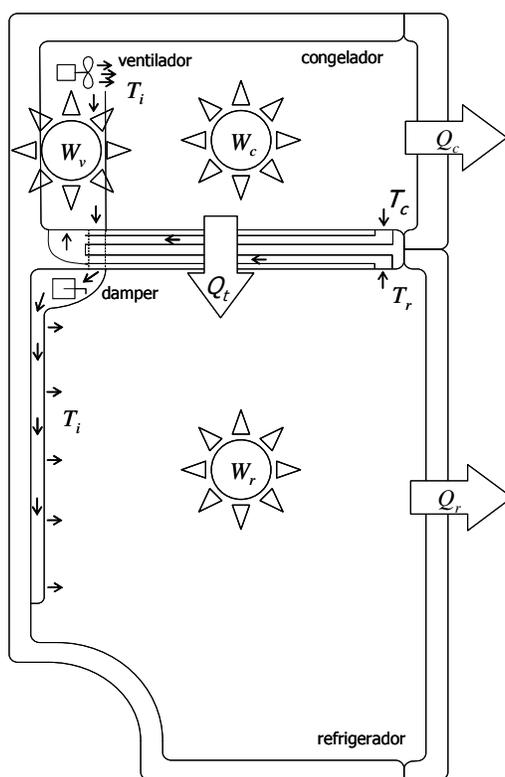


Figura 113 Instrumentação do refrigerador com resistências elétricas

Conhecidas as temperaturas, as potências dissipadas e as vazões de ar em cada compartimento, pode-se calcular as taxas de troca de calor Q_c , Q_r e Q_t , representadas na Figura 113, através dos seguintes balanços de energia obtidos, respectivamente, para o congelador, o refrigerador e o compartimento do evaporador:

$$\Phi C(T_i - T_c) + W_c - Q_c - Q_t = 0 \quad (173)$$

$$(1 - \Phi)C(T_i - T_r) + W_r - Q_r + Q_t = 0 \quad (174)$$

$$CT_i - (1 - \Phi)CT_r - \Phi CT_c + W_v = 0 \quad (175)$$

onde $Q_c = UA_c(T_c - T_a)$ é a taxa de calor trocada no congelador [W], $Q_r = UA_r(T_r - T_a)$ no refrigerador [W], $Q_t = UA_t(T_c - T_r)$ na travessa que divide esses dois ambientes [W], $C = \rho c_p \Omega$ é taxa de capacidade térmica do ar [W/K], e Ω e Φ são conhecidos dos testes de medição de vazão (Apêndice IV).

Como demonstrado por Gonçalves (2004), as equações acima podem ser manipuladas, originando o seguinte sistema de equações:

$$W_c + \Phi W_v = UA_c(T_c - T_a) - UA_t(T_c - T_r) \quad (176)$$

$$W_r + (1 - \Phi)W_v = UA_r(T_r - T_a) + UA_t(T_c - T_r) \quad (177)$$

Se as temperaturas do refrigerador e do congelador forem mantidas iguais, o termo $T_c - T_r$ se anula, de modo que os coeficientes de transferência de calor do congelador e do refrigerador podem ser calculados respectivamente por:

$$UA_c = \frac{W_c + \Phi W_v}{T_c - T_a} \quad (178)$$

$$UA_r = \frac{W_r + (1 - \Phi)W_v}{T_r - T_a} \quad (179)$$

As espessuras equivalentes das paredes são então calculadas considerando-se apenas a parcela condutiva no cálculo da resistência térmica global, de modo que:

$$l_{c,eq} = \frac{k_{iso} A_c}{UA_c} \quad (180)$$

$$l_{r,eq} = \frac{k_{iso} A_r}{UA_r} \quad (181)$$

onde k_{iso} é a condutividade térmica do isolamento de poliuretano (= 0,0214 W/K.m), e A_r e A_c são as médias das áreas interna e externa de cada compartimento [m²]. Note que a espessura equivalente leva em conta não só a condução de calor através do isolamento, mas também o ganho de calor através da

região da gaxeta e as resistências térmicas associadas tanto aos escoamentos de ar como às trocas radiativas nas superfícies.

O coeficiente global de transferência de calor do gabinete, UA , é obtido através de um balanço global de energia no refrigerador:

$$UA = \frac{W_c + W_r + W_v}{T_m - T_a} \quad (182)$$

Resultados

Foram testadas três condições a fim de verificar a repetibilidade do experimento, com as temperaturas internas do congelador e do refrigerador mantidas iguais a 25, 27 e 29°C. Em todos os testes, a temperatura da câmara foi mantida a 0°C. A tabela abaixo sumariza as condições testadas e apresenta os resultados obtidos.

Tabela 34 Resultados dos testes de fluxo de calor reverso

Teste #	T_a	T_r	W_r	T_c	W_c	T_i	W_v	UA	UA_c	UA_r	$l_{c,eq}$	$l_{r,eq}$	
	[°C]	[°C]	[W]	[°C]	[W]	[°C]	[W]	[W/K]	[W/K]	[W/K]	[mm]	[mm]	
1	0,2	24,8	35,0	25,0	7,8	25,3	7,5	2,029	0,518	1,522	65,5	46,4	
2	0,2	26,7	37,8	27,1	9,0	27,3	7,5	2,023	0,524	1,517	65,0	46,5	
3	0,2	28,4	40,1	28,7	10,0	28,9	7,4	2,021	0,526	1,510	64,8	46,7	
								Média	2,024	0,523	1,516	65,1	46,5
								Desvio	0,0264	0,028	0,004	0,4	0,2

APÊNDICE VI ENSAIOS COM O COMPRESSOR

O Calorímetro de Ciclo Quente

Os ensaios experimentais para determinar os parâmetros de operação do compressor foram realizados em um calorímetro de ciclo quente, cujo princípio de funcionamento se baseia no controle da capacidade de refrigeração através de um *by-pass* de gás quente na descarga do compressor, como mostra a figura abaixo.

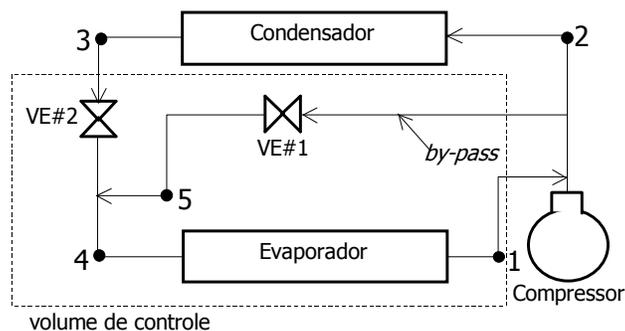


Figura 114 Ciclo de refrigeração com *by-pass* de gás quente

O princípio de operação é simples: considerando os processos de expansão nas válvulas como isentálpicos, um balanço energia no volume de controle indicado fornece:

$$Q = w(h_1 - h_3) - yw(h_2 - h_3) \quad (183)$$

onde w indica a vazão mássica total de refrigerante e y a fração de massa que escoo pela *by-pass*. O primeiro termo do lado direito da igualdade representa a capacidade de refrigeração do sistema quando VE#1 está fechada e o segundo termo a parcela responsável pela redução da capacidade quando VE#1 é aberta. Para uma capacidade de refrigeração nula, tem-se que:

$$y = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_3} \quad (184)$$

Essa expressão mostra que as condições de operação do compressor não dependem do evaporador, que pode ser completamente eliminado do sistema termodinâmico. Gosney (1982) argumenta que a completa remoção do evaporador elimina a necessidade de gerar de uma carga térmica apenas para a realização do ensaio, o que permite o uso de condensadores de pequeno porte e torna o aparato experimental mais simples e barato.

O princípio termodinâmico de um calorímetro de ciclo quente é ilustrado no diagrama pressão-entalpia abaixo. As condições de operação do compressor são controladas pelas válvulas de expansão (VE#1 e VE#2), que por sua vez controlam o fluxo de massa de refrigerante pela região do condensador, pelo *by-pass* e pelo compressor, além das pressões de sucção e descarga. A temperatura do refrigerante na sucção do compressor (1) é controlada pela mistura do refrigerante nos pontos 4 e 5. Mais detalhes são encontrados na norma ASHRAE Standard S23 (1993). Note que o calorímetro opera apenas na região de vapor superaquecido, daí o nome “calorímetro de ciclo quente”.

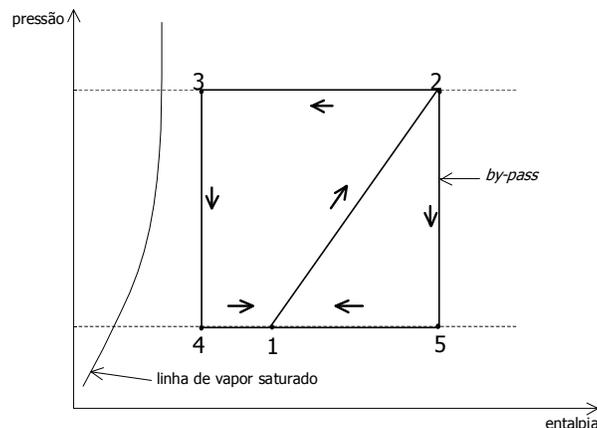


Figura 115 Representação de um calorímetro de ciclo quente em um diagrama $p-h$

Descrição da Bancada

A figura abaixo mostra a bancada calorimétrica efetivamente utilizada neste trabalho. O compressor fica alocado na seção de teste, cuja temperatura é controlada por um sistema de refrigeração secundário e por um banco de resistências elétricas. O compressor é acoplado ao circuito do calorímetro através dos engates rápidos ERS e ERD. Na região de descarga, logo após o compressor, há um separador de óleo (SO) e uma linha de retorno, para garantir uma circulação externa de óleo mínima durante o ensaio. Após o separador de óleo, há um transdutor de fluxo de massa (FM) tipo couriolis, cuja incerteza de medição é de $\pm 0,05$ kg/h. Na entrada desse dispositivo, o refrigerante é superaquecido pela resistência RE para evitar escoamento bifásico. Após o couriolis, há uma válvula piloto (VP) usada para um controle fino da pressão de descarga.

A pressão de sucção é controlada pelas válvulas de expansão manuais VE1, VE2 e VA (válvula agulha). Na região superior do circuito tem-se um trocador de calor para resfriar o refrigerante descarregado pelo compressor. Na sucção do compressor, há um filtro secador (FS) para garantir um escoamento livre de impurezas e umidade. Em paralelo, há um tanque de suprimento de refrigerante (TS), utilizado em testes que exigem altas pressões de evaporação.

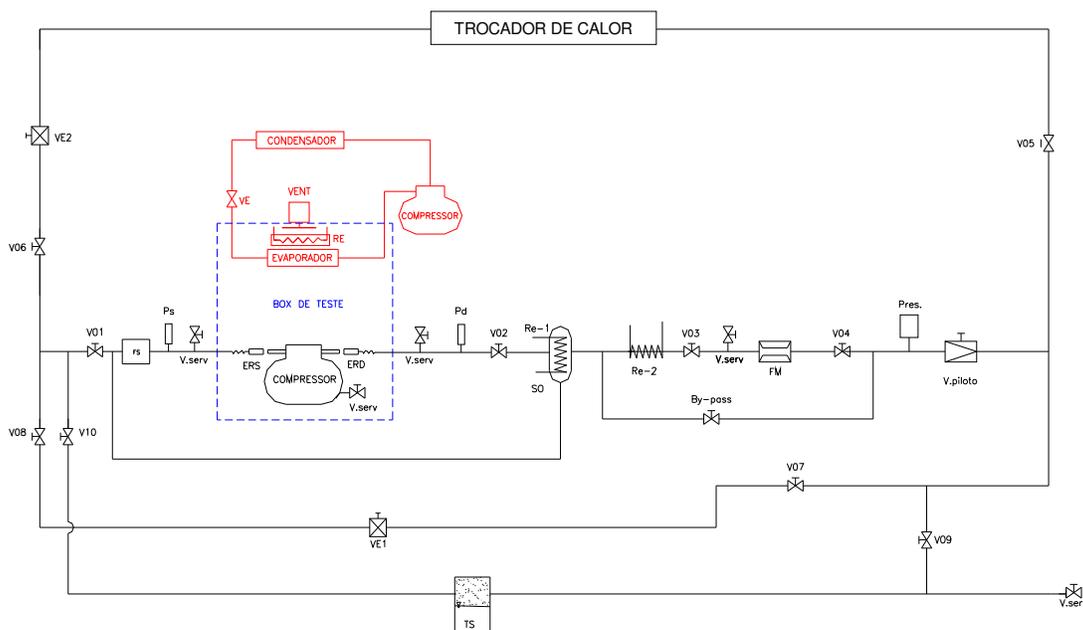


Figura 116 Esquema do calorímetro de ciclo quente

Existem quatro circuitos básicos que podem ser utilizados no ensaio do compressor: três curtos e um longo. Mantendo-se as válvulas de expansão VE1 e VA fechadas, tem-se o primeiro circuito curto, representado na região superior da figura. O *by-pass* para controle da pressão de descarga é realizado pela válvula cônica VP e o controle da pressão de sucção é feito através da válvula VE2. O segundo circuito curto, representado na região inferior da figura, é obtido mantendo-se VE2 e VA fechadas e VE1 aberta. O *by-pass* na descarga é realizado por VP e a expansão para a condição de sucção por VE1. No terceiro circuito, a pressão de sucção é controlada pela VA, mantendo-se VE1 e VE2 fechadas. O circuito longo, por sua vez, é obtido mantendo-se tanto VE1 como VE2 abertas, com VA fechada. Mais detalhes podem ser encontrados em Pottker e Melo (2002).

Procedimento de Ensaio

O ensaio inicia com a abertura das válvulas do circuito que se deseja utilizar. O transdutor de fluxo de massa é “zerado” e o sistema secundário, responsável pela climatização da seção de testes, é acionado. As resistências elétricas no separador de óleo e na entrada do medidor de fluxo de massa são ligadas. Dá-se então a partida no compressor e controla-se a condição de sucção pelas válvulas de expansão. A pressão de descarga é controlada pelo obturador cônico VP.

O compressor é mantido em operação até que as temperaturas, pressões e o fluxo de massa se estabilizem, o que leva em torno de 4 horas. Na condição de regime permanente, faz-se a leitura dos dados por cerca de 1h. Do tempo total de teste, seleciona-se um intervalo de 5 minutos, no qual as pressões de sucção e descarga e o fluxo de massa apresentaram-se mais estáveis.

Instrumentação do Compressor

Foram medidas as pressões e temperaturas do refrigerante na sucção e na descarga do compressor, duas temperaturas na superfície externa da carcaça – no topo e na base – a temperatura do ambiente da seção de teste, além do fluxo de massa e das grandezas elétricas, como tensão, corrente e potência, como ilustra a tabela a seguir, totalizando 15 pontos de medição.

Para as temperaturas superficiais, foram usados 8 termopares tipo T. Para a medição das temperaturas do refrigerante, 3 sondas-termopares tipo T foram empregadas. Também foram utilizados

2 transdutores de pressão absoluta tipo *straingage*. A aquisição dos sinais de pressão e temperatura foi realizada através de um Data Logger Agilent 34970A. Para as medições das grandezas elétricas, foram empregados transdutores Yokogawa.

Tabela 35 Pontos de medição no compressor

Denominação	Ponto de Medição	Transdutor	Incerteza
FM	Fluxo de Massa	Couriolis	$\pm 0,05 \text{ kg/h}$
W	Potência Ativa	Yokogawa	$\pm 0,6\%$
V	Tensão	Yokogawa	$\pm 0,2\%$
A	Corrente	Yokogawa	$\pm 0,2\%$
PS	Pressão de Sucção	Straingage	$\pm 4,0 \text{ mbar}$
PD	Pressão de Descarga	Straingage	$\pm 4,0 \text{ mbar}$
TS	Temperatura do Refrigerante na Sucção	Sonda-Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TD	Temperatura do Refrigerante na Descarga	Sonda-Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TE	Temperatura do Refrigerante na Entrada da Seção de Teste	Sonda-Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TPS	Temperatura do Passador de Sucção	Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TPD	Temperatura do Passador de Descarga	Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TTE	Temperatura do Tubo na Entrada da Seção de Teste	Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TCT	Temperatura do Corpo no Topo	Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TCB	Temperatura do Corpo no Base	Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TB1	Temperatura da Seção de Teste 1	Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TB2	Temperatura da Seção de Teste 2	Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$
TTE	Temperatura do Tubo na Entrada da Seção de Teste	Termopar T	$\pm 0,2^\circ \text{C}$

Condições de Teste

A condição de teste é definida pelas pressões ou temperaturas de evaporação e condensação, pela temperatura do refrigerante na entrada da seção de testes e pela temperatura do ambiente no qual o compressor está sendo testado. A fim de aproximar as condições de calorímetro das condições reais de operação do compressor no refrigerador, optou-se por uma ampla faixa de temperaturas de evaporação (4 níveis: 10, -5, -20 e -35°C) e de condensação (3 níveis: 35, 50 e 65°C), como ilustra as matrizes da Figura 117. O ponto (-35°C , 65°C) não foi considerado, já que representa uma condição fora da faixa de operação do compressor, mesmo no período transiente. O compressor foi ensaiado tanto na faixa normal de operação do refrigerador como em situações extremas, tais como (10°C , 35°C), onde a relação de compressão é pequena e o fluxo de massa elevado, e (-35°C , 50°C), que apresenta uma maior relação de compressão e um menor fluxo de massa.

A matriz #1 mostra o conjunto de pontos medidos com a temperatura da seção de teste e a temperatura do refrigerante na entrada do calorímetro fixadas em 32°C . Nas matrizes #2 e #3, o controle da temperatura do refrigerante na entrada da seção de testes foi eliminado, aproximando ainda mais a

condição de teste da condição real de operação do compressor no sistema, em que a temperatura na entrada é governada basicamente pela temperatura na carcaça. Para as matrizes #2 e #3, a temperatura da seção de testes foi mantida respectivamente em 32°C e 43°C.

