

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

*Desenvolvimento de um Código Computacional Para  
Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos*

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA**  
**À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE**  
**EM ENGENHARIA MECÂNICA**

*Fábio Henrique Klein*

**FLORIANÓPOLIS, ABRIL DE 1998**

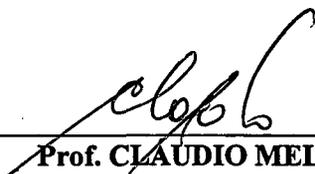
# *Desenvolvimento de um Código Computacional Para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos*

*Fábio Henrique Klein*

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

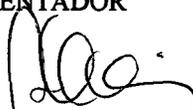
## **MESTRE EM ENGENHARIA**

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS  
E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA



---

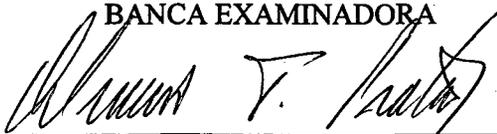
**Prof. CLAUDIO MELO, Ph. D.**  
ORIENTADOR



---

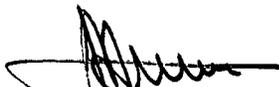
**Prof. ABELARDO ALVES DE QUEIROZ, Ph. D.**  
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA



---

**Prof. ALVARO TOUBES PRATA, Ph. D.**  
PRESIDENTE



---

**Prof. JOSÉ ANTÔNIO BELLINI DA CUNHA NETO, Dr.**



---

**Prof. CÉZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRÃO, Ph. D.**

*Quem pensa por si mesmo é livre  
E ser livre é coisa muito séria  
Não se pode fechar os olhos  
Não se pode olhar pr'a trás  
Sem se aprender alguma coisa  
Pro futuro*

Trecho da canção L'AVVENTURA  
*Renato Russo*

*Gostaria de dedicar este trabalho  
à meus pais, Wilson e Dione,  
pessoas que tanto admiro.*

# *Agradeço,*

*à Deus*

*ao professor Cláudio Melo, pela oportunidade, conhecimentos transmitidos, incentivo, amizade e principalmente pela confiança em mim depositada,*

*ao professor Alvaro Toubes Prata, por todos os conhecimentos transmitidos ao longo da minha carreira acadêmica, pelo incentivo e pela participação na modelação da linha de sucção,*

*ao professor César Otaviano Ribeiro Negrão, pelas sugestões e discussões que contribuíram para realização deste trabalho,*

*aos engenheiros Moacyr Marangone Mezavila e Marco Eduardo Marques da Multibrás S.A. e Roberto Horn Pereira da EMBRACO S.A., pelas freqüentes discussões técnicas ao longo deste trabalho,*

*ao engenheiro Fabian Fagotti da EMBRACO S.A., pela instrumentação e acompanhamento dos testes de calorímetro,*

*ao pessoal da Câmara, pelos testes realizados no refrigerador,*

*à todos os colegas do NRVA, pela agradável convivência,*

*e, enfim, a todos que contribuíram de alguma forma para realização deste trabalho.*

# *Sumário*

*Lista de Figuras / x*

*Lista de Tabelas / xiv*

*Lista de Símbolos / xvi*

*Resumo / xxv*

*Abstract / xxvi*

## **1**    *Introdução / 1*

1.1 - História da refrigeração / 1

1.2 - Refrigeração por compressão mecânica de vapores / 3

1.3 - Escopo do trabalho / 5

1.4 - Referências bibliográficas / 7

1.5 - Estrutura do trabalho / 10

1.6 - Estrutura geral do programa / 10

## **2**    *Modelação do compressor / 13*

2.1 - Introdução / 13

2.2 - Testes experimentais / 13

2.2.1 - Descrição do calorímetro utilizado nos testes experimentais / 13

2.2.2 - Grandezas medidas nos testes / 16

2.2.3 - Planejamento dos testes experimentais / 18

2.2.4 - Resultados dos testes experimentais / 19

2.3 - Modelo empírico / 32

2.4 - Modelo semi-empírico / 36

2.5 - Comparação entre os modelos / 40

### **3    *Modelação do condensador / 45***

3.1 - Introdução / 45

3.2 - Metodologia de modelação / 46

3.3 - Coeficientes de transferência de calor / 49

3.3.1 - Coeficientes de transferência de calor interno / 49

3.3.2 - Coeficientes de transferência de calor externo / 52

3.4 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor / 55

3.5 - Perda de carga no condensador / 59

### **4    *Modelação do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção / 62***

4.1 - Introdução / 62

4.2 - Programa CAPHEAT / 63

4.3 - Projeto fatorial em dois níveis / 65

4.4 - Projeto fatorial fracionado em dois níveis / 67

4.5 - Matrizes de teste do projeto fatorial / 70

4.6 - Correlações para fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar / 71

4.7 - Validação das correlações / 79

### **5    *Modelação da linha de sucção entre a saída do trocador de calor e a entrada no compressor / 82***

5.1 - Introdução / 82

5.2 - Modelo matemático / 83

5.3 - Perfis de temperatura do tubo e do refrigerante na linha de sucção / 85

### **6    *Modelação da transferência de calor para o interior do gabinete / 87***

6.1 - Introdução / 87

6.2 - Transferência de calor unidimensional / 89

6.3 - Testes de *UA* / 93

**7**    ***Modelação do evaporador / 98***

7.1 - Introdução / 98

7.2 - Modelo matemático / 99

7.3 - Coeficientes de transferência de calor / 100

7.4 - Perda de carga no evaporador / 102

**8**    ***Inventário de massa / 103***

8.1 - Introdução / 103

8.2 - Inventário de massa para as regiões de fase única / 103

8.3 - Inventário de massa para as regiões bifásicas / 104

8.4 - Modelos para determinação da fração de vazio / 104

8.5 - Massa de refrigerante dissolvida no óleo do compressor / 109

**9**    ***Testes experimentais / 111***

9.1 - Introdução / 111

9.2 - Preparação do sistema / 112

9.3 - Instrumentação do sistema / 112

9.4 - Resultados experimentais / 114

**10**    ***Validação do modelo / 117***

10.1 - Introdução / 117

10.2 - Comparação dos resultados / 119

**11**    ***Potencialidades do programa / 124***

- 11.1 - Introdução / 124
- 11.2 - Efeito da temperatura ambiente / 124
- 11.3 - Desempenho do sistema em função de alterações nos parâmetros geométricos / 132

## **12 Conclusões e sugestões / 142**

- 12.1 - Conclusões / 142
- 12.2 - Recomendações para trabalhos futuros / 143

## **Referências bibliográficas / 144**

*Apêndice A - Coeficientes das curvas ajustadas no Capítulo 2 / 149*

*Apêndice B - Determinação do expoente politrópico / 152*

*Apêndice C - Coeficientes de transferência de calor do compressor para o ambiente / 153*

C.1 - Assumindo o compressor como um cilindro / 153

C.2 - Assumindo o compressor como uma esfera / 154

*Apêndice D - Metodologia de solução da linha de descarga e das regiões superaquecida e sub-resfriada do condensador / 156*