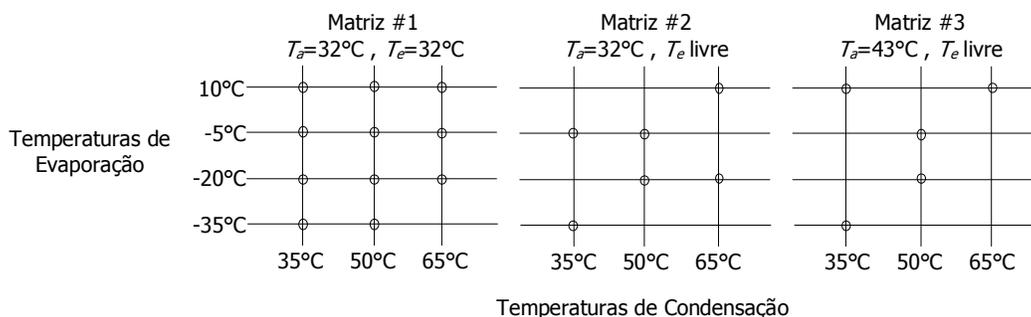


Figura 117 Condições testadas

O compressor foi também testado na condição “checagem LBP” (ASHRAE Standard S23 1993), para efeito de comparação com dados do fabricante, mostradas na tabela a seguir. Tal condição é dada pela temperatura de evaporação de $-23,3^\circ\text{C}$, pela temperatura de condensação de $54,4^\circ\text{C}$ e pela temperatura do refrigerante na entrada a $32,2^\circ\text{C}$. A seção de testes também deve ser mantida a $32,2^\circ\text{C}$. Foi observada uma boa concordância com os dados do fabricante.

Tabela 36 Comparação com dados do fabricante na condição ASHRAE LBP

Grandeza	Fabricante	UFSC	Diferença	Diferença [%]
Fluxo de Massa [kg/h]	4,71	4,45	-0,26	-5,5
Consumo [W]	166,0	165,4	-0,6	-0,3
Capacidade de Refrigeração [W]	243,0	229,6	-13,4	-5,5
COP [W/W]	1,46	1,39	-0,07	-5,2

Resultados

No total foram realizados 29 testes em 23 condições distintas. Algumas medições foram refeitas, a fim de se verificar a repetibilidade do aparato. A Tabela 37 sumariza os resultados obtidos. Além das grandezas medidas diretamente no calorímetro, são mostrados também a taxa global de transferência de calor na carcaça do compressor, Q , bem como o coeficiente global de transferência de calor na carcaça, UA , obtidos respectivamente através das seguintes equações:

$$Q = w(h_d - h_s) + W \quad (185)$$

$$UA = \frac{Q}{T_{cc} - T_a} \quad (186)$$

A primeira é obtida através de um balanço global de energia no compressor enquanto a segunda vem diretamente da definição do coeficiente UA . Nessas expressões, W indica a potência elétrica consumida [W], Q o calor trocado com o ambiente [W], w o fluxo de massa deslocado [kg/s], h_s e h_d as entalpias na sucção e na descarga [J/kg], calculadas em função do par pressão-temperatura, T_{cc} e T_a são, respectivamente, as temperaturas médias da carcaça e do ambiente da seção de testes [°C], obtidas através de médias aritméticas dos termopares situados na carcaça do compressor (TCT, TCB) e na seção de testes do calorímetro (TB1, TB2).

Tabela 37 Resultados dos testes com o compressor

Condição	T_{evp} [°C]	T_{end} [°C]	w [kg/h]	W [W]	p_s [kPa]	p_d [kPa]	T_s [°C]	T_d [°C]	T_{cc} [°C]	T_a [°C]	T_e [°C]	Q [W]	UA [W/K]
Matriz 1	-35,5	39,5	2,36	109,9	65	1002	44,9	77,3	67,0	32,2	32,1	98,41	2,828
	-35,2	50,0	2,21	105,3	66	1316	46,3	75,9	68,5	32,4	32,4	99,30	2,751
	-34,9	49,9	2,24	107,7	67	1315	45,3	77,0	68,6	32,2	32,1	100,18	2,752
	-34,3	50,0	2,18	109,6	69	1319	46,2	77,9	69,1	32,1	32,2	102,21	2,762
	-34,9	64,9	1,47	99,4	67	1887	49,9	73,0	70,7	32,4	32,7	102,74	2,683
	-20,4	34,8	6,24	169,2	131	881	40,3	93,9	71,8	32,1	32,2	95,88	2,415
	-20,2	50,0	5,62	182,8	132	1317	42,4	104,2	77,9	32,2	32,1	110,27	2,413
	-20,0	65,1	4,68	183,1	133	1892	45,2	77,9	83,6	32,5	32,2	126,26	2,471
	-4,9	35,0	12,66	230,5	244	887	35,8	92,7	68,4	32,4	32,2	64,77	1,799
	-5,2	39,0	12,67	241,3	242	990	35,9	95,9	70,8	32,2	34,4	68,28	1,769
	-5,0	50,6	11,96	270,5	243	1338	37,2	77,3	78,4	32,3	32,2	76,58	1,661
	-5,3	65,1	10,90	302,9	241	1892	38,3	124,5	88,6	32,5	32,2	93,54	1,667
	10,0	34,9	22,99	292,0	415	885	38,7	85,0	66,1	32,4	36,4	39,41	1,170
	10,0	50,1	22,18	357,2	415	1320	39,0	101,9	76,2	32,2	36,3	35,25	0,801
10,0	65,0	19,79	434,9	415	1889	37,1	120,7	89,0	32,5	33,8	54,40	0,963	
ASHRAE	-23,5	54,3	4,45	165,4	114	1467	43,9	101,9	79,4	32,2	32,2	116,75	2,474
Matriz 2	-35,8	39,3	2,33	108,6	64	998	43,1	76,9	66,5	32,0	27,3	96,47	2,796
	-20,0	46,8	5,98	181,5	133	1216	33,4	99,0	74,3	32,1	22,5	98,37	2,331
	-20,2	64,9	4,72	179,4	132	1884	37,8	105,3	80,4	32,5	21,2	120,49	2,515
	-5,0	35,1	12,74	230,7	243	889	31,4	89,7	66,5	32,5	28,2	61,11	1,797
	-5,2	39,1	12,62	241,5	242	991	31,0	92,3	68,3	32,1	27,8	67,00	1,851
	-5,3	50,3	11,86	265,9	241	1326	35,6	93,9	76,4	32,4	30,8	79,48	1,806
10,0	65,0	20,21	425,4	415	1890	36,5	117,9	85,8	32,5	33,0	52,24	0,980	
Matriz 3	-35,8	39,4	2,31	108,7	64	1001	50,1	86,7	77,0	43,2	27,2	93,87	2,777
	-34,6	64,9	1,60	101,8	68	1886	54,5	83,9	79,4	43,4	2,1	100,83	2,801
	-20,2	50,0	5,65	180,1	132	1316	39,7	107,3	84,1	43,5	22,6	97,87	2,411
	-5,4	50,2	11,54	265,4	240	1323	42,2	99,0	86,2	43,8	35,0	71,21	1,680
	10,0	35,0	22,90	292,6	415	887	41,7	90,3	72,8	43,1	37,9	23,73	0,799
	9,9	65,0	19,88	433,1	413	1891	39,3	124,7	95,4	43,4	34,7	36,95	0,711

APÊNDICE VII

TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO EVAPORADOR

O Calorímetro de Trocadores de Calor Tubo-Aletado

As curvas características da transferência de calor nos evaporadores foram obtidas através de um bancada calorimétrica construída para testar trocadores de calor tubo-aletado de acordo com as normas ASHRAE 41.2 RA2 (1987), ASHRAE 37 (1988) e ASHRAE 51 (1999). A bancada é capaz de medir vazões de ar até 40 L/s e capacidades de troca de calor até 400 W. A Figura 118 mostra os principais componentes do calorímetro, tais como a seção de testes, o sistema de água quente, o sistema de medição de vazão de ar e o sistema de aquisição de dados.

O calorímetro é formado por dois circuitos básicos: um de ar e outro de água quente. O primeiro consiste em um túnel de vento aberto, semelhante ao descrito no Apêndice IV, responsável pela medição da vazão de ar na região externa do trocador de calor. A Figura 119 esquematiza o circuito de ar e permite observar a seção de testes, os pontos de medição de temperatura e a seção de medição de vazão. A Figura 120 apresenta uma fotografia da seção de testes ajustável, desenvolvida para comportar trocadores de calor com diferentes tamanhos.

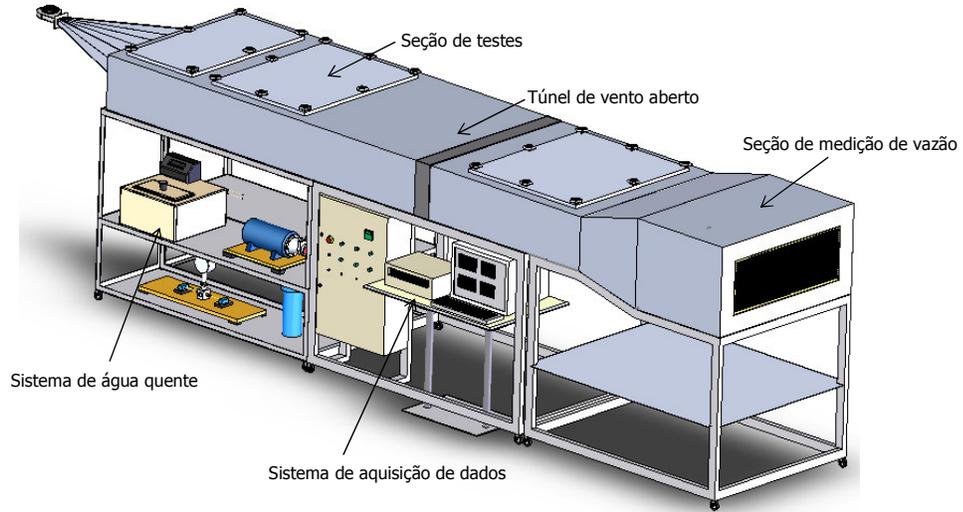


Figura 118 Bancada calorimétrica para evaporadores

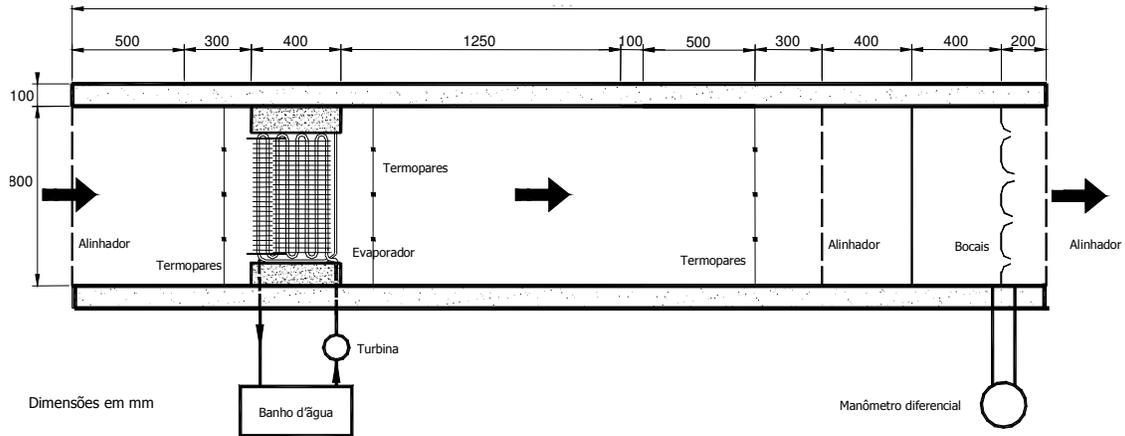


Figura 119 Circuito de ar

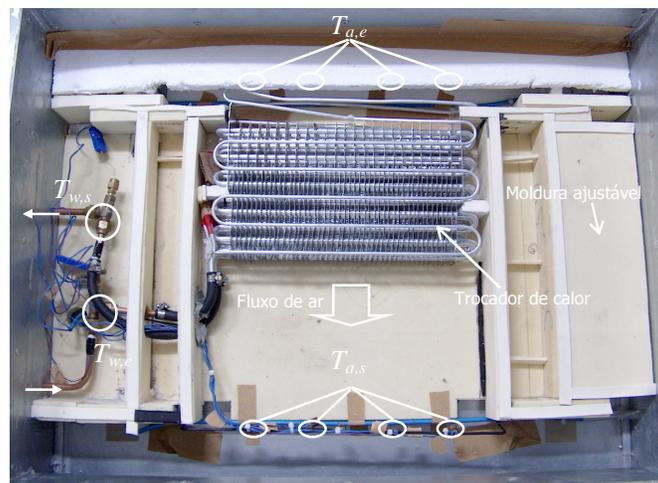


Figura 120 Seção de testes ajustável

O circuito de água, esquematizado na Figura 121, é constituído por quatro componentes básicos: banho termostático para controle da temperatura da água na entrada do evaporador, bomba para circulação de água, filtro para remoção de impurezas e medidor de vazão tipo turbina. A válvula de *by-pass* instalada na seção de testes permite a operação da bancada durante a substituição do trocador de calor.

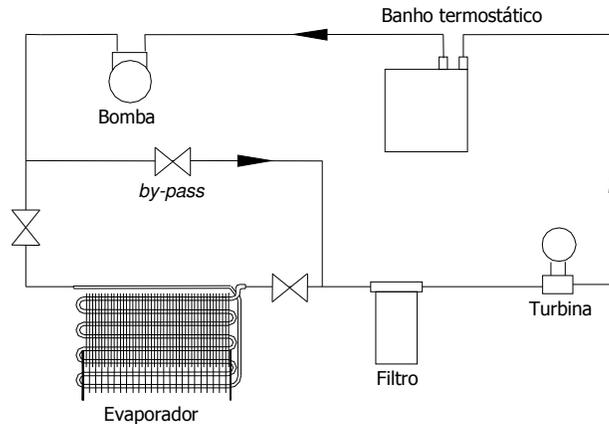


Figura 121 Circuito de água

As temperaturas são medidas através de termopares tipo T, com incertezas da ordem de $0,2^{\circ}\text{C}$. A vazão de ar é obtida através do procedimento descrito no Apêndice IV. A diferença de pressão nos bocais é medida através de um transdutor diferencial de pressão com uma faixa de operação de 0 a 1 kPa e uma incerteza de medição de $\pm 0,5\%$. O medidor da vazão de água trabalha na faixa de 0,03 a 0,65 g/min e uma incerteza de medição de $\pm 0,5\%$. Mais informações sobre a bancada podem ser obtidas em Melo et al. (2005).

Sobre o Uso de Água Quente nos Ensaios com Evaporadores

Para simplificar tanto a construção como a operação do calorímetro, optou-se por circular água quente, ao invés de refrigerante, no interior da tubulação do trocador de calor. Tal abordagem é adequada para condensadores. No caso de evaporadores, contudo, essa abordagem seria pouco realista se a convecção natural desempenhasse um papel importante no processo de transferência de calor.

Uma análise das escalas da convecção ajuda a responder a esta questão. Tal análise consiste em comparar as ordens de grandeza das espessuras das camadas limites térmica δ_T obtidas para a

convecção natural pura e para a convecção forçada pura. Pode-se mostrar que a espessura da camada limite térmica para convecção forçada pura em fluidos com números de Prandtl inferiores à unidade, como o ar ($Pr \sim 0,7$), é inversamente proporcional à raiz quadrada do número de Péclet, i.e. $(\delta_T)_{CF} \sim yPe_y^{-1/2}$. A escala da espessura da camada limite de convecção natural pura é inversamente proporcional à raiz quarta do número de Boussinesq, i.e. $(\delta_T)_{CN} \sim yBo_y^{-1/4}$. Comparando-se as escalas da convecção forçada e da convecção natural, chega-se ao seguinte critério para determinação do efeito dominante sobre a transferência de calor (Bejan 1995):

$$\frac{(\delta_T)_{CF}}{(\delta_T)_{CN}} \sim \frac{Bo_y^{1/4}}{Pe_y^{1/2}} = \left(\frac{g\beta\Delta T y}{u^2} \right)^{1/4} \quad (187)$$

Se a relação seja inferior à unidade, $(\delta_T)_{CN} > (\delta_T)_{CF}$, a convecção forçada é dominante. Se for superior a unidade, $(\delta_T)_{CN} < (\delta_T)_{CF}$, os efeitos de convecção natural predominam. Aplicando tal critério ao escoamento de ar em evaporadores tipo tubo-aletado com temperatura de serpentina de -30°C , temperatura média do ar de -15°C , comprimento de aleta de 0,2 m e velocidade de escoamento de 1,0 m/s, observa-se um valor da ordem de 0,6, de modo que os efeitos inerciais tendem a predominar sobre os de empuxo, justificando o uso de água quente.

Plano de Testes e Procedimento de Ensaio

Foram testados duas amostras de evaporador: uma extraída do produto e outra obtida do fonecedor. Os testes foram realizados para vazões de ar de 9,4 a 32,0 L/s, temperatura do ar na entrada de variando de $24,1$ a $27,2^\circ\text{C}$ e temperatura média da água de $27,8$ a $30,7^\circ\text{C}$, num total de 35 pontos experimentais.

O procedimento de teste é simples. Com o evaporador instalado e instrumentado, liga-se a bancada até que a condição de regime permanente seja obtida. O critério empregado para verificar se a bancada está em regime permanente se baseia em um ajuste linear de todos os pontos adquiridos em um intervalo de 30 minutos. Admite-se que o sistema está estável se o módulo da diferença entre os valores calculados pela curva ajustada no início e no fim do intervalo não excede 3 desvios padrões.