*Apêndice E - Processo de medição do diâmetro interno do tubo capilar / 161*

E.1 - Confeção das amostras / 161

E.2 - Medição das amostras / 161

E.3 - Valores medidos / 161

E.4 - Tratamento estatístico dos dados / 161

E.5 - Incerteza de medição / 162

E.6 - Fotos das amostras / 163

*Apêndice F - Variação do fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar em função das variáveis de entrada / 164*

*Apêndice G - Variações de UA ao longo do período de aquisição de dados / 169*

*Apêndice H - Determinação dos volumes internos do compressor, evaporador e filtro secador / 171*

H.1 - Volume interno do compressor / 171

H.2 - Volume interno do evaporador / 172

H.3 - Volume interno do filtro secador / 172

*Apêndice I - Diâmetro interno equivalente do evaporador / 174*

*Apêndice J - Perda de carga no evaporador em função do diâmetro equivalente / 175*

*Apêndice K - Geometria original do refrigerador / 176*

K.1 - Compressor / 176

K.2 - Linha de descarga / 176

K.3 - Condensador / 176

K.4 - Trocador de calor tubo capilar-linha de sucção / 177

K.5 - Evaporador / 177

K.6 - Linha de sucção / 177

K.7 - Gabinete / 177

# *Lista de Figuras*

- 1.1 Esquema de um refrigerador a gelo / 1
- 1.2 Esquema do experimento de Cullen / 2
- 1.3 Desenho esquemático de um ciclo de refrigeração e sua representação no diagrama de Mollier / 4
- 1.4 Refrigerador doméstico típico / 5
- 1.5 Distribuição do consumo de energia no Brasil por setores / 6
- 1.6 Distribuição do consumo de energia no Brasil nas áreas residencial e de serviço / 6
- 1.7 Fluxograma do programa / 12
  
- 2.1 Desenho esquemático do calorímetro / 14
- 2.2 Posicionamento dos transdutores de pressão e temperatura nos passadores de sucção e descarga / 16
- 2.3 Tubo de descarga / 17
- 2.4 Posicionamento dos transdutores nas câmaras de sucção e descarga / 17
- 2.5 Fluxo de massa em função das temperaturas de evaporação e condensação / 20
- 2.6 Potência elétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação / 21
- 2.7 Fluxo de massa em função da temperatura do corpo do compressor / 22
- 2.8 Potência elétrica em função da temperatura do corpo do compressor / 23
- 2.9 Medição da temperatura na entrada do compressor / 24
- 2.10 Temperatura real de entrada no compressor em função da temperatura do corpo do compressor / 24
- 2.11 Queda de pressão na sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação / 26
- 2.12 Queda de pressão na descarga em função das temperaturas de evaporação e condensação / 27
- 2.13 Elevação da temperatura na sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação / 28
- 2.14 Queda de temperatura na descarga em função das temperaturas de evaporação e condensação / 29
- 2.15 Quedas de pressão na sucção e descarga em função da temperatura do corpo do compressor / 30
- 2.16 Elevação de temperatura na sucção em função da temperatura do corpo do compressor / 31
- 2.17 Queda de temperatura na descarga em função da temperatura do corpo do compressor / 32
- 2.18 Balanço de energia no compressor / 36
- 2.19 Fluxograma da metodologia de solução do modelo empírico / 37
- 2.20 Potência elétrica em função da potência de compressão / 40
- 2.21 Fluxograma da metodologia de solução do modelo semi-empírico / 41
- 2.22 Fluxo de massa em função da temperatura de evaporação obtido através dos modelos empírico e semi-empírico / 42
- 2.23 Potência elétrica em função da temperatura de evaporação obtido através dos modelos empírico e semi-

- empírico / 43
- 2.24 Temperatura do corpo do compressor obtida através dos modelos empírico e semi-empírico / 43
- 2.25 Temperatura do refrigerante na saída do compressor obtida através dos modelos empírico e semi-empírico / 44
  
- 3.1 Esquema do condensador / 45
- 3.2 Representação das regiões do condensador no diagrama pressão versus entalpia / 46
- 3.3 Circuito elétrico equivalente / 48
- 3.4 Fluxograma da região bifásica do condensador / 50
- 3.5 Coeficiente de transferência de calor interno em função da posição na linha de descarga / 57
- 3.6 Coeficiente de transferência de calor externo em função da posição na linha de descarga / 57
- 3.7 Coeficiente de transferência de calor interno na região saturada em função do título / 59
  
- 4.1 Esquema do trocador de calor concêntrico / 63
- 4.2 Validação das correlações para fluxo de massa / 80
- 4.3 Validação das correlações para temperatura na saída do trocador / 80
- 4.4 Validação das correlações para título na saída do capilar / 81
  
- 5.1 Linha de sucção / 82
- 5.2 Distribuição das temperaturas do tubo e do fluido refrigerante na linha de sucção / 86
  
- 6.1 Região da gaxeta / 88
- 6.2 Circuito elétrico equivalente / 89
- 6.3 Fluxograma do ganho de calor do gabinete / 91
- 6.4 Variação de  $UA$  com a temperatura ambiente / 97
  
- 7.1 Esquema do evaporador / 98
- 7.2 Seção transversal dos canais do evaporador / 99
- 7.3 Coeficiente de transferência calor em função do número de Rayleigh / 101
  
- 8.1 Curva de solubilidade do refrigerante HFC 134a no óleo *Freol a22* / 110
  
- 9.1 Posicionamento dos termopares na placa do evaporador / 114
  
- 10.1 Massa de refrigerante no evaporador e no sistema em função do diâmetro equivalente do evaporador / 123
  
- 11.1 Temperatura interna do gabinete em função da temperatura ambiente / 125

- 11.2 Temperatura de condensação em função da temperatura ambiente / 125
- 11.3 Temperatura de evaporação em função da temperatura ambiente / 126
- 11.4 Fluxo de massa em função da temperatura ambiente / 127
- 11.5 Título na saída do condensador em função da temperatura ambiente / 128
- 11.6 Potência elétrica em função da temperatura ambiente / 128
- 11.7 Ganho de calor em função da temperatura ambiente / 129
- 11.8 Carga de refrigerante no sistema em função da temperatura ambiente / 130
- 11.9 Coeficiente de performance e eficiência em função da temperatura ambiente / 132
- 11.10 Desempenho do refrigerador em função da espessura do isolamento / 133
- 11.11 Desempenho do refrigerador em função da emissividade das paredes externas do refrigerador / 134
- 11.12 Desempenho do refrigerador em função do número de aletas do condensador / 135
- 11.13 Desempenho do refrigerador em função da altura da placa do evaporador / 136
- 11.14 Desempenho do refrigerador em função do diâmetro interno do tubo capilar / 137
- 11.15 Desempenho do refrigerador em função do comprimento do tubo capilar / 138
- 11.16 Desempenho do refrigerador em função do comprimento do trocador de calor / 139
- 11.17 Desempenho do refrigerador em função em função da posição do trocador de calor / 140

## *Apêndices*

- D.1 Fluxograma da linha de descarga / 158
- D.2 Fluxograma da região superaquecida do condensador / 159
- D.3 Fluxograma da região sub-resfriada do condensador / 160
  
- E.1 Amostra 1.1 / 163
- E.2 Amostra 1.2 / 163
- E.3 Amostra 1.3 / 163
- E.4 Amostra 1.4 / 163
- E.5 Amostra 2.1 / 163
- E.6 Amostra 2.2 / 163
- E.7 Amostra 2.3 / 163
- E.8 Amostra 2.4 / 163
  
- F.1 Fluxo de massa em função do diâmetro interno do capilar / 164
- F.2 Fluxo de massa em função do comprimento do trocador / 164
- F.3 Fluxo de massa em função do comprimento do capilar / 164

- F.4 Fluxo de massa em função da pressão de condensação / 164
- F.5 Fluxo de massa em função do comprimento da região de entrada / 164
- F.6 Fluxo de massa em função do grau de sub-resfriamento / 164
- F.7 Fluxo de massa em função do grau de superaquecimento / 165
- F.8 Fluxo de massa em função da temperatura de evaporação / 165
- F.9 Fluxo de massa em função em função do título na entrada do capilar / 165
- F.10 Temperatura na saída do trocador em função do comprimento do capilar / 165
- F.11 Temperatura na saída do trocador em função do diâmetro interno do capilar / 165
- F.12 Temperatura na saída do trocador em função do comprimento da região de entrada / 165
- F.13 Temperatura na saída do trocador em função do comprimento do trocador / 166
- F.14 Temperatura na saída do trocador em função do grau de superaquecimento / 166
- F.15 Temperatura na saída do trocador em função da pressão de condensação / 166
- F.16 Temperatura na saída do trocador em função da temperatura de evaporação / 166
- F.17 Temperatura na saída do trocador em função do grau de sub-resfriamento / 166
- F.18 Temperatura na saída do trocador em função do título na entrada do capilar / 166
- F.19 Título na saída do capilar em função do diâmetro interno do capilar / 167
- F.20 Título na saída do capilar em função do comprimento do trocador / 167
- F.21 Título na saída do capilar em função do comprimento do capilar / 167
- F.22 Título na saída do capilar em função do grau de sub-resfriamento - 167
- F.23 Título na saída do capilar em função do comprimento da região de entrada / 167
- F.24 Título na saída do capilar em função do grau de superaquecimento / 167
- F.25 Título na saída do capilar em função da temperatura de evaporação / 168
- F.26 Título na saída do capilar em função do título na entrada do capilar / 168
- F.27 Título na saída do capilar em função da pressão de condensação / 168
- 
- G.1  $UA$  em função do tempo para temperatura externa de 18 °C / 169
- G.2  $UA$  em função do tempo para temperatura externa de 25 °C / 169
- G.3  $UA$  em função do tempo para temperatura externa de 32 °C / 170
- 
- J.1 Perda de carga no evaporador em função do diâmetro equivalente do evaporador / 175
- J.2 Queda de temperatura na evaporação em função do diâmetro equivalente do evaporador / 175

# *Lista de Tabelas*

- 2.1 Fluxo de massa e potência elétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação / 19
- 2.2 Variação do fluxo de massa e potência elétrica em função da temperatura do corpo do compressor / 22
- 2.3 Quedas de pressão na sucção e descarga do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação / 25
- 2.4 Elevação de temperatura na sucção e queda de temperatura na descarga do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação / 28
- 2.5 Quedas de pressão na sucção e descarga do compressor em função da temperatura do corpo do compressor / 30
- 2.6 Elevação de temperatura na sucção e queda de temperatura na descarga em função da temperatura do corpo do compressor / 31
  
- 3.1 Valores da constante  $c$  / 61
  
- 4.1 Projeto fatorial em 2 níveis de 3 variáveis / 66
- 4.2 Distribuição dos efeitos de um projeto fatorial de 8 variáveis em 2 níveis / 68
- 4.3 Matriz de testes do projeto fatorial de 4 variáveis / 69
- 4.4 Matriz de testes do projeto fatorial fracionado de 4 variáveis / 69
- 4.5 Matriz de testes do projeto fatorial fracionado de 8 variáveis / 70
- 4.6 Matriz de teste para entrada bifásica com comprimento da região de entrada inferior a 1,0 m / 72
- 4.7 Matriz de teste para entrada bifásica com comprimento da região de entrada superior a 1,0 m / 72
- 4.8 Matriz de teste para entrada sub-resfriada e comprimento do capilar inferior a 4,0 m / 73
- 4.9 Matriz de teste para entrada sub-resfriada e comprimento do capilar superior a 4,0 m / 73
- 4.10 Fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar referentes às condições da Tabela 4.6 / 74
- 4.11 Fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar referentes às condições da Tabela 4.7 / 74
- 4.12 Fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar referentes às condições da Tabela 4.8 / 77
- 4.13 Fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar referentes às condições da Tabela 4.9 / 77
  
- 6.1 Teste de  $UA$  a 18 °C / 94

- 6.2 Teste de  $UA$  a  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  / 95
- 6.3 Teste de  $UA$  a  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  / 95
- 6.4 Resultados dos testes de  $UA$  / 96
  
- 7.1 Coeficientes da Equação 7.5 / 101
  
- 8.1 Parâmetro  $K_H$  em função do parâmetro  $Z$  / 109
  
- 9.1 Resultados das medições de pressão / 114
- 9.2 Resultados das medições de temperatura / 115
- 9.3 Resultados das medições de potência elétrica / 116
  
- 10.1 Comparação entre resultados experimentais e computacionais para as pressões na sucção e descarga do compressor / 119
- 10.2 Comparação entre resultados experimentais e computacionais das principais temperaturas do sistema / 121
- 10.3 Comparação entre resultados experimentais e computacionais para a potência elétrica / 122
  
- 11.1 Distribuição de massa nos componentes do sistema / 131
- 11.2 Desempenho do sistema em função do comprimento do trocador de calor / 139
- 11.3 Desempenho do sistema em função do comprimento da região de entrada do trocador de calor / 140

## *Apêndices*

- E.1 Valores de  $A_{MEV}$ ,  $D_{MEV}$ ,  $D_{EQ}$  / 162
- E.2 Média, desvio padrão e máxima diferença absoluta entre uma média e a medida / 162
  
- H.1 Volume interno do compressor / 171
- H.2 Volume interno do evaporador / 172
- H.3 Volume interno do filtro secador / 173