Modelo do Experimento

A capacidade de transferência de calor é obtida indiretamente através de balanços de energia tanto no lado do ar (índice a) como no lado da água (índice w):

$$Q_a = \rho_a c_{p_a} V_a (T_{a,s} - T_{a,e}) \quad (188)$$

$$Q_w = \rho_w c_{p_w} V_w (T_{w,e} - T_{w,s}) \quad (189)$$

De acordo com a norma ASHRAE 37 (1988), o coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor UA é estimado com base em uma média das taxas de troca de calor, $\bar{Q} = \frac{1}{2}(Q_a + Q_w)$, de modo que:

$$UA = \frac{\bar{Q}}{F \cdot \Delta T_{ml}} \quad (190)$$

onde F é um fator de correção para ajustar a diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{ml} ao arranjo do trocador de calor, i.e. fluxo paralelo, cruzado ou contra-corrente (Incropera e DeWitt 1990).

Optou-se por eliminar o efeito do arranjo da correlação mantendo-se uma diferença de temperatura na água inferior a 0,5°C. Contudo, como as incertezas de medição da taxa de troca de calor do lado da água aumentam à medida que a diferença de temperatura diminui, o coeficiente global de troca de calor passou a ser calculado com base apenas na taxa de troca de calor do lado do ar. A seguinte ΔT_{ml} , baseada na temperatura média da água, foi então empregada:

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{a,s} - T_{a,e}}{\ln\left(\frac{\bar{T}_w - T_{a,s}}{\bar{T}_w - T_{a,e}}\right)} \quad (191)$$

O coeficiente externo de transferência de calor foi obtido através da seguinte associação de resistências térmicas:

$$(\bar{h}_e \eta_e A_e)^{-1} = UA^{-1} - (\bar{h}_i A_i)^{-1} + R_w + R_c \quad (192)$$

onde $\bar{h}_i A_i$ representam a resistência de troca de calor por convecção no lado da água calculada através de uma correlação empírica, R_w é a resistência térmica da parede do tubo, R_c é uma resistência de contato entre tubo e aleta. Uma análise de ordem de grandeza mostra que R_w é cerca de 100 vezes menor que a resistência interna, que por sua vez é cerca de 50 vezes menor a resistência externa,

de modo que R_w pode ser desprezada. Dada a complexidade de se estimar uma resistência térmica de contato, seu efeito foi incorporado à resistência externa. O termo $\eta_e A_e$, que define uma efetividade de superfície, é calculado por:

$$\eta_e A_e = A_t + \eta_a A_a \quad (193)$$

onde A_e é a área externa total (tubo e aletas), A_t a área apenas dos tubos, A_a a área aletada e η_a a eficiência de aleta.

A Figura 122 compara os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor no lado do ar obtidos através de duas correlações distintas para o coeficiente de transferência de calor no lado da água: equação de Gnielinski (70) e Dittus-Böelter, obtida substituindo-se $n=0,4$ na equação (98). Observa-se que \hat{h}_e praticamente independente da correlação empregada para \hat{h}_i .

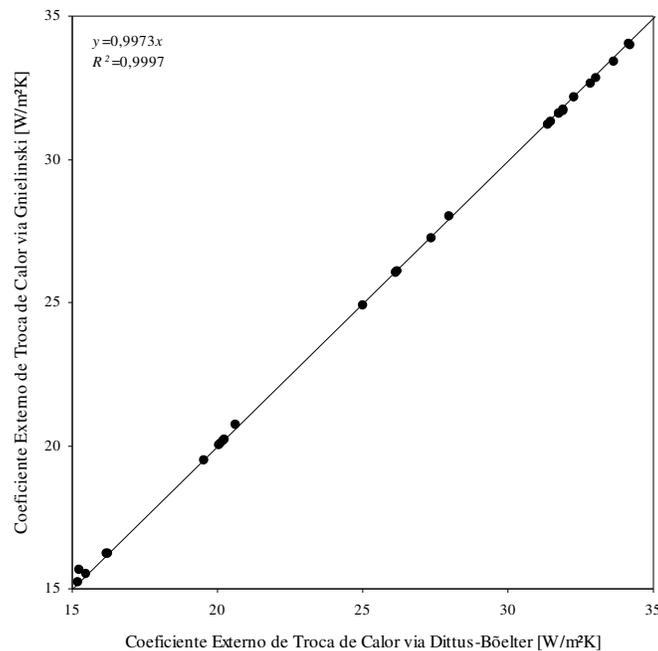


Figura 122 Resultados obtidos através das correlações de Gnielinski e Dittus-Böelter

Com \hat{h}_e calcula-se o número de Nusselt da seguinte forma:

$$Nu = \frac{\hat{h}_e d_t}{k_f} \quad (194)$$

onde k_f é a condutividade térmica do ar à temperatura de filme. O número de Reynolds é definido por:

$$Re_{max} = \frac{\Omega d_t}{A_{min} \nu_a} \quad (195)$$

onde A_{min} é área mínima de passagem,

$$A_{min} = A_{face} - 2d_t L \quad (196)$$

e o termo $2d_t L$ representa a restrição de área devido a presença de um feixe com dois tubos paralelos.

A fim de comparar a correlação obtida com as disponíveis na literatura, optou-se por correlacionar tanto Nu como Re_{max} em função do diâmetro do tubo d_t , ao invés do diâmetro hidráulico.

A correlação final assumiu a seguinte forma genérica:

$$Nu \cdot Pr^{-1/3} = a Re_{max}^b \quad (197)$$

onde Pr é o número de Prandtl do ar e a e b os coeficientes do ajuste.

Os resultados experimentais obtidos estão sumarizados na Tabela 38. A equação (197) foi ajustada através do método dos mínimos quadrados, tomando como referência os resíduos da taxa de troca de calor. Os seguintes valores foram encontrados para os coeficientes: $a=0,125$ e $b=0,654$. A Figura 123 compara os valores ajustados e os medidos, onde se observa que a correlação proposta ajusta os dados experimentais com erros na faixa de 10%.

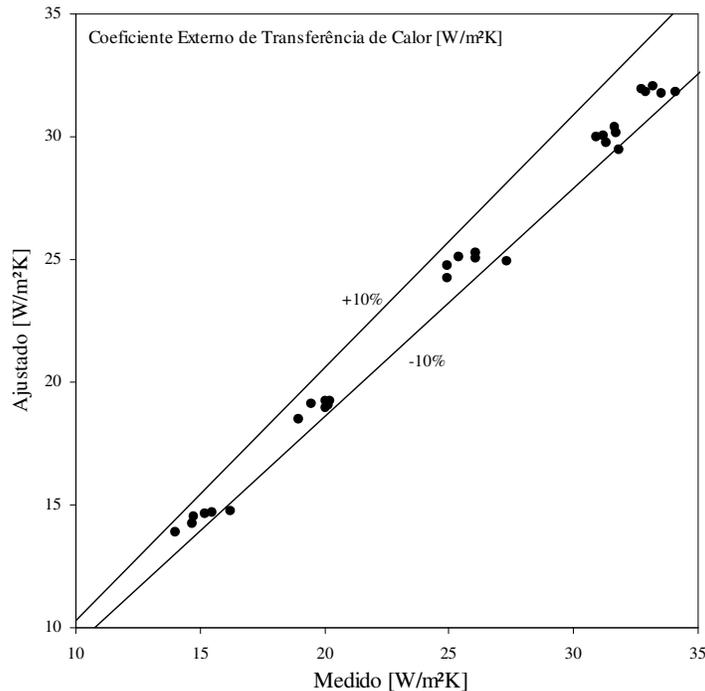


Figura 123 Coeficientes de transferência de calor ajustados e medidos no calorímetro de água quente

Tabela 38 Resultados dos testes realizados no calorímetro de trocadores de calor tubo-aletado

Teste #	Amostra	V_a	$T_{a,e}$	$T_{a,o}$	T_w	Q_a	UA	ΔT_{ml}	h_o	Nu	Re_{max}
		[L/s]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W/K]	[°C]	[W/m ² K]	[-]	[-]
1	1	9,6	27,1	29,6	30,7	28,3	13,5	2,1	16,2	4,96	280,2
2	1	14,4	27,1	29,3	30,8	37,9	16,0	2,4	19,5	5,97	422,3
3	1	21,3	27,1	29,1	30,7	51,7	21,6	2,4	27,3	8,37	624,2
4	1	28,4	27,1	29,0	30,8	63,2	24,3	2,6	31,3	9,60	830,6
5	1	31,5	27,1	29,0	30,7	68,2	26,2	2,6	34,1	10,46	921,5
6	1	9,5	27,2	29,6	30,7	26,6	12,4	2,2	14,7	4,49	278,6
7	1	14,4	27,2	29,4	30,7	37,4	16,4	2,3	20,0	6,13	420,2
8	1	21,2	27,2	29,2	30,8	49,4	20,0	2,5	24,9	7,64	619,7
9	1	28,3	27,2	29,0	30,7	62,2	24,6	2,5	31,8	9,76	826,5
10	1	31,4	27,1	28,9	30,7	68,1	25,8	2,6	33,5	10,28	919,5
11	2	9,4	24,2	26,7	27,8	27,9	12,9	2,2	15,4	4,77	279,4
12	2	14,0	24,2	26,5	27,8	38,2	16,4	2,3	20,1	6,20	417,3
13	2	21,1	24,1	26,2	27,8	51,8	20,7	2,5	26,0	8,05	628,3
14	2	28,1	24,1	26,1	27,8	64,1	24,5	2,6	31,7	9,80	838,1
15	2	31,1	24,1	26,0	27,8	67,7	25,4	2,7	32,9	10,18	929,8
16	2	9,4	24,2	26,7	27,8	27,8	12,7	2,2	15,2	4,69	280,1
17	2	13,9	24,2	26,5	27,8	37,8	16,5	2,3	20,2	6,24	414,6
18	2	21,1	24,1	26,2	27,8	52,5	20,7	2,5	26,1	8,06	631,0
19	2	28,1	24,1	26,0	27,8	64,9	24,5	2,6	31,7	9,79	839,9
20	2	31,3	24,1	26,0	27,9	68,0	25,2	2,7	32,7	10,12	934,0
21	1	9,41	24,15	26,6	27,81	27,39	12,4	2,2	14,73	4,555	280,7
22	1	14,13	24,14	26,41	27,78	38,11	16,45	2,3	20,19	6,245	421,7
23	1	21,27	24,09	26,14	27,82	51,82	20,2	2,6	25,38	7,85	635
24	1	28,29	24,13	26,02	27,82	63,55	24,14	2,6	31,18	9,645	844,7
25	1	32,82	24,15	26	27,86	72,16	26,93	2,679	35,44	10,96	979,8
26	1	9,24	24,28	26,61	27,82	25,57	11,81	2,2	13,99	4,325	275,5
27	1	13,88	24,23	26,41	27,8	35,95	15,56	2,3	18,94	5,859	414,1
28	1	20,89	24,13	26,18	27,85	50,89	19,88	2,6	24,9	7,701	623,5
29	1	28,2	24,15	26,04	27,85	63,34	23,96	2,6	30,91	9,561	841,8
30	1	32,5	24,24	25,99	27,86	67,59	25,51	2,6	33,19	10,27	970,1

Regressão dos Dados de Melo et al. (2004)

Melo et al. (2004) realizaram medições para o mesmo modelo de evaporador, embora nenhuma correlação tenha sido proposta. Os experimentos foram realizados em um calorímetro *in-situ*, no qual o evaporador é testado no gabinete do produto e conectado a uma bancada calorimétrica, responsável pela circulação de refrigerante no interior da serpentina do evaporador. A capacidade de refrigeração é calculada com base em um balanço de energia no lado do refrigerante, uma vez que a vazão de ar no evaporador não foi medida. Os dados de Melo et al. (2004) são mostrados na Tabela 39.

Os seguintes valores foram obtidos para os coeficientes da equação (197): $a=0,085$ e $b=0,69$.

A Figura 124 compara os valores medidos e ajustados, onde se observa concordância na faixa de $\pm 10\%$.

Tabela 39 Dados experimentais de Melo et al. (2004) obtidos *in-situ*

Teste #	V_a	$T_{a,i}$	$T_{a,o}$	T_r	Q	UA	ΔT_{ml}	h_o	Nu	Re_{max}
	[L/s]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W/K]	[°C]	[W/m ² K]	[-]	[-]
1	9,5	-27,6	-20,3	-32,9	101,0	11,9	8,5	13,7	5,06	413,6
2	10,2	-27,3	-20,2	-32,6	103,9	12,4	8,4	14,2	5,25	440,2
3	5,8	-27,2	-17,3	-32,9	83,3	8,5	9,8	9,5	3,52	252,0
4	7,2	-27,0	-17,1	-32,8	103,3	10,4	9,9	11,8	4,36	312,0
5	5,9	-27,2	-17,4	-32,9	83,4	8,5	9,8	9,5	3,52	252,5
6	9,5	-27,5	-20,2	-32,9	99,3	11,7	8,5	13,3	4,93	410,7
7	10,2	-27,1	-20,1	-32,6	103,5	12,2	8,5	14,0	5,17	439,6
8	12,0	-27,5	-21,0	-32,7	113,6	14,0	8,1	16,3	6,03	521,6
9	8,4	-27,1	-18,2	-32,8	108,8	11,5	9,5	13,1	4,85	364,9
10	9,6	-27,2	-19,8	-33,1	103,7	11,4	9,1	13,0	4,79	417,0
11	8,2	-26,9	-17,4	-32,9	112,0	11,3	9,9	12,9	4,75	352,3
12	10,9	-27,2	-20,3	-32,9	108,1	12,5	8,7	14,3	5,30	471,0
13	6,7	-27,4	-18,3	-32,9	88,0	9,5	9,3	10,7	3,94	289,9
14	10,8	-27,1	-20,3	-32,7	107,2	12,6	8,5	14,5	5,34	468,6
15	6,5	-27,2	-18,0	-32,9	87,0	9,0	9,6	10,2	3,75	281,9
16	10,8	-27,1	-20,2	-32,8	107,8	12,4	8,7	14,2	5,26	468,1
17	5,5	-27,0	-17,2	-32,9	78,4	7,8	10,1	8,7	3,21	237,8
18	7,3	-26,6	-16,8	-32,8	103,2	10,0	10,4	11,3	4,15	316,2
19	7,4	-26,5	-16,8	-32,8	103,2	9,9	10,4	11,2	4,12	317,7
20	10,1	-27,2	-20,3	-32,9	99,6	11,5	8,7	13,1	4,85	436,5
21	8,4	-26,5	-17,6	-32,7	107,5	10,7	10,0	12,2	4,49	363,2
22	8,2	-26,3	-16,9	-32,6	110,7	10,8	10,3	12,3	4,51	352,3
23	5,9	-26,5	-16,8	-32,9	81,8	7,8	10,5	8,7	3,21	252,5
24	6,6	-26,5	-17,5	-32,8	86,1	8,5	10,1	9,5	3,51	285,9
25	11,1	-26,7	-20,1	-32,8	105,8	11,7	9,0	13,4	4,96	481,6

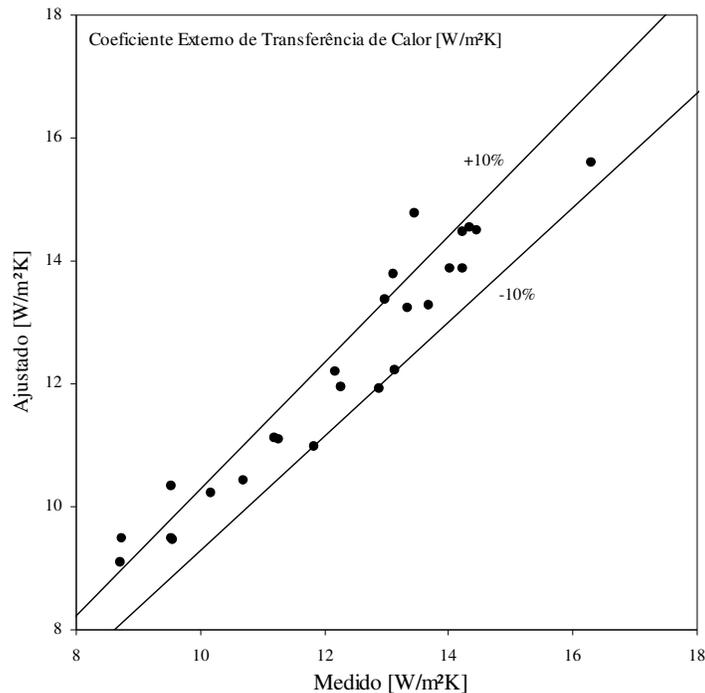


Figura 124 Coeficientes de transferência de calor ajustados e medidos por Melo et al. (2004)

APÊNDICE VIII

TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO CONDENSADOR

São raras, na literatura aberta, as correlações para a transferência de calor por convecção natural em trocadores de calor arame-sobre-tubo. Após uma extensa pesquisa, apenas quatro correlações empíricas foram encontradas: Cyphers et al. (1958), Papanek et al. (1959), Tanda e Tagliafico (1997) e mais recentemente Milanezi e Melo (2003). Tais correlações são detalhadas a seguir e uma nova correlação é proposta com base nos dados experimentais de Arsego (2003).