# Lista de Símbolos

$A$	área, $m^2$
$A_c$	área da seção transversal, $m^2$
$A_{cls}$	área da seção transversal da linha de sucção, $m^2$
$A_{ecsat}$	área externa da região saturada do condensador, $m^2$
$A_{ecsub}$	área externa da região sub-resfriada do condensador, $m^2$
$A_{ecsup}$	área externa da região superaquecida do condensador, $m^2$
$A_{eld}$	área externa da linha de descarga, $m^2$
$A_{evap}$	área superficial interna dos canais do evaporador, $m^2$
$A_{icsat}$	área interna da região saturada do condensador, $m^2$
$A_{icsub}$	área interna da região sub-resfriada do condensador, $m^2$
$A_{icsup}$	área interna da região superaquecida do condensador, $m^2$
$A_{ild}$	área interna da linha de descarga, $m^2$
$A_l$	área ocupada pela fase líquida de refrigerante, $m^2$
$A_m$	área média logarítmica das superfícies do refrigerador, $m^2$
$A_{MEV}$	área interna do tubo capilar quando medida pelo <i>MEV</i> , $mm^2$
$A_{placa}$	área da placa do evaporador, $m^2$
$A_s$	área superficial, $m^2$
$A_{ser}$	área da superfície externa do refrigerador, $m^2$
$A_{sir}$	área da superfície interna do refrigerador, $m^2$
$A_t$	área dos tubos do condensador, $m^2$
$A_v$	área ocupada pela fase vapor de refrigerante, $m^2$
$A_w$	área das aletas do condensador, $m^2$
$A_1, A_2, \dots$	coeficientes das curvas ajustadas no Capítulo 2
$B$	constante das Equações 3.46 e 3.47
$c$	constante da Equação 3.42

$C$	fração do volume morto do compressor
$C_1, C_2$	constantes da Equação 8.41
$COP_{Carnot}$	coeficiente de performance de Carnot
$COP_{termo}$	coeficiente de performance do sistema
$cn$	constante das Equações 3.46 e 3.47
$c_p$	calor específico a pressão constante, $kJ/kgK$
$c_{pl}$	calor específico da fase líquida, $kJ/kg$
$D$	diâmetro, $mm$
$D_C$	diâmetro característico do condensador, $mm$
$D_{Cp}$	diâmetro do compressor quando modelado como esfera, $mm$
$D_{ec}$	diâmetro externo do condensador, $mm$
$D_{els}$	diâmetro externo da linha de sucção, $mm$
$D_{EQ}$	diâmetro interno equivalente das amostras do tubo capilar, $mm$
$D_{evap}$	diâmetro equivalente dos canais do evaporador, $mm$
$D_{MEV}$	diâmetro interno do tubo capilar quando medida pelo $MEV$ , $mm$
$D_i$	diâmetro interno, $mm$
$D_{ic}$	diâmetro interno do condensador, $mm$
$D_{icap}$	diâmetro interno do tubo capilar, $mm$
$D_w$	diâmetro das aletas do condensador, $mm$
$f$	fator de atrito de Darcy
$f_l$	fator de atrito para o escoamento da fase líquida
$f_v$	fator de atrito para o escoamento da fase vapor
$F_{CP}$	fator de correção para o consumo de energia do compressor em função da temperatura do corpo do compressor
$F_{placa-sup,j}$	fator de forma entre a placa do evaporador e as superfícies internas do refrigerador
$F_{SUC}$	fator de correção para a elevação da temperatura na sucção em função da temperatura do corpo do compressor
$F_{sup,placa}$	fator de forma entre as superfícies do refrigerador e a placa do evaporador
$F_{DES}$	fator de correção para a queda de temperatura na descarga em função da temperatura do corpo do compressor
$g$	aceleração da gravidade, $m/s^2$
$G$	vazão mássica, $kg/m^2s$

$G_{CP}$	fator de correção para o fluxo de massa deslocado pelo compressor em função da temperatura do corpo do compressor
$Gr$	número de Grashof
$G_v$	vazão mássica baseada na fase vapor, $kg/m^2s$
$G_1, G_2$	parâmetros da Equação 8.23
$h$	coeficiente de transferência de calor por convecção, $W/m^2K$
$\bar{h}$	coeficiente médio de transferência de calor para a linha de sucção, $W/m^2K$
$h_{ecal}$	coeficiente de transferência de calor por convecção para a região externa aletada do condensador, $W/m^2K$
$h_{eld}$	coeficiente de transferência de calor por convecção para o lado externo da linha de descarga, $W/m^2K$
$h_{els}$	coeficiente de transferência de calor por convecção para o lado externo da linha de sucção, $W/m^2K$
$h_{evap}$	coeficiente de transferência de calor por convecção da placa do evaporador, $W/m^2K$
$h_{ic1f}$	coeficiente de transferência de calor por convecção para a região interna monofásica do condensador, $W/m^2K$
$h_{ic2f}$	coeficiente de transferência de calor por convecção para a região interna bifásica do condensador, $W/m^2K$
$h_{EC}$	entalpia do refrigerante na entrada do compressor, $kJ/kg$
$h_{fg}$	entalpia de mudança de fase, $kJ/kg$
$h_{ils}$	coeficiente de transferência de calor por convecção para o lado interno da linha de sucção, $W/m^2K$
$h_{rad}$	coeficiente de transferência de calor por radiação, $W/m^2K$
$h_{rad,er}$	coeficiente de transferência de calor por radiação da superfície externa do refrigerador, $W/m^2K$
$h_{rad,ir}$	coeficiente de transferência de calor por radiação da superfície interna do refrigerador, $W/m^2K$
$h_{SC}$	entalpia do refrigerante na saída do compressor, $kJ/kg$
$h_{Sevap}$	entalpia do refrigerante na saída do evaporador $kJ/kg$
$h_{ser}$	coeficiente de transferência de calor por convecção da superfície externa do refrigerador, $W/m^2K$
$h_{sir}$	coeficiente de transferência de calor por convecção da superfície interna do refrigerador, $W/m^2K$

$h_t$	coeficiente de transferência de calor por convecção para o lado externo dos tubos do condensador, $W/m^2K$
$h_w$	coeficiente de transferência de calor por convecção para as aletas do condensador, $W/m^2K$
$h_1, h_2, \dots$	entalpia específica do refrigerante nos pontos da Figura 3.2, $kJ/kg$
$H$	altura do condensador, $m$
$H_e$	altura da placa do evaporador, $m$
$H_c$	altura do compressor quando modelado como cilindro, $m$
$k$	condutividade térmica, $W/mK$
$K$	constante da Equação 6.3
$k_{isol}$	condutividade térmica do isolamento do refrigerador, $W/mK$
$k_l$	condutividade térmica da fase líquida, $W/mK$
$k_{metal}$	condutividade térmica da chapa metálica do refrigerador, $W/mK$
$k_{plast}$	condutividade térmica da caixa plástica do refrigerador, $W/mK$
$K_H$	parâmetro de Hughmark
$L$	dimensão característica, $m$
$L_{cap}$	comprimento do tubo capilar, $m$
$L_{en}$	comprimento da região de entrada do tubo capilar, $m$
$L_{gax}$	comprimento da gaxeta, $m$
$L_{isol}$	espessura do isolamento do refrigerador, $mm$
$L_{ld}$	comprimento da linha de descarga, $m$
$L_{ls}$	comprimento da linha de sucção, $m$
$L_{metal}$	espessura da chapa metálica do refrigerador, $mm$
$L_{mo}$	comprimento da região de escoamento monofásico, $m$
$L_{plast}$	espessura da caixa plástica do refrigerador, $mm$
$L_{sat}$	comprimento da região saturada do condensador, $m$
$L_{sub}$	comprimento da região sub-resfriada do condensador, $m$
$L_{sup}$	comprimento da região superaquecida do condensador, $m$
$L_{tc}$	comprimento do trocador de calor, $m$
$L_w$	comprimento das aletas do condensador, $m$
$m$	parâmetro da Equação 3.25
$\dot{m}$	fluxo de massa, $kg/h$
$\dot{m}_{cap}$	fluxo de massa através do tubo capilar, $kg/h$

$\dot{m}_{comp}$	fluxo de massa deslocado pelo compressor, kg/h
$\dot{m}'_{comp}$	fluxo de massa em função das temperaturas de evaporação e condensação, kg/h
$m_l$	massa de refrigerante líquido, g
$m_o$	massa de óleo, g
$m_T$	massa total de refrigerante, g
$m_r$	massa de refrigerante, g
$m_v$	massa de refrigerante vapor, g
$n$	expoente politrópico
$P$	pressão, bar
$\bar{P}$	perímetro médio da linha de sucção, m
$P_C$	pressão de condensação, bar
$P_{DES}$	pressão na câmara de descarga, bar
$P_E$	pressão de evaporação, bar
$P_{els}$	perímetro externo da linha de sucção, m
$P_{ils}$	perímetro interno da linha de sucção, m
$Pot$	potência dissipada pelas resistências no teste de UA, W
$Pr$	número de Prandtl
$Pr_1$	número de Prandtl baseado na fase líquida
$P_{SUC}$	pressão na câmara de sucção, bar
$p_t$	espaçamento entre os tubos do condensador, m
$p_w$	espaçamento entre as aletas do condensador, m
$P_1, P_2$	transdutores de pressão
$q_c$	calor total trocado pela região aletada do condensador, W
$q_{amb}$	calor dissipado pelo compressor para o ambiente, W
$q_{conv,e}$	troca de calor por convecção no evaporador, W
$q_{f,porta}$	transferência de calor através do flange da porta, W
$q_{f,pareda}$	transferência de calor através do flange da parede, W
$q_{rad,e}$	troca de calor por radiação no evaporador, W
$q_{gaxeta}$	transferência de calor através da gaxeta, W
$q_{ld}$	calor liberado pela linha de descarga, W
$q_{Rgax}$	calor transferido através da região da gaxeta do refrigerador, W

$q_{sat}$	calor liberado pela região saturada do condensador, $W$
$q_{sr}$	transferência de calor através das superfícies do refrigerador, $W$
$q_{sub}$	calor liberado pela região sub-resfriada do condensador, $W$
$q_{sup}$	calor liberado pela região superaquecida do condensador, $W$
$q_{tot}$	ganho total de calor do gabinete, $W$
$q_{vazamento}$	ganho de calor devido ao vazamento, $W$
$q_{1D}$	transferência de calor unidimensional através das paredes do refrigerador, $W$
$\dot{Q}_E$	capacidade de refrigeração, $W$
$Ra_D$	número de Rayleigh baseado no diâmetro externo da linha de sucção
$Ra_{Dep}$	número de Rayleigh baseado no diâmetro do compressor quando modelado como esfera
$Ra_H$	número de Rayleigh baseado na altura do condensador
$Ra_{Hc}$	número de Rayleigh baseado na altura do compressor quando modelado como cilindro
$Ra_L$	número de Rayleigh baseado no comprimento característico
$Ra_{Lld}$	número de Rayleigh baseado no comprimento da linha de descarga
$r_{ic}$	raio interno do condensador, $mm$
$r_{ild}$	raio interna do linha de descarga, $mm$
$r_{ec}$	raio externo do condensador, $mm$
$r_{eld}$	raio externa do linha de descarga, $mm$
$Re$	número de Reynolds
$Re_L$	número de Reynolds baseado na fase líquida
$Re_v$	número de Reynolds baseado na fase vapor
$S$	taxa de deslizamento
$Sol$	solubilidade do refrigerante no óleo
$s_i$	parâmetro da Equação 3.21
$s_w$	parâmetro das Equações 3.20 e 3.21
$T$	temperatura, $^{\circ}C$
$T_{amb}$	temperatura ambiente, $^{\circ}C$
$T_C$	temperatura de condensação, $^{\circ}C$
$T_{CP}$	temperatura do corpo do compressor, $^{\circ}C$
$T_E$	temperatura de evaporação, $^{\circ}C$
$T_{EC}$	temperatura do refrigerante na entrada do compressor, $^{\circ}C$
$T_{DES}$	temperatura do refrigerante na câmara de descarga, $^{\circ}C$

$T_F$	temperatura do refrigerante na linha de sucção, °C
$\bar{T}_F$	temperatura média do refrigerante na linha de sucção, °C
$T_F _E$	temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção, °C
$T_F _S$	temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção, °C
$T_{gab}$	temperatura do gabinete do refrigerador, °C
$T_{ic}$	temperatura do refrigerante no condensador, °C
$T_{sec}$	temperatura da superfície externa do condensador, °C
$T_{sic}$	temperatura da superfície interna do condensador, °C
$T_{seld}$	temperatura da superfície externa da linha de descarga, °C
$T_{sild}$	temperatura da superfície interna da linha de descarga, °C
$T_{placa}$	temperatura da placa do evaporador, °C
$T_r$	temperatura do refrigerante, °C
$T_{ST}$	temperatura na saída do trocador de calor, °C
$T_{SC}$	temperatura do refrigerante na saída do compressor, °C
$T_{ser}$	temperatura da superfície externa do refrigerador, °C
$T_{sir}$	temperatura da superfície interna do refrigerador, °C
$T_{SUC}$	temperatura do refrigerante na câmara de sucção, °C
$T_t$	temperatura do tubo (linha de sucção), °C
$T_1, \dots, T_{30}$	termopares
$u$	velocidade média do fluido, $m/s$
$u_l$	velocidade da fase líquida, $m/s$
$u_v$	velocidade da fase vapor, $m/s$
$UA$	coeficiente global de transferência de calor do refrigerador, $W/K$
$V$	volume, $m^3$
$v_{DES}$	volume específico do refrigerante na câmara de descarga, $m^3/kg$
$V_{evap}$	volume interno do evaporador, $m^3$
$V_l$	volume ocupado pela fase líquida de refrigerante, $m^3$
$v_{SUC}$	volume específico do refrigerante na câmara de sucção, $m^3/kg$
$V_v$	volume ocupado pela fase vapor de refrigerante, $m^3$
$\dot{V}_d$	deslocamento volumétrico do compressor, $m^3/s$