Correlação de Cyphers et al. (1958)

A correlação desenvolvida por Cyphers et al. (1958) trata o tubo e as aletas separadamente, com as propriedades termofísicas do ar avaliadas na temperatura de película, $T_f = (T_w + T_a)/2$:

$$\frac{\dot{h}_r d_t}{k_f} = \frac{2}{\ln(1 + 5Gr^{-1/4})} \quad (198)$$

$$\frac{\dot{h}_a d_a}{k_f} = \frac{2}{\ln \left[1 + 4 \left(Gr \frac{d_a}{H_a} \right)^{-1/4} \right]} \quad (199)$$

Nestas equações, $Gr = g\beta\Delta T d_*^3 \nu^{-2}$ é o número de Grashof baseado no diâmetro d_* , que pode representar tanto o diâmetro externo dos tubos d_t como o das aletas d_a . O coeficiente de transferência

de calor externo equivalente, \dot{h}_{eq} , é calculado através de uma média ponderada nas áreas da serpentina e dos arames:

$$\dot{h}_{eq} = \frac{\dot{h}_t A_t + \eta_a \dot{h}_a A_a}{A_t + \eta_a A_a} + \dot{h}_r \quad (200)$$

onde η_a representa a eficiência de aleta, A_t a área do tubo, A_a a área aletada e \dot{h}_r é o coeficiente de transferência de calor apenas por radiação, calculado da seguinte forma:

$$\dot{h}_r = \sigma \varepsilon (T_w + T_a) (T_w^2 + T_a^2) \quad (201)$$

onde ε é a emissividade da superfície, σ representa a constante de Stefan-Boltzman ($5,678 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴), T_w , a temperatura da parede do condensador [K] e T_a indica a temperatura do ambiente externo [K]. Assumiu-se que as superfícies que trocam calor por radiação com o condensador estão à temperatura ambiente. Essa hipótese também se aplica às demais correlações aqui apresentadas. Desta forma, a taxa de transferência de troca de calor é então computada através da seguinte equação:

$$Q = \dot{h}_{eq} (A_t + \eta_a A_a) (T_w - T_a) \quad (202)$$

Correlação de Papanek et al. (1959)

Papanek et al. (1959) desenvolveram uma correlação que trata o tubo e as aletas como um único componente, com as propriedades termofísicas do ar avaliadas na temperatura de película:

$$\frac{\dot{h}_c d_{eq}}{k_f} = 0,0188 Gr^{0,7556} \quad (203)$$

onde o número de Grashof é calculado com base no seguinte diâmetro equivalente:

$$d_{eq} = \frac{A_t d_t + A_a d_a}{A_t + A_a} \quad (204)$$

O coeficiente de transferência de calor global é dado por:

$$\dot{h}_{eq} = \dot{h}_c + \dot{h}_r \quad (205)$$

enquanto a taxa de transferência de troca de calor é computada através equação (202).

Correlação de Tanda e Tagliafico (1997)

No trabalho de Tanda e Tagliafico (1997), foram testados 42 condensadores de diferentes geometrias e em diferentes condições de operação. O tubo e as aletas foram tratados como um único componente, com as propriedades termofísicas do ar avaliadas na temperatura de filme:

$$\dot{h}_c = 0,66 \left(Ra \frac{H}{d_t} \right)^{0,25} \left\{ 1 - \left[1 - 0,45 \left(\frac{d_t}{H} \right)^{0,25} \right] \right\} \exp \left(- \frac{s_w}{Z} \right) \quad (206)$$

onde os parâmetros Z , s_t e s_a são calculados por:

$$Z = \left(\frac{28,2}{H} \right)^{0,4} \frac{s_w^{0,9}}{s_t} + \left(\frac{28,2}{H} \right)^{0,8} \left(\frac{264}{d_t} \right)^{0,5} s_w^{-1,5} s_t^{-0,5} \quad (207)$$

$$s_t = \frac{p_t - d_t}{d_t} \quad ; \quad s_a = \frac{p_a - d_a}{d_a}$$

Aqui, p_t representa o espaçamento entre tubos, p_a o espaçamento entre arames e H o comprimento dos arames. O número de Rayleigh é calculado com base na altura do condensador, $Ra = g\beta\Delta TH^3/\nu\alpha$. A taxa total de troca de calor no condensador é obtida através da equação (202), uma vez que o coeficiente equivalente de transferência de calor é definido pela equação (205).

Esta correlação é válida para $4,3 < s_t < 14,6$; $1,7 < s_a < 7,8$; $0,45 < H < 1,1\text{m}$; e $17 < \Delta T < 48\text{K}$. De acordo com os autores, a correlação é capaz de reproduzir os resultados experimentais em uma faixa de erro de $\pm 6\%$.

Correlações de Milanezi e Melo (2003)

Milanezi e Melo propuseram duas correlações dimensionais, uma para a taxa global de troca de calor e outra para o número de Nusselt do condensador. As equações foram regredidas com base nos dados levantados por Arsego (2003), que testou condensadores arame-sobre-tubo com diferentes geometrias e em diferentes condições de operação, totalizando 72 pontos experimentais. Os seguintes parâmetros foram avaliados por Arsego (2003): (i) número de arames: 0, 10, 30, 60, 90; (ii) número de passes da serpentina: 9, 13, 17, 21, 25; (iii) diâmetro do tubo: 4,8 e 6,2mm; e (iv) diferença de temperatura entre o condensador e o ar: 3,5, 20 e 35°C. A altura e a largura foram fixadas

respectivamente em 1200 mm e 440 mm, enquanto o diâmetro dos arames foi mantido em 1,5 mm. Arsego (2003) tomou o cuidado de medir a emissividade da superfície, que apresentou um valor médio de 0,81. As correlações propostas por Milanezi e Melo (2003) são dadas por:

$$Nu_H = c_1 + c_2 (1000 \cdot d_t)^{c_3} n_t^{c_4} n_a^{c_5} \Delta T^{c_6} \quad (208)$$

$$Q = c_1 + c_2 (1000 \cdot d_t)^{c_3} n_t^{c_4} n_a^{c_5} \Delta T^{c_6} \quad (209)$$

onde n_t e n_a representam, respectivamente, o número de passes de tubo e a metade do número de arames. Os coeficientes são apresentados na Tabela 40. Ambas correlações são capazes de reproduzir os resultados experimentais com erros na faixa de $\pm 15\%$. Cabe comentar que, como tais correlações foram escritas na forma dimensional, aplicam-se apenas às condições de operação e geometrias testadas por Arsego (2003).

Tabela 40 Coeficientes usados pelas correlações de Milanezi e Melo (2003)

Correlação	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6
Nu_H	-995,95	5271,5	-0,327	-0,106	-0,156	0,0714
Q	3,489	0,624	-0,113	0,407	0,268	1,231

Proposta de Correlação Adimensional

Uma correlação adimensional foi desenvolvida a partir dos dados de Arsego (2003) obtidos em um aparato experimental que empregava água quente ao invés de refrigerante e que ficava posicionado no interior de uma câmara climatizada, semelhante à descrita no Apêndice II. Com a temperatura ambiente controlada, media-se tanto a vazão da água V_w como as temperaturas nos bordos de entrada, $T_{w,e}$, e de saída do condensador, $T_{w,s}$, de modo que a taxa total de troca de calor no condensador era medida indiretamente através do seguinte balanço de energia:

$$Q = C_w (T_{w,e} - T_{w,s}) \quad (210)$$

onde $C_w = \rho c_p V_w$ é taxa de capacidade térmica da água. Assumindo que a temperatura ambiente não varia ao longo do condensador – tal hipótese é consistente com o modelo desenvolvido para o condensador no Capítulo 3 – pode-se calcular o coeficiente global de transferência de calor no

condensador através da equação (190), tomando-se como referência a seguinte diferença de temperatura média logarítmica:

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{w,e} - T_{w,s}}{\ln\left(\frac{T_{w,e} - \bar{T}_a}{T_{w,s} - \bar{T}_a}\right)} \quad (211)$$

O coeficiente de transferência de calor no lado do ar foi obtido de uma associação de resistências térmicas (192). A exemplo do evaporador tubo-aletado (Apêndice VII), o coeficiente de transferência de calor no lado da água foi calculado através da correlação de Gnieliski (70) e a resistência térmica da parede do tubo R_w foi desprezada. Considerou-se ainda que $A_e = A_r + A_a$, de modo que a informação da eficiência de aleta η_a está intrínseca à correlação.

A correlação propriamente dita foi derivada através do Teorema dos PI de Buckingham, que se baseia na seguinte equação adimensional:

$$a_0 \pi_0 \prod_{k=1}^N \pi_k^{a_k} = 1 \quad (212)$$

onde a_k são os coeficientes do ajuste e π_k os grupamentos adimensionais dos parâmetros de interesse.

Os seguintes grupamentos adimensionais foram considerados fisicamente relevantes:

$$\pi_0 = \hbar_c / \hbar_r + 1 \quad ; \quad \pi_1 = A_r / A_{total} \quad ; \quad \pi_2 = A_a / A_{total} \quad ; \quad \pi_3 = p_1 / d_t - 1$$

$$\pi_4 = p_a / d_a - 1 \quad ; \quad \pi_5 = L_t / d_t \quad ; \quad \pi_6 = T_w / T_a - 1$$

A equação (212) foi ajustada tomando-se o resíduo da taxa de transferência de calor como função objetiva, o que originou a seguinte correlação adimensional:

$$\pi_0 = 0,231 \pi_1^{0,102} \pi_2^{0,631} \pi_3^{-0,259} \pi_4^{0,453} \pi_5^{0,616} \pi_6^{0,079} \quad (213)$$

A taxa total de transferência de calor é calculada a partir da seguinte expressão:

$$Q = (\hbar_c + \hbar_r)(A_r + A_a)(T_w - T_a) \quad (214)$$

Note que a correlação proposta consiste essencialmente na aplicação de um fator multiplicativo π_0 para o coeficiente de transferência de calor por radiação difusa entre corpos negros, \hbar_r , que o corrige de modo a incluir no modelo não só os fenômenos relacionados à movimentação natural de ar na região aletada mas também fenômenos associados à troca radiativa de calor não

contemplados pelo modelo usado para o cálculo de \bar{h}_r , tais como os efeitos direcionais. Os grupamentos π_1 e π_2 levam em conta as áreas de transferência de calor dos tudos e das aletas, enquanto os grupamentos π_3 e π_4 capturam os fenômenos dependentes dos espaçamento entre tubos e entre arames (e.g. escoamento na região aletada). O grupamento π_5 adiciona ao modelo tanto os efeitos da altura como da largura da região aletada do condensador através do comprimento da serpentina L_r , enquanto π_6 considera as diferenças entre a temperatura média do condensador e a temperatura do ambiente externo e, conseqüentemente, seu efeito no escoamento de ar.

A Figura 125 compara os valores medidos e ajustados para o coeficiente de transferência de calor por convecção, onde se observa uma concordância com erros na faixa de $\pm 10\%$, o que é bastante satisfatório face à complexidade dos fenômenos envolvidos.

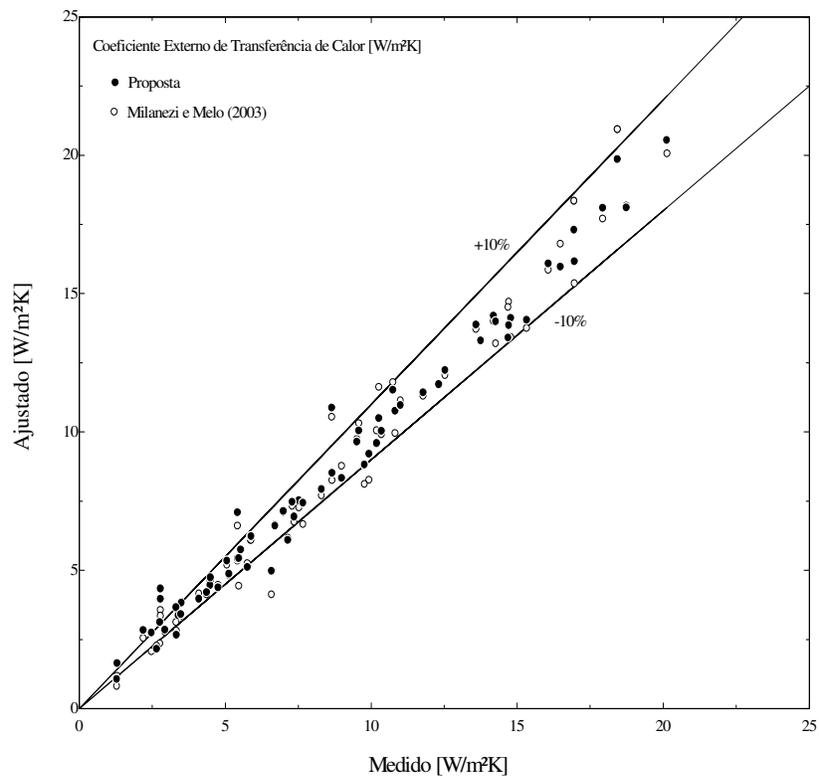


Figura 125 Coeficientes de transferência de calor ajustados e medidos por Arsego (2003)

APÊNDICE IX TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE

Existem na literatura diversas correlações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor tanto para a condensação como para a evaporação, embora a maioria tenha sido obtida para fluidos que não pertencem às famílias dos HFCs e HC's. Tendo em vista que refrigeradores domésticos empregam somente as famílias de hidrocarbonetos (HC's) e seus halogenados (CFCs, HFCs) como fluido de trabalho, apenas as correlações obtidas para estas famílias foram levadas em conta.

Mudança de Fase Evaporativa

Segundo Jabardo et al. (1999), as correlações para determinar o coeficiente de transferência de calor em escoamentos evaporativos podem ser classificadas da seguinte forma: (i) puramente convectivas, tais como as propostas por Panek (1992) e Wongwises et al. (2000), (ii) híbridas que sobrepõem os efeitos de evaporação convectiva e nucleada, como as apresentadas nos trabalhos de Kandlikar (1990), Jung e Radermacher (1994) e Wattelet et al. (1994), e (iii) híbridas totalmente empíricas, como as de Gungor e Winterton (1987) e Jabardo et al. (1999). Tais correlações são descritas a seguir.

Correlações Puramente Convectivas

Panek (1992) fez uso da correlação proposta por Dengler e Addoms (1956) – originalmente desenvolvida para evaporação convectiva de água em canais verticais e posteriormente adaptada por Chaddock e Noerager (1966) para o escoamento de CFC-12 –, que se baseia exclusivamente no parâmetro de Lockhart-Martinelli, X_{tt} :

$$\frac{\dot{h}_b}{\dot{h}_*} = aX_{tt}^{-b} \quad (215)$$

A correlação foi ajustada para uma base de dados experimentais que incluía o CFC-12 e o HFC-134a, tubos com diâmetros internos variando de 10,2 a 12,7 mm, fluxos de massa de 100 a 500 kg/s.m², fluxos de calor de 5 a 30 kW/m² e títulos de 0,2 a 0,6. Os valores dos coeficientes ajustados por Panek (1994) são mostrados na Tabela 41.

Tabela 41 Coeficientes usados nas correlações tipo Dengler-Addoms

Correlação	a	b	h_*	Fluido
Dengler e Addoms (1956)	3,5	0,5	h_{lo}	Água
Chaddock e Noerager (1966)	3	1	h_l	CFC-12
Panek (1992)	3,686	0,563	h_l	CFC-12, HFC-134a
Wongwises et al. (2000)	3,3775	0,6285	h_{lo}	HFC-134a

Wongwises et al. (2000) aplicou a mesma formulação para ajustar dados obtidos para o escoamento evaporativo de HFC-134a em tubos com 7,2 mm de diâmetro interno. Os dados contemplam apenas escoamentos anulares, com fluxos de massa na faixa de 160 a 470 kg/s.m², fluxos de calor variando de 8 a 55 kW/m², temperaturas de saturação de 4 e 25°C e títulos na entrada de 0,1 e 0,25. Os coeficientes obtidos por Wongwises et al. (2000) são também mostrados na Tabela 41. Neste trabalho, a correlação de Wongwises et al. (2000) foi empregada substituindo h_{lo} por h_l a fim de suavizar o perfil para títulos próximos da unidade.

Correlações Baseadas na Superposição dos Efeitos de Evaporação Convectiva e Ebulição Nucleada

Jung e Radermacher (1994) propuseram a seguinte correlação baseada na superposição dos efeitos de evaporação convectiva e ebulição nucleada:

$$\dot{h}_b = F\dot{h}_l + S\dot{h}_{en} \quad (216)$$

onde o coeficiente de ebulição nucleada \dot{h}_{en} é calculado por:

$$\dot{h}_{en} = 207 \left(\frac{d_b}{k_l} \frac{q}{T_{sat}} \right)^{-0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} \frac{k_l}{d_b} \quad (217)$$

em que q é o fluxo de calor [W/m²K] e k_l a condutividade térmica do líquido [W/mK]. Os parâmetros d_b , F e S são calculados através das seguintes expressões:

$$d_b = 0,511 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (218)$$

$$F = 2,37(0,29 + 1/X_{tt})^{-0,85} \quad (219)$$

$$S = \begin{cases} 4048 X_{tt}^{1,22} Bo^{1,13} & X_{tt} \leq 1 \\ 2 - 0,1 X_{tt}^{-0,28} Bo^{-0,33} & X_{tt} > 1 \end{cases} \quad (220)$$

onde σ representa a tensão superficial do líquido e g , a aceleração da gravidade. Os dados foram obtidos para uma pluralidade de refrigerantes, incluindo o HFC-134a. Foram testados fluxos de massa de 100 a 700 kg/s.m², temperaturas de saturação de -10 a 10°C, fluxos de calor de 5 a 40 kW/m² e títulos de 0,1 a 0,9 em tubos com diâmetro interno de 8 mm.

Wattelet et al. (1994), por sua vez, sobrepuseram os efeitos de evaporação convectiva e nucleada com base na seguinte lei de potência:

$$\dot{h}_b = (\dot{h}_{ec}^{5/2} + \dot{h}_{en}^{5/2})^{2/5} \quad (221)$$

onde os coeficientes de ebulição nucleada, \dot{h}_{en} , e convectiva, \dot{h}_{ec} , são calculdos por:

$$\dot{h}_{en} = 55 M^{-1/2} q^{2/3} Pr_l^{0,12} (-\ln Pr_l)^{-0,55} \quad (222)$$

$$\dot{h}_{ec} = F \dot{h}_l R \quad (223)$$

onde M é a massa molecular do fluido e os fatores F e R são calculados por:

$$F = 1 + 1,925 X_{tt}^{-0,83} \quad (224)$$

$$R = \begin{cases} 1,32 Fr_{lo}^{0,2} & Fr_{lo} < 0,25 \\ 1 & Fr_{lo} \geq 0,25 \end{cases} \quad (225)$$

Os dados foram obtidos para o CFC-12 e HFC-134a. Foram testados fluxos de massa de 25 a 100 kg/s.m², temperaturas de saturação de -15 a 5°C e títulos de 0,1 a 0,9 em tubos com diâmetro interno de 7,04 mm.