$\dot{W}$	potência elétrica consumida pelo compressor, $W$
$\dot{W}'$	potência elétrica consumida pelo compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação, $W$
$\dot{W}_C$	potência de compressão, $W$
$We_L$	número de Weber baseado na fase líquida
$x$	título
$X$	parâmetro de Martinelli
$X_{tt}$	parâmetro de Lockhart-Martinelli
$x_{Scap}$	título na saída do tubo capilar
$x_{Scond}$	título na saída do condensador
$y$	parâmetro da Equação 8.23
$y_1, y_2, \dots$	respostas do sistema do exemplo da Tabela 4.1
$\bar{y}_+$	resposta de uma variável em seu nível superior
$\bar{y}_-$	resposta de uma variável em seu nível inferior
$Z$	parâmetro de Hughmark

### ***Símbolos gregos***

$\alpha$	fração de vazio
$\beta$	coeficiente de expansão volumétrica
$\beta_v$	título volumétrico
$\Delta P$	perda de carga, $bar$
$\Delta P_{DES}$	queda da pressão na descarga do compressor, $bar$
$\Delta P_{SUC}$	queda de pressão na sucção do compressor, $bar$
$\Delta T_{DES}$	queda de temperatura na descarga do compressor, $^{\circ}C$
$\Delta T_{sub}$	grau de sub-resfriamento na saída do condensador, $^{\circ}C$
$\Delta T_{SUC}$	elevação de temperatura na sucção do compressor, $^{\circ}C$
$\Delta T_{sup}$	grau de superaquecimento na saída do evaporador, $^{\circ}C$

$\varepsilon$	emissividade
$\phi_l$	multiplicador bifásico da correlação de Martinelli
$\varphi$	parâmetro da Equação 3.20
$\eta$	eficiência das aletas do condensador
$\eta_t$	eficiência do ciclo de refrigeração
$\eta_v$	eficiência volumétrica do compressor
$\mu$	viscosidade absoluta, $Pa.s$
$\mu_l$	viscosidade da fase líquida, $Pa.s$
$\mu_v$	viscosidade da fase vapor. $Pa.s$
$\pi$	3,14159.....
$\rho$	densidade, $kg/m^3$
$\rho_l$	densidade da fase líquida, $kg/m^3$
$\rho_r$	densidade do refrigerante, $kg/m^3$
$\bar{\rho}_r$	densidade média do refrigerante, $kg/m^3$
$\rho_{SUC}$	densidade do refrigerante na câmara de sucção do compressor, $kg/m^3$
$\rho_v$	densidade da fase vapor, $kg/m^3$
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzman, $W/m^2K^4$
$\sigma_s$	tensão superficial $N/m$
$\tau$	tensão cisalhante, $Pa$

## ***RESUMO***

Com a abertura gradual do mercado, os fabricantes nacionais de refrigeradores domésticos, além do problema ecológico, precisam cada vez mais focalizar o problema energético. As iniciativas são as mais variadas, envolvendo desde modernas estratégias de controle até a reavaliação do sistema de refrigeração. Esta reavaliação é feita à luz de novos conhecimentos que têm surgido nos últimos anos a respeito dos componentes básicos do sistema, compressor, condensador, evaporador e trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. Esta análise é, entretanto, localizada, ou seja, enfoca um componente de cada vez. Isto não permite estimar o efeito, por exemplo, de uma alteração no condensador sobre o consumo de energia do refrigerador. O que se precisa é, portanto, de estratégias de ação globais, as quais podem ter natureza experimental ou computacional. Testes experimentais em refrigeradores são onerosos e exigem um tempo de realização relativamente longo. A alternativa parece ser, portanto, o desenvolvimento de estruturas computacionais, objeto maior deste trabalho. O código computacional desenvolvido é de natureza permanente e aplica-se à um tipo específico de refrigerador de 1 porta, constituído por um compressor hermético alternativo, um evaporador 'roll-bond', um condensador arame sobre tubo e um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico. As previsões do modelo foram comparadas com testes de 'pull-down', realizados em duas temperaturas ambiente, quando comprovou-se um razoável nível de concordância. Uma análise de sensibilidade do modelo englobando variações na temperatura ambiente e em alguns parâmetros geométricos é também apresentada e discutida.

## ***ABSTRACT***

With the opening of the external market, both the environmental and the energy conservation issues have to be addressed by the refrigerators manufactures. In doing so, several initiatives, ranging from modern control strategies to the reoptimisation of the refrigeration system are being carried out. This reoptimisation is now possible due to new knowledge of the basic components; compressor, evaporator, condenser and capillary tube-suction heat exchanger. The current approach considers all the components, but one at a time. This inhibits, for instance, to assess the effect of condenser geometry on the energy consumption of the refrigerator. What is needed is a global strategy of action, involving experimental or computational approaches. Testing refrigerators are a costly and time consuming procedure. The alternative seems to be the development of computational codes like the one presented in this work. This steady-state model was focused on a all refrigerator composed by the following components: hermetic reciprocating compressor, roll-bond evaporator, wire and tube condenser and concentric capillary tube-suction line heat exchanger. The model predictions were compared with pull-down tests, performed at two different temperatures, and a good agreement was shown. A sensitivity analysis of the model to the ambient temperature and geometric data is also presented and discussed.

## INTRODUÇÃO

### 1.1 - História da refrigeração

A história da refrigeração teve início à cerca de 4000 anos atrás, através da utilização de gelo que era obtido em noites frias para utilização durante o dia, ou transportado de regiões mais frias para uso em regiões mais quentes.

A indústria do gelo natural iniciou-se em 1806 quando Frederic Tudor começou a comercializar gelo retirado do rio Hudson nos Estados Unidos. O comércio de gelo cresceu rapidamente, tanto que em 1880, estima-se que cerca de 8 milhões de toneladas foram comercializadas. A Figura 1.1 mostra o esquema de um refrigerador que utilizava gelo como meio de produção de frio. Como principais inconvenientes deste tipo de refrigerador pode-se citar a necessidade de reposição do gelo, a drenagem da água e a taxa de resfriamento variável. O comércio de gelo natural persistiu por um longo tempo após a invenção da refrigeração mecânica. A Inglaterra, por exemplo, cessou a importação de gelo da Noruega por volta de 1930.