Kandlikar (1990) propôs a seguinte correlação para o coeficiente de transferência de calor por evaporação, que leva em conta tanto os efeitos de condensação evaporativa como nucleada:

$$\frac{\dot{h}_b}{\dot{h}_l} = C_1 Co^{C_2} (25 Fr_{lo})^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} Fr_{fl} \quad (226)$$

onde os fatores C_1 , C_2 , C_3 e C_4 são mostrados na Tabela 42, e $Fr_{fl}=1,63$ para o HFC-134a. O coeficiente C_5 é nulo se $Fr_{lo}>0,4$ e $C_5=0,3$ se $Fr_{lo}\leq 0,4$. A correlação foi ajustada a partir de uma base de dados obtida para uma diversidade de refrigerantes, incluindo o HFC-134a. Foram avaliados fluxos de massa de 15 a 8180 kg/s.m², fluxos de calor de 1,2 a 2000 kW/m² e títulos de 0,1 a 0,95.

Tabela 42 Coeficientes usados na correlação de Kandlikar (1990)

Correlação	C_1	C_2	C_3	C_4
$Co < 0,65$	1,136	-0,9	667,2	0,7
$Co > 0,65$	0,6683	-0,2	1058	0,7

Correlações Híbridas Totalmente Empíricas

Jabardo et al. (1999) elaboraram a seguinte relação empírica para o coeficiente de transferência de calor por evaporação em um escoamento de CFC-12, HFC-134a e HCFC-22:

$$\frac{\dot{h}_b}{\dot{h}_l} = \begin{cases} 1 + 125 Bo^{0,3} X_u^{-0,65} Fr^{0,5} & Fr < 0,1 \\ 1 + 40 Bo^{0,3} X_u^{-0,65} & Fr \geq 0,1 \end{cases} \quad (227)$$

Os dados foram obtidos para tubos com diâmetros de 7,04 a 10,92 mm, fluxos de massa de 15 a 8180 kg/s.m², temperaturas de saturação de -20 a 20°C, fluxos de calor de 1,9 a 40 kW/m² e títulos de 0,05 a 0,95.

A única correlação empregada neste trabalho que não foi particularmente desenvolvida para o HFC-134a, mas para o CFC-12, consiste na correlação simplificada para a evaporação convectiva proposta por Gungor e Winterton (1987):

$$\frac{\dot{h}_b}{\dot{h}_l} = 1 + 300Bo^{1,16} + 1,12\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,86}\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,41} \quad (228)$$

A Figura 126 compara os coeficientes de transferência de calor obtidos através das correlações apresentadas para uma condição de operação típica de evaporadores de refrigeradores domésticos, em que o padrão de escoamento é tipicamente estratificado-ondulado segundo o critério de Thome (2005): refrigerante HFC-134a, $G=25 \text{ kg/s.m}^2$, $p=100 \text{ kPa}$, $d_i=6,5 \text{ mm}$ e $T_w-T_{sat}=1^\circ\text{C}$.

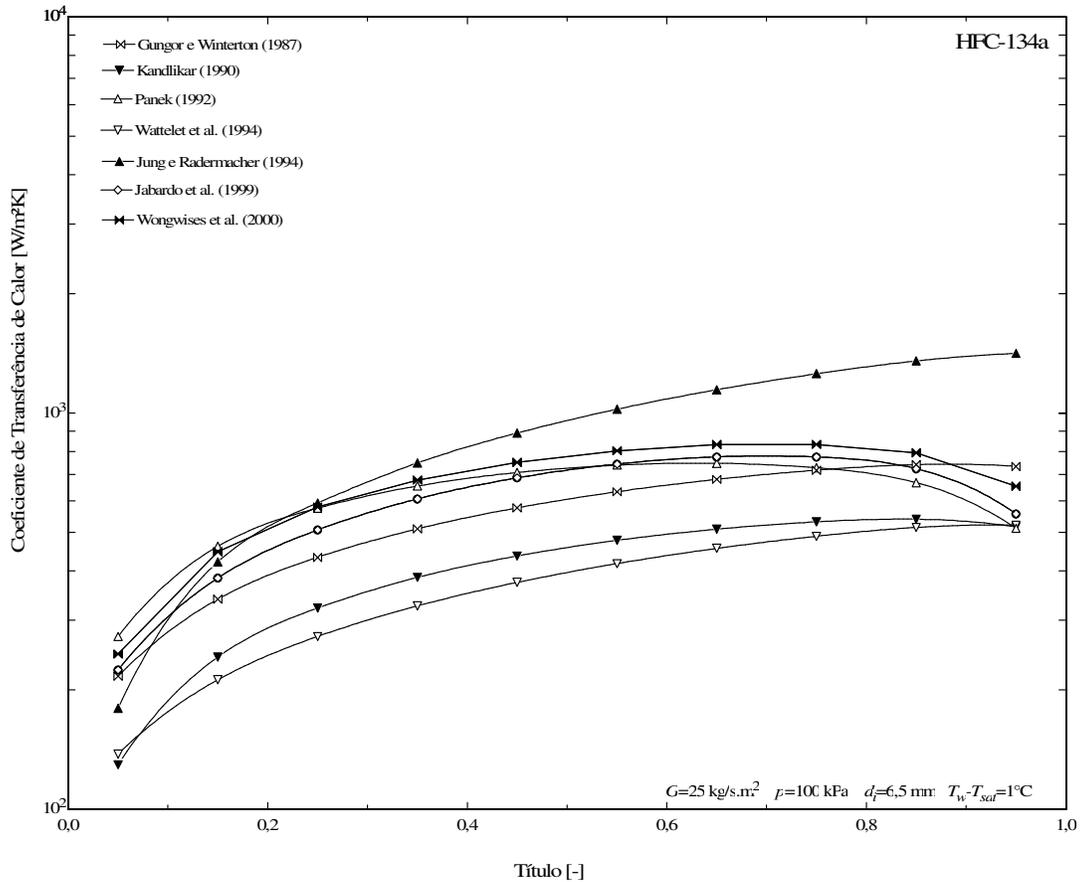


Figura 126 Correlações para a convecção evaporativa em função do título

Dois grupos distintos são observados: um formado pelas correlações de Panek (1992), Jabardo et al (1999) e Wongwises et al. (2000), outro pelas correlação de Kandlikar (1990) e Wattelet et al. (1994). A discrepância observada entre o primeiro e o segundo grupo pode ser explicada pelo fato das correlações de Wongwises et al. (2000), Jabardo et al. (1999) e Panek (1992) priorizarem a evaporação convectiva em detrimento da nucleada, enquanto Kandlikar (1990) e Wattelet et al. (1994) consideram ambos efeitos na formulação. As correlações de Jung e Radermacher (1994) e Wongwises

et al. (2000) apresentaram valores elevados se comparados aos obtidos através das demais correlações, enquanto a correlação de Gungor e Winterton (1987) apresentou valores intermediários se comparadas aos dois grupos mencionados.

Condensação de Refrigerante

Shao e Granryd (1995) se basearam na correlação proposta por Tandon et al. (1985b) para ajustar seus próprios dados obtidos para o refrigerante HFC-134a e para misturas deste com óleo éster. Os dados foram obtidos para temperaturas de 30 a 50°C, fluxos de massa de 120 a 290 kg/s.m², fluxos de calor de 2,7 a 8 kW/m² e frações mássicas de óleo de 0,010 a 0,051. A seguinte correlação foi obtida, onde os coeficientes do ajuste são mostrados na Tabela 43:

$$\frac{\dot{h}_b d_i}{k_l} = a Re_b^b Pr_l^{1/3} Ja^{-1/6} \quad (229)$$

Tabela 43 Coeficientes usados nas correlações tipo Tandon et al. (1985b)

Correlação	Re_b	a	b	Fluido
Tandon et al. (1985b)	$Re_b > 30000$	0,084	2/3	CFC-12, HCFC-22
	$Re_b < 30000$	23,1	1/8	CFC-12, HCFC-22
Shao e Granryd (1995)	$Re_b > 24000$	0,084	2/3	HFC-134a
	$Re_b < 24000$	15,9	0,15	HFC-134a

Dobson et al. (1994) empregaram a equação (215) para correlacionar dados obtidos para escoamentos anulares de CFC-12 e HFC-134a a temperaturas de 35 a 60°C, fluxos de massa de 75 a 500 kg/s.m², fluxos de calor de 4 a 15 kW/m² e títulos de 0,1 a 0,9. Um tubo com 4,57 mm de diâmetro interno foi empregado. Os coeficientes ajustados são $a=2,61$ e $b=0,805$ para $h_{ref}=h_l$.

Em um trabalho posterior, Dobson e Chato (1998) propuseram a seguinte correlação para o escoamentos anulares-ondulados:

$$\frac{\dot{h}_b}{\dot{h}_l} = 1 + aX_a^{-b} \quad (230)$$

Foram testados os refrigerantes CFC-12, HFC-134a e HCFC-22. Os dados foram obtidos para temperaturas de 35 a 60°C, fluxos de massa de 25 a 800 kg/s.m², fluxos de calor de 5 a 15 kW/m² e títulos de 0,1 a 0,9. Os coeficientes a e b são mostrados na Tabela 44.

Tabela 44 Coeficientes usados nas correlações tipo Dobson-Chato

Correlação	<i>a</i>	<i>b</i>	Fluido
Dobson e Chato (1998)	2,22	0,89	CFC-12, HFC-134a, HCFC-22
Jung et al. (2003)	2,65	0,79	vários

Jung et al. (2003) avaliaram a condensação dos refrigerantes CFC-12, HCFC-22, HFC-134a, entre outros, a uma temperatura de 40°C. Foram testados fluxos de massa de 100, 200 e 300 kg/s.m² e fluxos de calor de 7,3 a 7,7 kW/m². Os dados foram ajustados através da equação anterior, gerando os coeficientes mostrados Tabela 44.

Bassi e Bansal (2003), por sua vez, empregaram a seguinte correlação, proposta originalmente por de Cavallini e Zecchin (1974), para ajustar dados obtidos para o refrigerante HFC-134a puro e misturado com óleo éster:

$$\dot{h}_b = a Re_{eq}^b Pr_l^c \frac{k_l}{d_i} \quad (231)$$

Os dados foram obtidos para temperaturas de 35 a 45°C, títulos de 0 a 1 e frações mássicas de óleo de 0,02 e 0,05. A vazão mássica foi mantida constante em 1 g/s. Os coeficientes do ajuste são mostrados na Tabela 45.

Tabela 45 Coeficientes usados nas correlações tipo Cavallini-Zechin

Correlação	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	Fluido
Cavallini e Zechin (1974)	0,05	0,8	1/3	CFC-12, CFC-113, HCFC-22
Bassi e Bansal (2003)	0,0687	0,78	1/3	HFC-134a

Embora tenha sido originalmente desenvolvida para o refrigerante CFC-12, optou-se por incluir a correlação de Shah (1979) no presente estudo, já que tem apresentado resultados satisfatórios para o refrigerante HFC-134a (Eckels e Pate 1990). Esta correlação baseia-se em um fator multiplicativo para o h_{io} , dado por:

$$\frac{\dot{h}_b}{\dot{h}_{io}} = (1-x)^{0,8} \left[1 + 3,8 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{-0,76} p_r^{-0,38} \right] \quad (232)$$

em que o p_r é a pressão reduzida.

A Figura 127 compara os coeficientes de transferência de calor obtidos através das correlações apresentadas para uma condição de operação típica de condensadores de refrigeradores

domésticos, em que o padrão de escoamento é estratificado-ondulado de acordo com o critério de Thome (2005): refrigerante HFC-134a, $G=100 \text{ kg/s.m}^2$, $p=1200 \text{ kPa}$, $d_i=3,5 \text{ mm}$ e $T_{sat}-T_w=1^\circ\text{C}$.

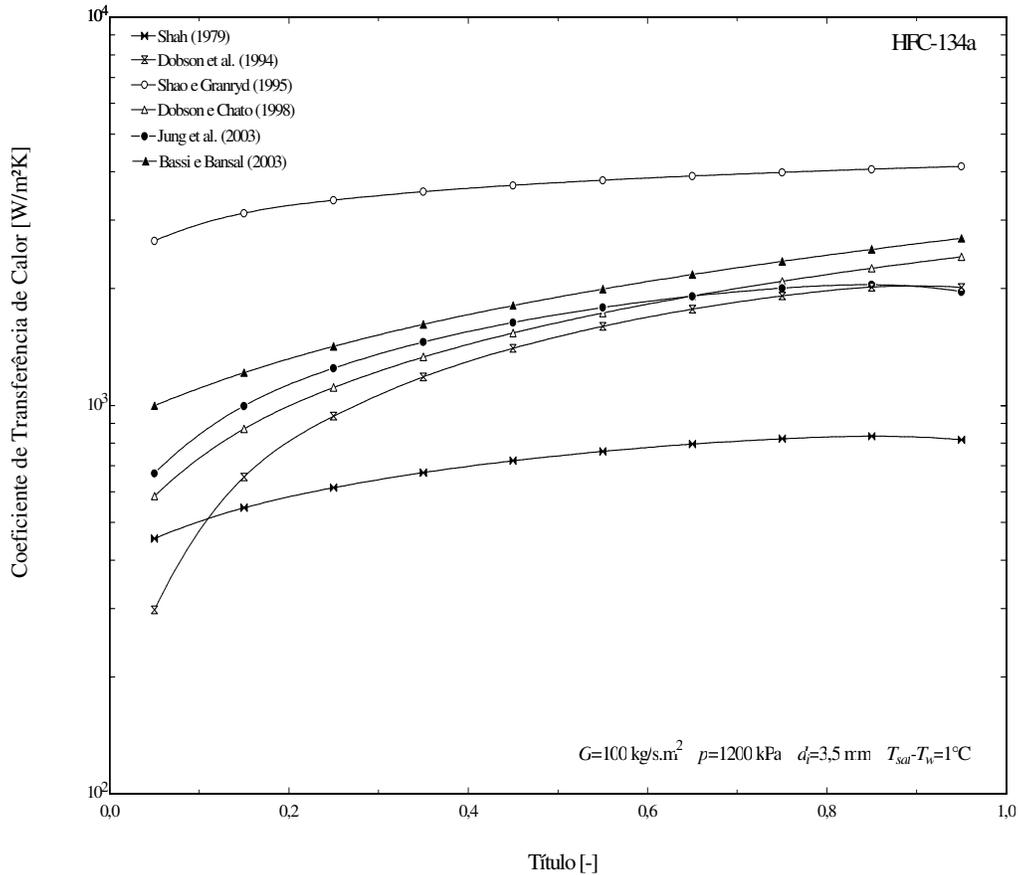


Figura 127 Correlações para a condensação em função do título

Enquanto a correlação de Shao e Granryd (1995) apresentou valores bastante elevados em comparação com as demais, a correlação de Shah (1979) subestimou-as. As correlações de Dobson et al. (1994), Dobson e Chato (1998), Bassi e Bansal (2003) e Jung et al. (2003) apresentaram resultados próximos entre si. As correlações de Shah (1979), Dobson et al. (1994) e de Jung et al. (2003) apresentaram tendências semelhantes, com um ponto de inflexão para títulos próximos de 0,9, de modo que se observa uma redução no coeficiente de transferência de calor à medida que o título aumenta. Este efeito pode estar relacionado às oscilações da fronteira de saturação, que antecipa ou retarda o início da condensação. Tal comportamento não é observado nas correlações de Dobson e Chato (1998), Shao e Granryd (1997) e Bassi e Bansal (2003), que crescem monotonicamente com o título.

APÊNDICE X FRAÇÃO DE VAZIO

Definição de Fração de Vazio

A massa total de refrigerante M que escoar no interior de um tubo de seção transversal constante pode ser determinada através da seguinte equação:

$$M = \int_V \rho dV = A \int_0^L \rho dz \quad (233)$$

onde a massa é dada em [kg], ρ é a massa específica local [kg/m³], V o volume interno do tubo [m³], A a área da seção transversal [m²], e L o comprimento do tubo [m].

Para as regiões bifásicas dos trocadores de calor, onde há refrigerante escoando tanto na forma de líquido como de vapor, a massa de refrigerante é calculada pela soma das massas de cada fase:

$$M = M_v + M_l = \int_0^L A_v \rho_v dz + \int_0^L A_l \rho_l dz \quad (234)$$

onde os índices v e l referem-se respectivamente às fases de vapor e líquido.

A fração de vazio local é definida como a relação entre a área ocupada pelo refrigerante na fase vapor e a área transversal do tubo, ou seja, $\alpha = A_v/A$. Assim, a massa de refrigerante na região bifásica pode ser calculada da seguinte forma:

$$M = A \int_0^L \rho dz = A \left[\int_0^L \alpha \rho_v dz + \int_0^L (1 - \alpha) \rho_l dz \right] \quad (235)$$

Fazendo $L \rightarrow 0$ na equação anterior, obtém-se uma expressão para o cômputo da massa específica local da região bifásica, ρ_b :

$$\rho_b = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l \quad (236)$$

Existem diversos modelos de fração de vazio disponíveis na literatura. De acordo com Rice (1987), eles podem ser classificados da seguinte forma: (i) modelo homogêneo, com velocidades iguais para ambas as fases; (ii) modelos baseados na taxa de deslizamento, que consiste na relação entre as velocidades das fases de vapor e de líquido, $S = v_l / v_v$, (iii) modelos baseados no parâmetro de Lockhart-Martinelli, $X_{tt} = (1/x - 1)^{0,9} (\rho_v / \rho_l)^{0,5} (\mu_l / \mu_v)^{0,1}$; e (iv) modelos baseados no fluxo de massa, $G = \rho u$. Tais modelos podem ser classificados ainda de acordo com o fluido empregado ou o padrão de escoamento observado – de acordo com o critério de Thome (2005), o escoamento predominante tanto no condensador como no evaporador é do tipo estratificado-ondulado.