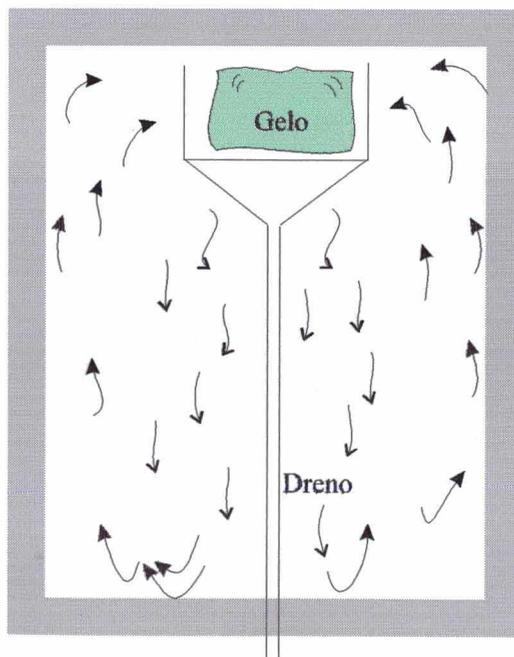


Figura 1.1 - Esquema de um refrigerador a gelo

Paralelamente à indústria do gelo natural, estudos baseados na capacidade de certos líquidos absorverem grandes quantidades de calor quando se vaporizam eram realizados. Em 1755, William Cullen, professor da Universidade de Edinburg, colocou um recipiente contendo éter imerso num outro recipiente contendo água. Através de um dispositivo com ação semelhante a uma bomba de vácuo, Cullen fez baixar a pressão do recipiente contendo éter, para que a evaporação ocorresse a baixa temperatura e conseqüentemente provocasse a solidificação da água. O principal inconveniente deste processo era a necessidade de reposição do éter. A Figura 1.2 mostra um esquema do experimento de Cullen.

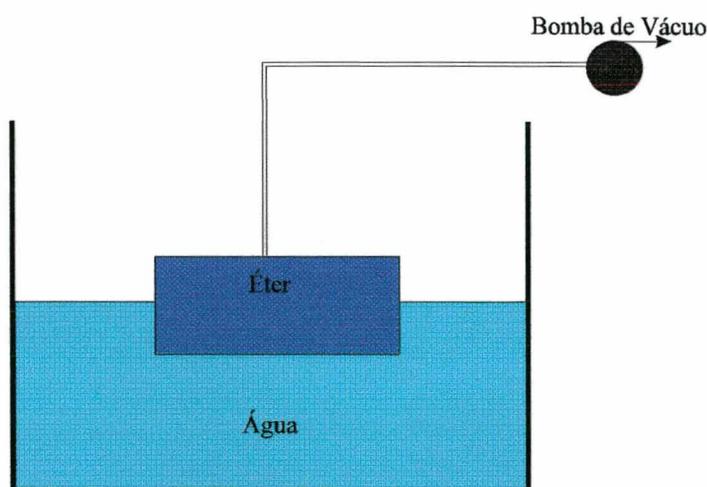


Figura 1.2 - Esquema do experimento de Cullen

Depois do experimento de Cullen, vários outros foram realizados, embora todos funcionassem de forma descontínua. Em 1834, Jacob Perkins fez a primeira descrição completa de um equipamento de refrigeração operando de maneira cíclica. O trabalho de Perkins despertou pouco interesse, permanecendo esquecido por aproximadamente 50 anos, até que Bramwell descreveu o artigo para o *Journal of the Royal Society of Arts*. O principal responsável por tornar o princípio de refrigeração por compressão mecânica em um equipamento real foi James Harrison. Não se sabe se Harrison conhecia ou não o trabalho de Perkins. Em 1862, numa exibição internacional realizada em Londres, o equipamento de Harrison, fabricado por Daniel Siebe, foi apresentado à sociedade da época.

A partir desta data, iniciou-se um desenvolvimento contínuo da refrigeração, fundamentado na busca de novos refrigerantes. Até 1928 os refrigerantes mais comuns eram a amônia, o dióxido de enxofre e o cloreto de metila, todos altamente tóxicos. Em 1929, por

exemplo, 100 pessoas morreram em um hospital de Cleveland, devido a ocorrência de um vazamento de refrigerante no sistema de refrigeração. Além deste incidente, têm-se notícia da morte de famílias inteiras devido a vazamentos de refrigerantes de refrigeradores domésticos. Em decorrência destes incidentes, o *New York Times* e outros jornais iniciam uma forte campanha para eliminar os refrigeradores domésticos.

Em 1928 (pouco antes do incidente de Cleveland), um grupo de cientistas da Frigidaire/General Motors liderados por Thomas Midgley foi encarregado de descobrir um refrigerante que não fosse tóxico. Em menos de duas semanas são identificados os CFC's. A descoberta não foi anunciada ao público devido a histeria contra refrigeradores, existente na época. Após dois anos de testes os CFC's foram apresentados ao público num encontro da Sociedade Americana de Química.

Em 1974, o Prof. Sherwood Rowland e o Dr. Mario Molina, do Departamento de Química da Universidade da Califórnia escrevem um artigo alertando sobre a influência dos CFC's na redução da camada de ozônio da atmosfera. Como consequência da redução da camada de ozônio, estão associados problemas tais como o aumento da incidência de câncer de pele e de cataratas, efeitos negativos sobre plantações, redução da reprodução de fitoplâncton marinho, etc.

Atualmente, impulsionada pelo protocolo de Montreal, a indústria de refrigeração tem buscado novos refrigerantes para a substituição dos CFC's. No setor de refrigeração doméstica o fluido refrigerante CFC-12 está sendo substituído pelo HC-600a (principalmente na Europa) ou pelo HFC-134a (no restante do mundo). O inconveniente do HC-600a é a sua inflamabilidade, enquanto o HFC-134a contribui, embora de forma moderada, para o efeito estufa. No que diz respeito ao isolamento dos refrigeradores, objetiva-se substituir o CFC-11 por hidrocarbonetos, como por exemplo o ciclopentano, embora numa fase transitória, esteja sendo utilizado o HCFC-141b.

## ***1.2 - Refrigeração por compressão mecânica de vapores***

Dentre os vários processos utilizados para a produção de frio, tanto no setor doméstico como industrial, pode-se destacar o sistema de compressão mecânica de vapores. Este sistema é composto por quatro componentes principais: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador.

O princípio de funcionamento consiste fundamentalmente na circulação de um fluido volátil que evapora a baixas pressões, retirando calor do espaço que se deseja resfriar e condensa a elevadas pressões cedendo calor a um ambiente externo. Neste tipo de sistema o compressor é responsável pela elevação de pressão entre o evaporador e o condensador, bem como pela circulação do fluido. A necessária queda de pressão entre o condensador e o evaporador acontece num dispositivo de expansão.

A Figura 1.3 mostra esquematicamente um ciclo básico de refrigeração por compressão mecânica de vapores (linha cheia), proposto primeiramente por Perkins em 1834, acompanhado de sua representação num diagrama pressão versus entalpia. A linha 1-2 representa o processo de compressão que é praticamente isentrópico, já que as irreversibilidades durante este processo são compensadas por perdas de calor no cilindro do compressor. A linha 2-3 representa o processo de saturação e condensação do fluido que acontece quase que isobaricamente. A linha 3-4 representa a expansão do fluido que se aproxima de uma linha isentálpica. Por fim, a linha 4-1 representa a evaporação e o superaquecimento do refrigerante antes da entrada do compressor, processo este também aproximadamente isobárico.