Modelos Baseados na Taxa de Deslizamento, S

Tanto o modelo homogêneo como os modelos baseados na taxa de deslizamento, S , e no parâmetro de Lockhart-Martinelli, X_{tt} , podem ser representados através da seguinte equação genérica proposta por Butterworth (1975):

$$\frac{1 - \alpha}{\alpha} = a \left(\frac{1 - x}{x} \right)^b \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^c \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^d \quad (237)$$

onde os coeficientes a , b , c e d são sumarizados na Tabela 46.

Tabela 46 Modelos de fração de vazio baseados na taxa de deslizamento

Modelo	a	b	c	d
Homogêneo	1	1	1	0
Zivi (1964)	1	1	0,67	0
Lockhart e Martinelli (1949)	0,28	0,64	0,36	0,07
Thom (1964)	1	1	0,89	0,18
Baroczy (1965)	1	0,74	0,65	0,13
Turner e Wallace (Butterworth 1975)	1	0,72	0,40	0,08

Modelo Baseado no Parâmetro de Lockhart-Martinelli, X_{tt}

Com base nos dados de Lockhart e Martinelli (1949), Wallis (1969) desenvolveu um modelo de fração de vazio que foi posteriormente modificado por Domanski e Didion (1983) para $X_{tt} > 10$, dando origem à seguinte correlação:

$$\alpha = \begin{cases} (1 + X_{tt}^{0,8})^{-0,378} & X_{tt} \leq 10 \\ 0,823 - 0,157 \ln X_{tt} & X_{tt} > 10 \end{cases} \quad (238)$$

Modelos Baseados no Fluxo de Massa, G

Hughmark (1962) desenvolveu uma correlação empírica assumindo o escoamento da mistura como uma suspensão de bolhas no líquido, com concentração máxima no centro do tubo e decréscimo monotônico na direção radial. O modelo é calculado através de um fator multiplicativo do título volumétrico, ou seja, $\alpha = K\beta$. O parâmetro multiplicativo K é uma função do parâmetro Z , baseado no número de Reynolds com propriedades ponderadas entre as fases líquido e vapor, no número de Froude ($Fr = u^2/GD_i$) e na fração de volume de líquido. Tais parâmetros são calculados por:

$$\begin{cases} K = \frac{a + b \cdot Z}{1 + (c + d \cdot Z)Z} \\ Z = Re^{1/6} Fr^{1/6} (1 - \beta)^{-1/4} \end{cases} \quad (239)$$

onde, $a = -1,374$; $b = 1,436$; $c = 1,582$ e $d = -0,987 \cdot 10^{-3}$.

Premoli et al. (1971) propuseram uma correlação válida para qualquer regime de escoamento em canais verticais adiabáticos:

$$\begin{cases} S = 1 + a [Y(I + Yb)^{-1} - Yb]^{\frac{1}{2}} \\ Y = \beta / (1 - \beta) \\ a = 1,578 Re_l^{-0,19} (\rho_l / \rho_v)^{0,22} \\ b = 0,0273 We_l Re_l^{-0,51} (\rho_l / \rho_v)^{-0,08} \end{cases} \quad (240)$$

onde $We_l = G^2 D_i / g \sigma \rho_l$ representa o número de Weber da fase líquida, g a aceleração da gravidade, σ a tensão superficial [Pa], ρ_l a massa específica da fase líquida [kg/m^3], e β o título volumétrico.

Tandon et al. (1985a) desenvolveram a seguinte correlação para escoamentos anulares:

$$\alpha = \begin{cases} 1 - 1,928 Re_l^{-0,315} F(X_{II})^{-1} + 0,9293 Re_l^{-0,63} F(X_{II})^{-2} & 50 < Re_l < 1125 \\ 1 - 0,38 Re_l^{-0,088} F(X_{II})^{-1} + 0,0361 Re_l^{-0,176} F(X_{II})^{-2} & Re_l > 1125 \end{cases} \quad (241)$$

onde $F(X_{II}) = 0,15(X_{II}^{-1} + 2,85X_{II}^{-0,476})$ é uma função empírica do parâmetro X_{II} . Deve-se observar que a influência da velocidade mássica está implícita no número de Reynolds da fase líquida, $Re_l = GD/\mu_l$, onde μ_l é a viscosidade absoluta da fase líquida [Pa.s] e D_i o diâmetro interno do tubo [m].

Yashar et al. (2001) recentemente elaboraram uma correlação para escoamentos anulares baseada na razão de Froude, $Ft = [G^2 x^3 / \rho_v^2 (1-x)gD_i]^{1/2}$, válida para uma ampla faixa de fluxos de massa:

$$\alpha = (1 + Ft^{-1} + X_{II})^{-0,321} \quad (242)$$

Adicionalmente, uma nova correlação foi elaborada com base nos dados de Yashar et al. (2001) para o escoamento anular de refrigerante HFC-134a em tubos lisos. Os dados experimentais cobrem uma faixa de temperaturas de 5 a 35°C, fluxos de massa de 75 a 700 kg/s.m², diâmetros internos de 4 a 6mm e títulos de 5 a 90%, totalizando 80 pontos experimentais (50 para evaporação e 30 para condensação). A seguinte correlação foi obtida:

$$\alpha = x^{0,11y} \quad (243)$$

onde $y=1$ para escoamento evaporativo e $y=2$ para escoamento com condensação.

A Figura 128 mostra uma comparação entre os dados experimentais e os valores ajustados através da equação anterior e os obtidos da correlação de Yashar et al. (2001). Observa-se que a correlação proposta ajusta os dados experimentais com 85% dos pontos na faixa de $\pm 10\%$ de erro, enquanto a correlação de Yashar et al. (2001) reproduz 92,5% dos pontos na faixa de erro indicada.

Embora apresente predições piores que a correlação de Yashar et al. (2001), a equação proposta é mais simples e suas derivadas são contínuas em $x=0$ e $x=1$, o que é vantajoso sob o ponto de vista numérico, uma vez que $d\rho$ depende não só da fração de vazio, mas também de suas derivadas (34). Derivando-se a expressão acima em relação à pressão e à energia interna, chega-se às seguintes expressões analíticas para as derivadas da massa específica na região bifásica, ϕ e ψ :

$$\phi = \left. \frac{\partial \rho}{\partial u} \right|_p = 0,11y \frac{\rho_v - \rho_l}{u_v - u_l} x^{0,11y-1} \quad (244)$$

$$\psi = \frac{\partial \rho}{\partial p} \Big|_u = \rho_l + x^{0,11y} (\rho_v - \rho_l) - \frac{\partial \rho}{\partial u} \Big|_p \left[\frac{du_l}{dp} + x \left(\frac{du_v}{dp} - \frac{du_l}{dp} \right) \right] \quad (245)$$

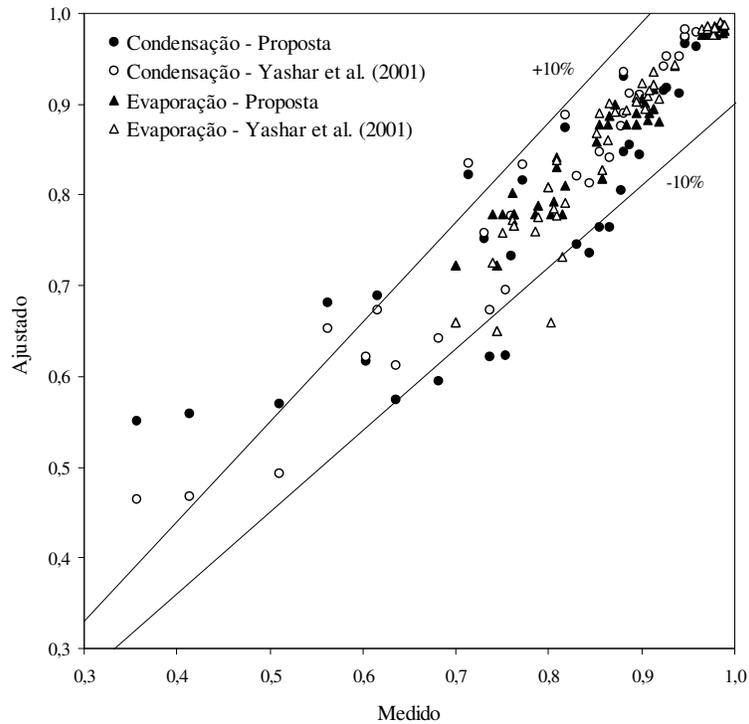


Figura 128 Comparação entre as frações de vazio medidas e ajustadas

Análise Comparativa

As correlações de fração de vazio apresentadas são comparadas na Figura 129 com auxílio de um diagrama que mostra a variação da massa específica média na região bifásica,

$$\bar{\rho}_b = \int_{x=0}^{x=1} [\rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l)] dx \quad (246)$$

em função da temperatura de saturação. As demais características operacionais são: $G=25 \text{ kg/s.m}^2$, $d_i=6,5 \text{ mm}$ e T_{sat} variando de -35 a 10°C (evaporador) e $G=100 \text{ kg/s.m}^2$, $d_i=3,5 \text{ mm}$ e T_{sat} de 20 a 55°C (condensador).

Para a evaporação, observa-se que as correlações que seguem a formulação de Butterworth (1975), com exceção da correlação de Turner-Wallace, apresentam valores inferiores para a massa específica se comparadas às correlações baseadas em G e X_{tt} . São observados três grupos de correlações

com resultados similares: o primeiro é composto pelas correlações de Wallis, Lockhart-Martinelli, Zivi e Baroczy, o segundo é formado por Premoli e Yashar et al. e o terceiro por Tandon et al., Turner-Wallace e Hughmark. O proposto por Thom subestima os valores calculados pelas demais correlações.

Para a condensação, por outro lado, as correlações mostraram valores próximos entre si, com exceção das de Turner-Wallace e Hughmark, que superestimam as demais. Três grupos são também observados para a condensação. Em ordem crescente de massa específica média, o primeiro é composto pelas correlações de Wallis e Lockhart-Martinelli, o segundo por Zivi, Baroczy, Yashar et al. e Tandon et al., e o terceiro por Turner-Wallace e Hughmark. As correlações apresentam valores próximos entre si, com exceção das de Turner-Wallace e Hughmark, que superestimam as demais.

Em todos os casos, o modelo para escoamento homogêneo subestima as massas específicas médias calculadas pelo demais modelos.

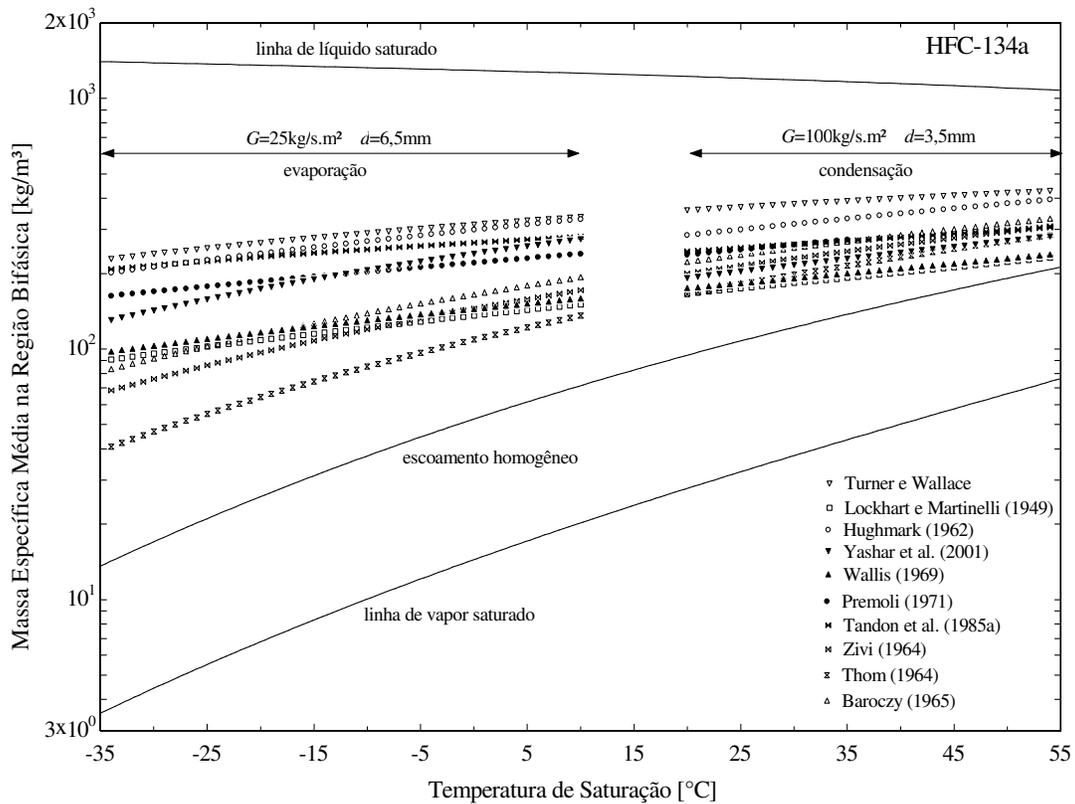


Figura 129 Correlações de frações de vazio em função do título

APÊNDICE XI

PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE

Obtenção das Propriedades Termodinâmicas e Termofísicas

Para o vapor superaquecido, as propriedades termodinâmicas podem ser obtidas a partir de uma equação de estado, que correlaciona pressão, volume específico e temperatura, e de uma equação para o calor específico a volume ou a pressão constante, em função da temperatura. As propriedades da saturação, contudo, exigem duas equações adicionais: uma que correlacione a pressão de vapor com a temperatura e outra para determinar a massa específica do líquido saturado em função da temperatura. Estas quatro equações, juntamente com algumas relações termodinâmicas básicas, permitem o cômputo das propriedades do refrigerante para as regiões de superaquecimento e de saturação. Para o sub-resfriamento, uma boa aproximação consiste em utilizar as propriedades do líquido saturado à mesma temperatura (Gosney 1982).

Este método deve ser preferencialmente empregado em programas de simulação, ao invés do ajuste polinomial comumente utilizado, a fim de garantir a continuidade das propriedades nas regiões de vapor e líquido saturado, onde o uso de polinômios, de um modo geral, apresenta problemas. No entanto, o cálculo de propriedades termodinâmicas através dessa metodologia envolve uma série de procedimentos iterativos. Como os modelos distribuídos necessitam da avaliação das propriedades

termodinâmicas em cada ponto do domínio, em cada procedimento iterativo e em cada instante de tempo, o cálculo iterativo das propriedades torna-se computacionalmente proibitivo.

Para evitar o acréscimo excessivo do tempo computacional em virtude dos laços iterativos e visando garantir a continuidade das propriedades nas linhas de líquido e vapor saturados, optou-se por computar inicialmente todas as propriedades necessárias, organizando-as em uma tabela de propriedades que fica armazenada na memória do computador. Quando necessárias, tais propriedades são localizadas na tabela e interpoladas. Tal método é denominado de método de procura na tabela.

Os dados dos refrigerantes HFC-134a e HC-600a foram gerados através do software EES (Klein 2004) que faz uso da base de dados REFPROP (Lemmon et al. 1998). As propriedades da saturação foram obtidas variando-se a temperatura de -43 a 76°C , em uma faixa de 120°C , e posteriormente organizadas na forma de vetores indexados ou na pressão de vapor (T_{sat} , u_l , u_v , h_l , h_v , ρ_l , ρ_v e derivadas em relação à pressão) ou na temperatura de saturação (p , c_{pl} , c_{pv} , c_{vl} , c_{vv} , k_l , k_v , μ_l , μ_v e σ). As propriedades foram calculadas de acordo com a referência proposta pelo IIR (Instituto Internacional de Refrigeração), em que $h_l=200$ kJ/kg e $s_l=1$ kJ/kg.K a 0°C .

As propriedades do superaquecimento foram geradas a partir do vetor de pressões e da temperatura, partindo-se da respectiva temperatura de saturação até atingir 100°C de superaquecimento. Obteve-se assim uma matriz para cada uma das propriedades do superaquecimento, em que um dos indexadores é a pressão. O grau de superaquecimento, $\Delta T=T-T_{sat}$, foi empregado como segundo indexador para h , c_p , c_v , k e μ , enquanto a variação de energia interna, $\Delta u=u-u_v$, foi adotada como indexador adicional para T , u , s , ρ , ϕ e ψ .

Método de Busca e Interpolação

No caso da região de saturação, as propriedades estão armazenadas em vetores, de modo que a busca é realizada em apenas uma dimensão. Para o superaquecimento, contudo, as propriedades estão armazenadas em matrizes, de modo que interpolações bidimensionais são necessárias. Uma vez que as propriedades possuem comportamento monotônico (crescente ou decrescente) no intervalo de interesse, utilizou-se um procedimento de procura baseado no método da bisseção (Press et al. 1995) para acelerar

o processo de busca. A interpolação foi realizada através de *splines* naturais cúbicas, a fim de garantir precisão de alta ordem com um custo computacional relativamente baixo.

A Figura 130 compara o tempo de computação necessário para localizar e interpolar uma propriedade da saturação em um vetor de 120 pontos (incremento de 1°C) e quatro formas distintas: linear, parabólica, cúbica e *splines*. Vê-se que as *splines* requerem um tempo computacional semelhante à interpolação linear e cerca de 2x e 3x vezes menor que os apresentados pelas interpolações parabólica e cúbica, respectivamente, embora apresentem precisões compatíveis com as interpolações de 3ª ordem.

A Figura 131 compara as mesmas estratégias de interpolação para o caso bidimensional, cuja matriz de dados possui 12 mil pontos (120x100, incremento de 1°C), onde é possível observar que as *splines* consomem praticamente o mesmo tempo de computação que as interpolações cúbicas. Observe que, se a matriz for reduzida de 12 mil para 3 mil pontos (60x50, incremento 2°C), as *splines* mantêm a precisão – uma vez que fornecem um ajuste suave entre os pontos – com um tempo computacional equivalente ao da interpolação parabólica e cerca de metade do tempo do ajuste cúbico. Assim, conclui-se que a malha com 3 mil pontos é a mais indicada.

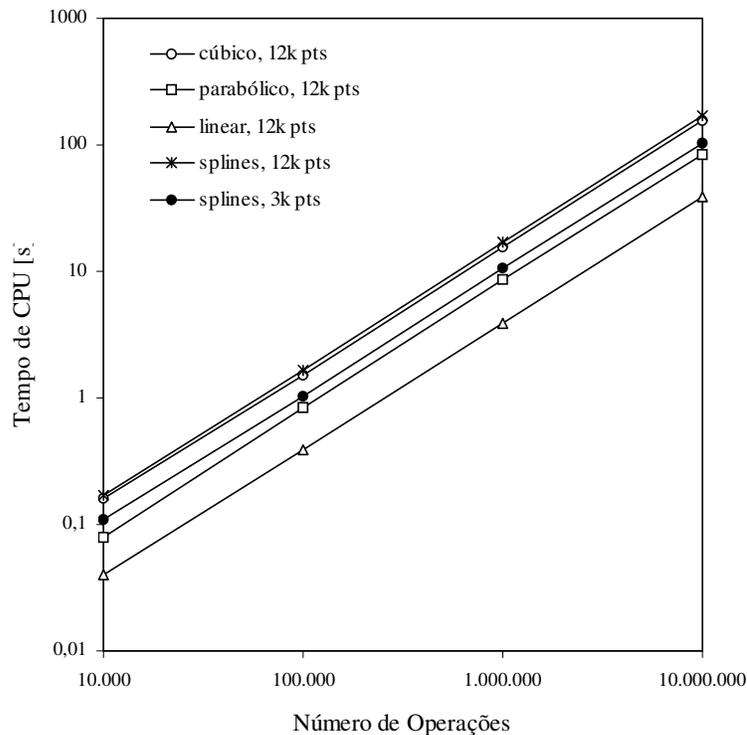


Figura 130 Tempo de computação para diferentes tamanhos de vetores de dados

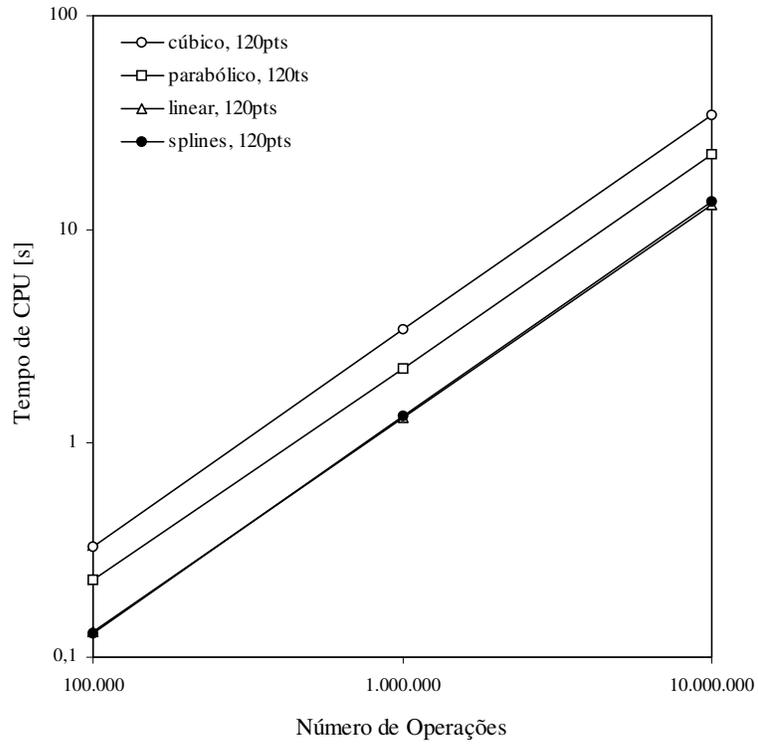


Figura 131 Tempo de computação para diferentes tamanhos de matrizes de dados

APÊNDICE XII

PROPRIEDADES DA MISTURA ÓLEO-REFRIGERANTE

Propriedades Termofísicas

A solubilidade do refrigerante HFC-134a no óleo ISO-10, definida como a razão entre a massa de refrigerante e a massa da mistura, foi obtida através de um ajuste dos dados do fabricante do óleo:

$$\sigma = a_0 p_r^{a_1} \exp\left[(c_0 + c_1 p_r) + (d_0 + d_1 p_r) \ln(1 + b_0 T_r^{b_1})\right] \quad (247)$$

onde p_r e T_r são, respectivamente, a pressão reduzida e a temperatura reduzida do refrigerante. As derivadas α e β (equação 89) são obtidas analiticamente a partir da equação anterior:

$$\alpha = \left. \frac{\partial \sigma}{\partial T} \right|_p = \sigma b_0 b_1 \frac{d_0 + d_1 p_r}{1 + b_0 T_r^{b_1}} \frac{T_r^{b_1 - 1}}{T^*} \quad (248)$$

$$\beta = \left. \frac{\partial \sigma}{\partial p} \right|_T = \sigma \left[\frac{a_1}{p} + \frac{c_1 + d_1 \ln(1 + b_0 T_r^{b_1})}{p^*} \right] \quad (249)$$

onde o asterisco sobrescrito indica as propriedades do refrigerante no ponto crítico – $p^* = 4059,3 \text{ kPa}$ e $T^* = 374,21 \text{ K}$ para o HFC-134a.

Os coeficientes do ajuste são dados na Tabela 47, enquanto a Figura 132 compara os dados ajustados com os medidos, mostrando uma concordância na faixa de $\pm 10\%$. A Figura 133 compara os

ajustes (linhas) e os valores medidos (pontos), mostrando que o modelo acima reproduz consistentemente os valores experimentais.

Tabela 47 Coeficientes do ajuste da curva de solubilidade do refrigerante no óleo

Coeficiente	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
índice 0	0,0599	-0,9721	-0,3002	-0,6667
índice 1	0,8940	-0,0872	-20,535	-5,6439

A massa específica da mistura óleo-refrigerante foi, por sua vez, obtida através do seguinte ajuste linear em função da temperatura:

$$\rho_o = 1180,6 - 0,778T \quad (250)$$

A Pressão de Equalização

A pressão de equalização depende do volume interno do sistema de refrigeração, da massa de refrigerante e de óleo, da solubilidade entre estes dois componentes e da temperatura ambiente. Conhecidos o volume interno da unidade selada e o volume ocupado pela mistura óleo-refrigerante, determina-se o volume ocupado pelo refrigerante. A massa de refrigerante é determinada do mesmo modo. Dada a temperatura de equilíbrio, o volume e a massa de refrigerante livre (não dissolvido) no sistema de refrigeração obtém-se a pressão do refrigerante no interior do sistema através da equação de estado do refrigerante. Como a solubilidade depende da pressão, o sistema de equação passa a ser não-linear, de modo que um procedimento iterativo de cálculo é necessário.

Inicialmente, com uma pressão estimada, calcula-se tanto a massa específica da mistura como a solubilidade do refrigerante. A massa de refrigerante dissolvida no óleo, M_d , é calculada pela seguinte equação:

$$M_d = M_o \frac{\sigma}{1 - \sigma} \quad (251)$$

A soma da massa do refrigerante dissolvido com a do óleo fornece a massa total da mistura, o que permite que o volume da mistura, $V_m = V_d + V_o$, possa ser calculado.

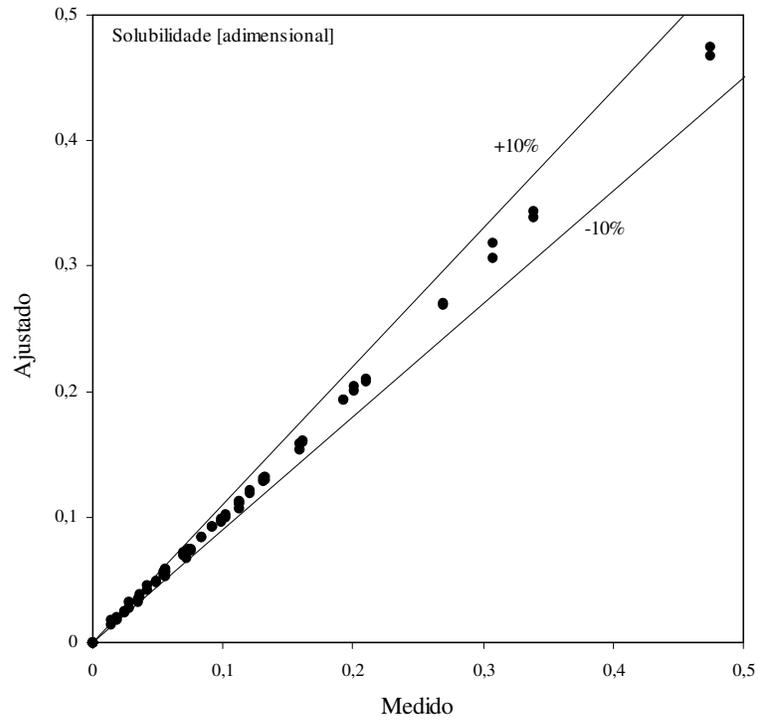


Figura 132 Avaliação do ajuste para a solubilidade do refrigerante no óleo

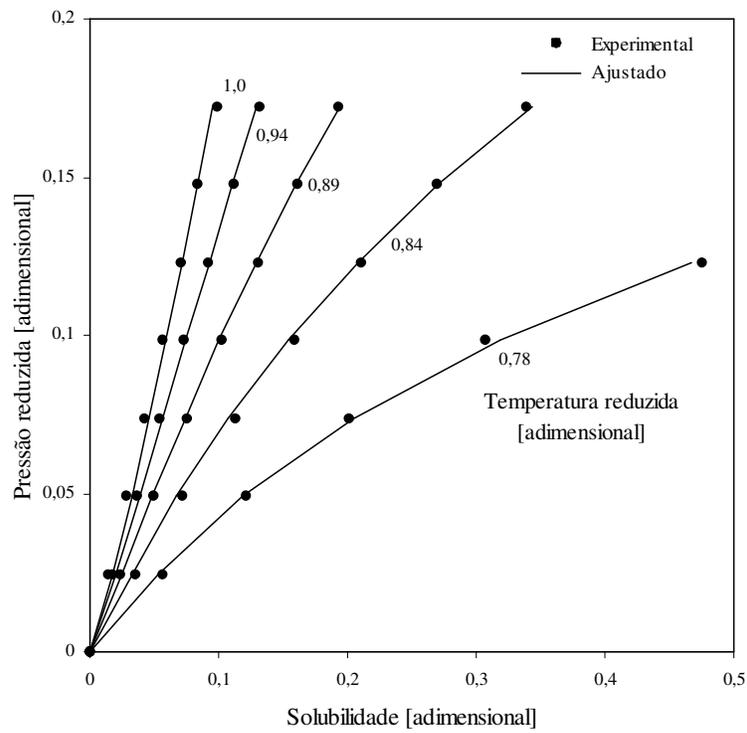


Figura 133 Solubilidade do refrigerante no óleo em função da temperatura e da pressão

A massa e o volume do vapor livre no sistema, M_v e V_v , são então calculados por:

$$M_v = M_t - M_d \quad (252)$$

$$V_v = V_t - V_m \quad (253)$$

A partir do volume específico do refrigerante livre e da temperatura ambiente, corrige-se a pressão de equalização através das relações de propriedades termodinâmicas: $p=p(v_v, T_a)$. Tendo em vista as não-linearidades do sistema de equações, faz-se necessário o uso de sub-relaxação no processo de iterações sucessivas, de modo que:

$$p_{eq} = \frac{p_{eq}^* + p(M_v, V_v, T_a)}{2} \quad (254)$$

onde p_{eq}^* representa o valor na iteração anterior e $p(v_v, T_a)$ o valor recém-estimado através da equação de estado.

APÊNDICE XIII

PROPRIEDADES DO AR SECO E DO AR ÚMIDO

As propriedades do ar seco (denotadas pelo índice a) e do vapor d'água (índice s) foram obtidas através do software EES/REFPROP (Klein 2004) e ajustadas em função da temperatura, variando-a de -20 a 80°C, e mantendo-se a pressão constante em 101,325 kPa. Tais propriedades foram então combinadas através das regras da Psicrometria, a fim de se obter as propriedades equivalentes do ar úmido, modelado como gás perfeito. Em todas as equações, a temperatura é dada em [K]. Os coeficientes dos ajustes são mostrados na Tabela 48. Todos os ajustes apresentaram um coeficiente de correlação praticamente unitário.

Ar Seco

As propriedades ajustadas para o ar seco foram: viscosidade, condutividade térmica e calor específico. A densidade do ar seco foi por sua vez calculada com base na equação de estado de gás perfeito com $R=0,287$ kJ/kg.K. As curvas ajustadas são:

$$\begin{cases} \mu_a = a + bT + cT^{1,5} + dT^{0,5} + eT^{-0,5} \\ k_a = a + bT + cT^2 + dT^{2,5} + eT^{-0,5} \\ c_{p_a} = a + bT + cT^{0,5} + dT^{-1} + eT^{-2} \\ \rho_a = 353T^{-1} \end{cases} \quad (255)$$

Vapor d'Água

As propriedades ajustadas para o vapor d'água foram: pressão de saturação, entalpia da água líquida, entalpia do vapor d'água saturado, bem como viscosidade, condutividade térmica e calor específico do vapor saturado. Os ajustes são dados por:

$$p_{sat} = \exp(a + bT^{-1} + cT^{-1,5}) \quad (256)$$

$$h_l = a + bT + cT^2 + dT^{-1} + eT^{-2} \quad (257)$$

$$h_v = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^{0,5} \quad (258)$$

$$\begin{cases} k_v = a + bT + cT^{0,5} + dT^{-0,5} + eT^{-2} \\ \mu_v = a + bT + cT^2 + dT^{-0,5} + eT^{-2} \\ c_{p_v} = a + bT + cT^2 + dT^{-1} + eT^{-2} \end{cases} \quad (259)$$

Tabela 48 Coeficientes usados nas relações de propriedades do ar seco e do vapor d'água

Fluido	Propriedade	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>R</i> ²
Ar seco	Viscosidade, Pa.s	-7,953·10 ⁻⁶	8,554·10 ⁻⁹	-1,217·10 ⁻¹⁰	1,432·10 ⁻⁶	1,054·10 ⁻⁶	1,0
	Condutividade térmica, kW/m.K	1,518·10 ⁻⁶	9,477·10 ⁻⁸	-3,853·10 ⁻¹¹	3,725·10 ⁻¹³	-7,984·10 ⁻⁸	1,0
	Calor específico, kJ/kg.K	1,942	1,560·10 ⁻³	-7,028·10 ⁻²	-6,657·10 ¹	3,172·10 ³	1,0
Vapor d'água	Pressão de vapor, kPa	1.540·10 ¹	-2.132·10 ³	-3.655·10 ⁴	-	-	1,0
	Entalpia da água líquida, kJ/kgs	-1.556·10 ³	4.576	7.803·10 ⁻⁵	1.336·10 ⁵	-1.409·10 ⁷	1,0
	Entalpia do vapor d'água, kJ/kgs	-2.010·10 ²	-2.222·10 ¹	2.974·10 ⁻²	-2.245·10 ⁻⁵	4.241·10 ²	1,0
	Viscosidade, Pa.s	1.242·10 ⁻⁵	3.499·10 ⁻⁸	-7.078·10 ⁻¹²	-2.929·10 ⁻⁴	4.092·10 ⁻¹	1,0
	Condutividade térmica, kW/m.K	3.165·10 ⁻³	2.788·10 ⁻⁶	-1.569·10 ⁻⁴	-2.297·10 ⁻²	5.432	1,0
	Calor específico, kJ/kgs.K	6.492E·10 ¹	-1.486·10 ⁻¹	1.334·10 ⁻⁴	-1.197·10 ⁴	8.519·10 ⁵	1,0

Ar Úmido

A umidade absoluta consiste na relação entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco. Seguindo a teoria da Psicrometria (Stoecker e Jones 1985), a seguinte equação pode ser deduzida assumindo-se que o ar úmido se comporta como um gás ideal:

$$\omega = 0,62198 \frac{\phi p_s}{p_a - \phi p_s} \quad (260)$$

onde p_a é a pressão total da mistura, igual a 101,325kPa, e a umidade relativa é definida como a relação entre a pressão parcial do vapor d'água, p_s , e a pressão de saturação do ar, p_{sat} :

$$\phi = \frac{P_s}{P_{sat}} \quad (261)$$

A entalpia do ar úmido é calculada como a soma das entalpias do ar seco e do vapor d'água:

$$h = c_{p_m} T + h_v \omega \quad (262)$$

onde c_{p_m} é o calor específico da mistura, dado por:

$$c_{p_m} = c_{p_a} + c_{p_s} \omega \quad (263)$$

A temperatura de orvalho, por sua vez, é calculada através da seguinte relação proposta no *ASHRAE Handbook of Fundamentals* (1997) para $T > 0^\circ\text{C}$:

$$T_{orv} = 279,69 + \log(p_s) \{ 14,526 + \log(p_s) [0,7389 + 0,09486 \log(p_s)] \} + 0,4569 p_s^{0,1984} \quad (264)$$

Para $T < 0^\circ\text{C}$, a seguinte expressão é recomendada:

$$T_{orv} = 279,24 + \log(p_s) [12,608 + 0,4959 \log(p_s)] \quad (265)$$

onde a p_s é dada [kPa] e T_{orv} em [K].

APÊNDICE XIV DEMONSTRAÇÕES MATEMÁTICAS

Solução Analítica do Sistema de Equações do Escoamento Através do Tubo Capilar

As equações de conservação para o escoamento de refrigerante no tubo capilar foram escritas na seguinte forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \tau & G^2\phi \\ -Q & 1+G^2v\phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} dl \\ dh \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} 1+G^2\psi \\ G^2v\psi \end{Bmatrix} dp \quad (266)$$

cujos ds determinantes principal, Δ , e secundários, Δ_{dl} e Δ_{dh} , são dados por:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \tau & G^2\phi \\ -Q & 1+G^2v\phi \end{vmatrix} = \tau(1+G^2v\phi) + Q(G^2\phi) \quad (267)$$

$$\Delta_{dl} = \begin{vmatrix} -(1+G^2\psi) & G^2\phi \\ -G^2v\psi & 1+G^2v\phi \end{vmatrix} = -[1+G^2(v\phi+\psi)] \quad (268)$$

$$\Delta_{dh} = \begin{vmatrix} \tau & -(1+G^2\psi) \\ -Q & -G^2v\psi \end{vmatrix} = -[\tau(G^2v\psi) + Q(1+G^2\psi)] \quad (269)$$

Através da regra de Cramer, pode-se mostrar que:

$$\frac{dl}{dp} = \frac{\Delta_{dl}}{\Delta} = -\frac{1+G^2(\psi+\phi v)}{\tau(1+G^2v\phi) + Q(G^2\phi)} \quad (270)$$

e,

$$\frac{dh}{dp} = \frac{\Delta_{dh}}{\Delta} = -\frac{\tau(G^2 v \psi) + Q(1 + G^2 \psi)}{\tau(1 + G^2 v \phi) + Q(G^2 \phi)} \quad (271)$$

Balço de Energia no Cilindro do Compressor

Um balanço de energia para o refrigerante no interior do cilindro do compressor fornece:

$$dU = w_{cs} h_{cs} - w_{cd} h_{cd} - p dV + Q \quad (272)$$

onde,

$$Q = hA(T_w - T) \quad (273)$$

Considerando que $dU = u dM + M du$ e empregando-se uma aproximação *up-wind* para a entalpia na descarga, $h_{cd} \cong h$, pode-se re-escrever a equação anterior da seguinte forma:

$$M du = w_{cs} (h_{cs} - u) - w_{cd} (h - u) - p dV + Q \quad (274)$$

Fazendo uso da definição de entalpia, $h = u + pv$, obtém-se:

$$M du = w_{cs} (h_{cs} - h) + pv (w_{cs} - w_{cd}) - p dV + Q \quad (275)$$

Da conservação da massa, tem-se:

$$dM = w_{cs} - w_{cd} \quad (276)$$

e,

$$M dv = dV - v dM \quad (277)$$

Substituindo as equações anteriores no balanço de energia, obtém-se:

$$du = \frac{1}{M} [w_{cs} (h_{cs} - h) + Q] - p dv \quad (278)$$

Das relações termodinâmicas, sabe-se que:

$$du = T ds - p dv \quad (279)$$

O diferencial total de $s = s(T, v)$ pode ser expresso da seguinte forma:

$$ds = \left. \frac{\partial s}{\partial T} \right|_v dT + \left. \frac{\partial s}{\partial v} \right|_T dv \quad (280)$$

onde,

$$\left. \frac{\partial s}{\partial T} \right|_v = \frac{c_v}{T} \quad \text{e} \quad \left. \frac{\partial s}{\partial v} \right|_T = \left. \frac{\partial p}{\partial T} \right|_v \quad (281)$$

logo,

$$du = c_v dT + \left(T \left. \frac{\partial p}{\partial T} \right|_v - p \right) dv \quad (282)$$

Substituindo a equação anterior na equação (275), obtém-se a seguinte equação para a temperatura:

$$dT = \frac{1}{Mc_v} \left[w_{cs} (h_{cs} - h) + Q - T \left. \frac{\partial p}{\partial T} \right|_v M dv \right] \quad (283)$$

Finalmente, substituindo o termo de transferência de calor e a conservação da massa, obtém-se:

$$dT = \frac{1}{Mc_v} \left\{ \dot{h} A T_w + w_{cs} (h_{cs} - h) - T \left[\dot{h} A + \left. \frac{\partial p}{\partial T} \right|_v (dV - v dM) \right] \right\} \quad (284)$$

APÊNDICE XV EXPERIMENTO FATORIAL COMPLETO E FRACIONADO

Um experimento fatorial se caracteriza por combinar, de forma matricial, todos os valores de todos os parâmetros controlados durante o teste. Por exemplo, se um experimento fatorial fosse empregado para o compressor (Apêndice V), em que foram testadas 4 temperaturas de evaporação, 3 temperaturas de condensação e 2 temperaturas ambiente, ter-se-ia um experimento fatorial com $4 \cdot 3 \cdot 2 = 24$ testes.

O experimento fatorial é composto basicamente por fatores e níveis. Fatores são as variáveis independentes controladas durante o experimento em níveis pré-estabelecidos. No exemplo anterior, a temperatura ambiente é considerada um fator, enquanto os níveis são 32 e 43°C. As variáveis resposta do experimento são as variáveis independentes sobre as quais se quer avaliar a influência dos fatores e das suas interações nos níveis pré-estabelecidos.

O efeito de um fator é definido como a variação que este provoca na variável resposta quando varia de um nível para outro. O efeito de um fator A é calculado subtraindo-se a média das respostas obtidas com o fator no nível (-) da média das respostas obtidas com o fator no nível (+), ou seja:

$$E(A) = 2^{1-n} \left(\sum y_{A(+)} - \sum y_{A(-)} \right) \quad (285)$$

onde $E(A)$ é o efeito do fator A, $y_{A(+)}$ os resultados obtidos com A no nível superior (+) e $y_{A(-)}$ os resultados obtidos com A no nível inferior (-). Quando o efeito de A depende dos níveis de outro fator B, diz-se que há uma interação entre A e B, denotada por A·B.

Matematicamente, o experimento fatorial consiste em um ajuste linear multidimensional da variável resposta genérica y em função dos fatores genéricos x_i e de suas interações,

$$y = \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n b_i x_i \sum_{j=i+1}^n x_j + \sum_{i=1}^n c_i x_i \sum_{j=i+1}^n x_j \sum_{k=j+1}^n x_k + \dots \quad (286)$$

de modo que os coeficientes do ajuste fornecem a sensibilidade da resposta em função de um fator x_i ou das interações entre fatores:

$$a_i = \left. \frac{\partial y}{\partial x_i} \right|_{x_j, \forall j \neq i} \quad (287)$$

Deve-se notar que a sensibilidade calculada pela equação anterior é totalmente equivalente ao efeito calculado pela expressão (285).

Os testes são planejados para que o experimento fatorial seja balanceado, de modo que o número de testes no nível (-) seja igual ao número de testes no nível (+), fazendo com que os níveis tenham o mesmo peso no cálculo dos efeitos. Um projeto fatorial com 2 níveis (experimento linear) demanda 2^n testes, onde n representa o número de fatores. O número de testes define o número de graus de liberdade do modelo ($2^n - 1$), que estabelece a quantidade de termos na equação (286). No caso de um projeto fatorial completo com 3 fatores (A, B, C), i.e. $2^3 = 8$ testes, o ajuste leva em conta os 3 efeitos principais (A, B, C) e todas as interações (A·B, A·C, B·C e A·B·C), totalizando 7 graus de liberdade.

O projeto fatorial de 2 níveis é dito fracionado se o número de testes é reduzido do fatorial completo por uma potência de 2. O projeto fatorial fracionado é denotado por 2^{n-k} , onde k representa o grau da fração, sendo que $k=1$ equivale à $1/2$, $k=2$ à $1/4$, e assim por diante. O fracionamento do experimento implica na redução dos graus de liberdade que, em termos práticos, acarreta na perda de informação já que o ajuste leva em conta apenas uma parte dos termos da equação (286). Os termos ausentes passam então a se confundir com os presentes. Em um experimento 2^{3-1} , por exemplo, tem-se apenas 3 graus de liberdade: A, B e C. Os termos cruzados (A·B, A·C, B·C) ficam confundidos com os efeitos principais, de acordo com a seguinte estrutura de confundimento: A+B·C, B+A·C e C+A·B. Tal

experimento possui resolução III. Quando os efeitos principais se confundem com as interações de 3ª ordem e as interações de 2ª ordem estão confundidas entre si, diz-se que o experimento tem resolução IV. Tem-se um experimento com resolução V quando os efeitos de 1ª ordem se confundem com os de 4ª, enquanto os de 2ª ordem estão confundidos com os de 3ª.

As principais vantagens de um experimento fatorial são: (i) análise simultânea dos efeitos dos fatores e de suas interações, e (ii) busca de uma solução ótima através de experimentação sequencial. Como desvantagens, pode-se citar: (i) o número de testes cresce em uma progressão geométrica com o número de fatores, e (ii) testes com 2 fatores são aplicáveis apenas à situações em que a variável resposta apresenta um comportamento quase-linear. A primeira pode ser contornada pelo uso de experimentos fatoriais fracionados, enquanto a segunda é contornada pela experimentação sequencial, como a empregada no Capítulo 8.

APÊNDICE XVI

MÉTODOS PREDITORES-CORRETORES

Este apêndice fornece uma visão geral da metodologia utilizada pelo código DE/STEP para resolver de sistemas de EDO. As informações contidas neste capítulo foram extraídas de Press et al. (1995). Informações mais específicas sobre o código DE/STEP podem ser obtidas de Shampine e Gordon (1975).

O algoritmo DE/STEP está fundamentado em um método preditor-corretor, que constitui tanto família dos métodos de múltiplos-passos como a dos métodos de múltiplos-valores, de modo que ambas serão exploradas, a começar pela primeira.

Métodos de Múltiplos-Passos

Considere a seguinte EDO,

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = f(t, y) \quad (288)$$

cujas solução é obtida a partir da seguinte integração temporal:

$$y(t + \Delta t) = y(t) + \int_t^{t+\Delta t} f(t, y) dt \quad (289)$$

Diferentemente dos métodos de um único passo – como os de Euler e Heun mencionados nos capítulos 3 e 6 respectivamente –, em que $y_{n+1}=y(t+\Delta t)$ depende apenas de $y_n=y(t)$, nos métodos de múltiplos-passos a função $f(t,y)$ é aproximada por um polinômio que passa por vários pontos conhecidos do domínio, tais como $t_{n+1}, t_n, t_{n-1}, t_{n-2}, \dots$, de modo que a integral de $f(t,y)$ fornece:

$$y_{n+1} = y_n + h(\beta_0 \dot{y}_{n+1} + \beta_1 \dot{y}_n + \beta_2 \dot{y}_{n-1} + \beta_3 \dot{y}_{n-2} + \dots) \quad (290)$$

onde h é o passo de integração, $\dot{y}_n = dy_n/dt = f(t_n, y_n)$, e n indica o instante t , $n-1$ o tempo $t-\Delta t$, e assim por diante. A ordem do método depende da ordem do polinômio ajustado, i.e. de quantos pontos anteriores são empregados na avaliação de y_n . O método é explícito se $\beta_0=0$, caso contrário é implícito.

Tem-se um método preditor-corretor quando um método explícito é usado para prever $f(t_{n+1}, y_{n+1})$ (passo preditor) para que seja usado por um método implícito para corrigir y_{n+1} (passo corretor). A diferença entre a função predita e corrigida fornece informação acerca do erro local de truncamento que é empregada para ajustar o passo de intergração.

Os métodos preditores-corretores empregados pelo código DE/STEP seguem os esquemas de Adams-Bashforth-Moulton que para um caso de 3ª ordem, por exemplo, são dados por:

$$\text{Preditor (Adams-Bashforth):} \quad y_{n+1} \cong y_n + \frac{h}{12} (23\dot{y}_n - 16\dot{y}_{n-1} + 5\dot{y}_{n-2}) \quad (291)$$

$$\text{Corretor (Adams-Moulton):} \quad y_{n+1} \cong y_n + \frac{h}{12} (5\dot{y}_{n+1} + 8\dot{y}_n - 5\dot{y}_{n-1}) \quad (292)$$

Pode-se distinguir três processos distintos em um método preditor-corretor: o passo preditor (P), a avaliação da função $f(t,y)$ (A), e o passo corretor (C), de modo que os métodos preditores-corretores são também conhecidos por $P(AC)^m$, onde m representa o número de iterações no passo corretor. Press et al. (1995) argumentam que o esquema PACA é preferível ao $P(AC)^m$ já que o processo iterativo em C é computacionalmente caro e com resultados incertos. Vale mencionar que todo método preditor-corretor do tipo $P(AC)^m$ com m finito, incluindo o esquema PACA, é explícito.

Segundo Press et al. (1995), os métodos preditores-corretores oriundos de métodos de múltiplos-passos apresentam os seguintes problemas de implementação: (i) a formulação requer resultados de instantes anteriores em espaços de tempo uniformes, o que dificulta o ajuste do passo de tempo; (ii) um método de único passo deve ser empregado para iniciar o algoritmo, uma vez que não

são conhecidos os valores dos tempos anteriores. Tais problemas são solucionados através dos métodos de múltiplos-valores.

Métodos de Múltiplos-Valores

A fim de evitar os problemas típicos dos métodos de múltiplos-passos, o código DE/STEP faz uso da abordagem de múltiplos-valores, em que os dados usados no ajuste polinomial provêm de uma expansão em série de Taylor em torno do ponto t_n , de modo que integração de $f(t,y)$ não depende mais de $t_n, t_{n-1}, t_{n-2}, \dots$, como nos métodos de múltiplos-passos, mas de y_n e de suas derivadas no instante t_n . Essa idéia é melhor ilustrada considerando um método de 4 valores, que necessitam dos 4 primeiros termos da série de Taylor – a função e suas três primeiras derivadas – para representar $y(t)$:

$$y(t) \cong y_n + (t - t_n) \dot{y}_n + \frac{1}{2} (t - t_n)^2 \ddot{y}_n + \frac{1}{6} (t - t_n)^3 \dddot{y}_n \quad (293)$$

Os coeficientes da série são representadas de acordo com a seguinte notação vetorial:

$$\mathbf{y}_n \equiv \left(y_n \quad h \dot{y}_n \quad \frac{1}{2} h^2 \ddot{y}_n \quad \frac{1}{6} h^3 \dddot{y}_n \right)^T \quad (294)$$

Fazendo $t=t_{n+1}$ na equação (293), obtém-se uma aproximação para y_{n+1} . Derivando-a no tempo e fazendo $t=t_{n+1}$, obtém-se uma aproximação para \dot{y}_{n+1} . Procedendo da mesma forma, obtém-se aproximações para \ddot{y}_{n+1} e \dddot{y}_{n+1} . As soluções aproximadas são então agrupadas no seguinte vetor $\tilde{\mathbf{y}}_{n+1}$, em que o til é empregado para enfatizar o fato de que, até então, fez-se apenas uma extrapolação polinomial da solução e de suas derivadas. Pode-se mostrar que:

$$\tilde{\mathbf{y}}_{n+1} = \mathbf{B} \mathbf{y}_n \quad (295)$$

onde,

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 2 & 3 \\ 0 & 0 & 1 & 3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (296)$$

A aproximação final para \mathbf{y}_{n+1} é obtida através de um termo corretor aditivo para $\tilde{\mathbf{y}}_{n+1}$:

$$\mathbf{y}_{n+1} \equiv \tilde{\mathbf{y}}_{n+1} + \alpha \mathbf{r} \quad (297)$$

onde \mathbf{r} é um vetor constante equanto α é obtido de modo que a satisfazer a equação (288) em $n+1$.

Comparando a equação diferencial (288) com a equação para a primeira derivada obtida da expansão em série de Taylor,

$$h\dot{y}_{n+1} = h\tilde{y}'_{n+1} + \alpha r_2 \quad (298)$$

e fixando $r_2=1$, obtém-se:

$$\alpha = hf(t_{n+1}, y_{n+1}) - hy'_{n+1} \quad (299)$$

Os demais componentes do vetor \mathbf{r} (r_1, r_3 e r_4) são arbitrários. Se $r_1=0$, o método é explícito (preditor), caso contrário implícito (corretor). Tais métodos são totalmente equivalentes aos métodos de múltiplos-passos: por exemplo, $r_1=0, r_3=3/4$ e $r_4=1/6$ correspondem ao esquema de Adams-Bashforth, enquanto $r_1=5/12, r_3=3/4$ e $r_4=1/6$ correspondem ao esquema de Adams-Moulton.

Embora de maior complexidade matemática, os métodos de múltiplos-valores permitem o ajuste de incremento de tempo de forma mais simples que os métodos de múltiplos-passos: para alterar o passo de h para h' em um dado ponto t_n , basta multiplicar os componentes de $\tilde{\mathbf{y}}_{n+1}$ pelas potências apropriadas de h'/h e a marcha temporal poderá ser continuada para t_n+h' .

Tais métodos também permitem que a ordem seja trocada durante o processo de integração, o que é feito mudando o tamanho de \mathbf{r} . A estratégia empregada no código DE/STEP consiste em determinar o novo passo de tempo com a ordem atual e verificar se o mesmo incremento de tempo seria obtido através de um método de ordem mais baixa. O algoritmo escolhe a ordem que permite o uso do maior incremento possível. Note que a mudança de ordem resolve o problema de inicialização do algoritmo, que inicia com um método de 1ª ordem que é automaticamente aumentada na medida necessária.