O ciclo de refrigeração empregado na maioria dos refrigeradores domésticos, difere pouco do proposto por Perkins em 1834. A modificação mais relevante é a inclusão de um trocador de calor formado pelo tubo capilar e a linha de sucção, cujo objetivo maior é aumentar a capacidade de refrigeração do sistema. Neste caso a expansão do fluido é representada pela linha 3-4', sendo a linha de sucção representada pela linha tracejada da Figura 1.3.

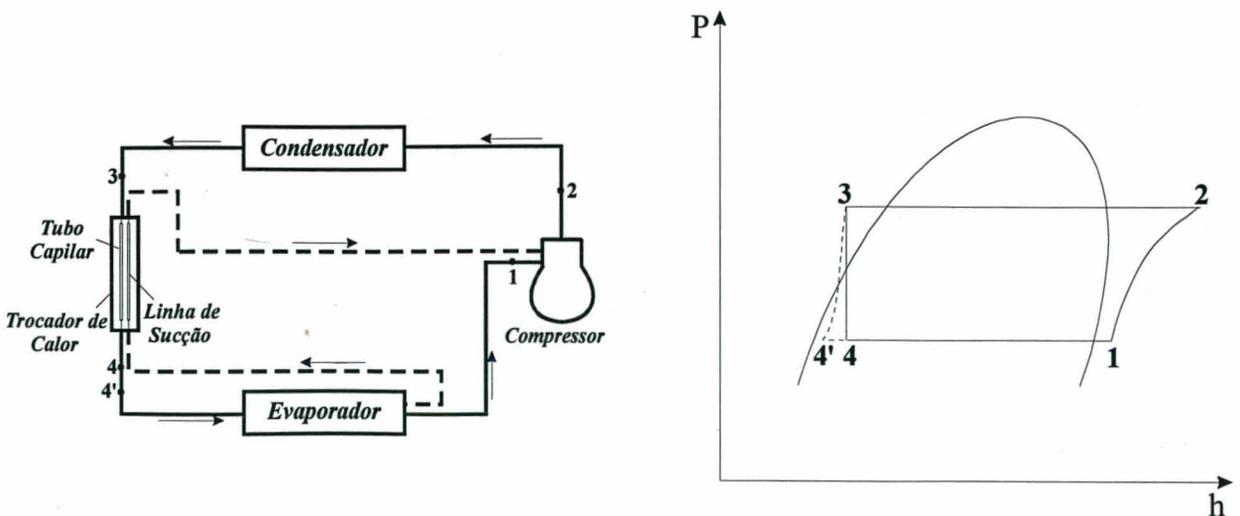


Figura 1.3 - Esquema de um ciclo de refrigeração e sua representação no diagrama pressão versus entalpia

A Figura 1.4 ilustra um refrigerador doméstico típico, com os seus diversos componentes.

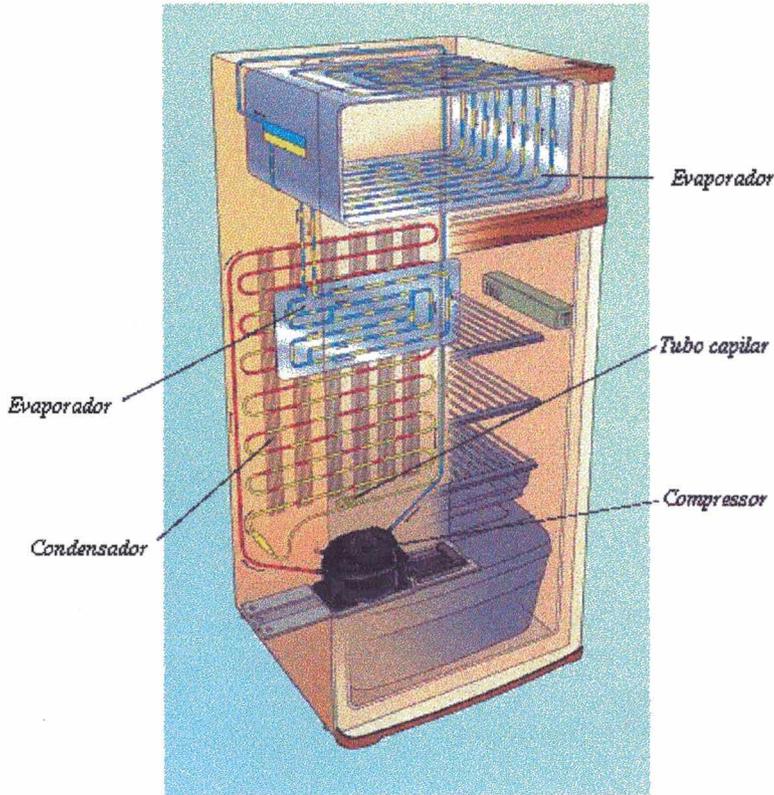


Figura 1.4 - Refrigerador doméstico típico

### 1.3 - Escopo do trabalho

O emprego de fluidos refrigerantes ecologicamente aceitáveis e o consumo de energia têm sido utilizados pelas indústrias de refrigeração como elementos de marketing. Isto faz com que a transição para sistemas que operem com novos fluidos deva ser acompanhada por ações que visem principalmente a redução do consumo de energia.

A crescente preocupação com o consumo de energia está diretamente relacionada a ações do governo no sentido de reduzir o crescimento excessivo da demanda de energia no Brasil. Para se ter uma idéia da importância da refrigeração neste contexto, basta que se analise em conjunto as Figuras 1.5 e 1.6, que mostram a distribuição do consumo de energia nos vários segmentos da sociedade, segundo dados do PROCEL (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica) de 1995. Pode-se observar que 20% do consumo total de energia está ligado à área residencial e, deste montante, 32% é gasto com refrigeração. Na área de serviços, que corresponde a 14% do total, a refrigeração é responsável por 17%. Somando-se as áreas residencial e de serviços,

verifica-se que a refrigeração é responsável por aproximadamente 9% do consumo de energia do país.

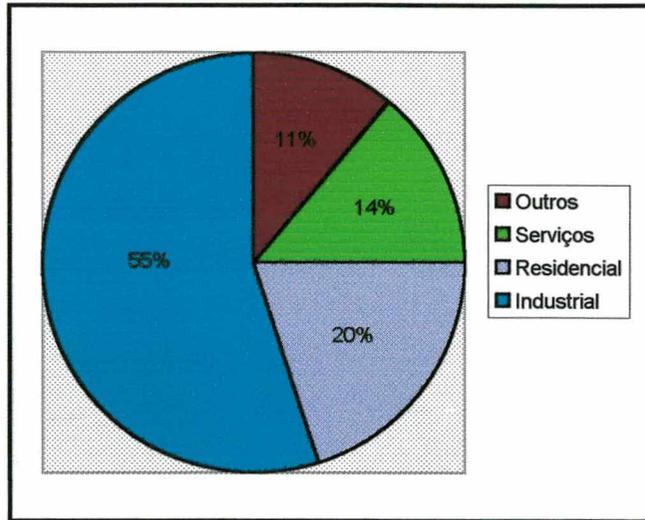


Figura 1.5 - Distribuição do consumo de energia no Brasil por setores

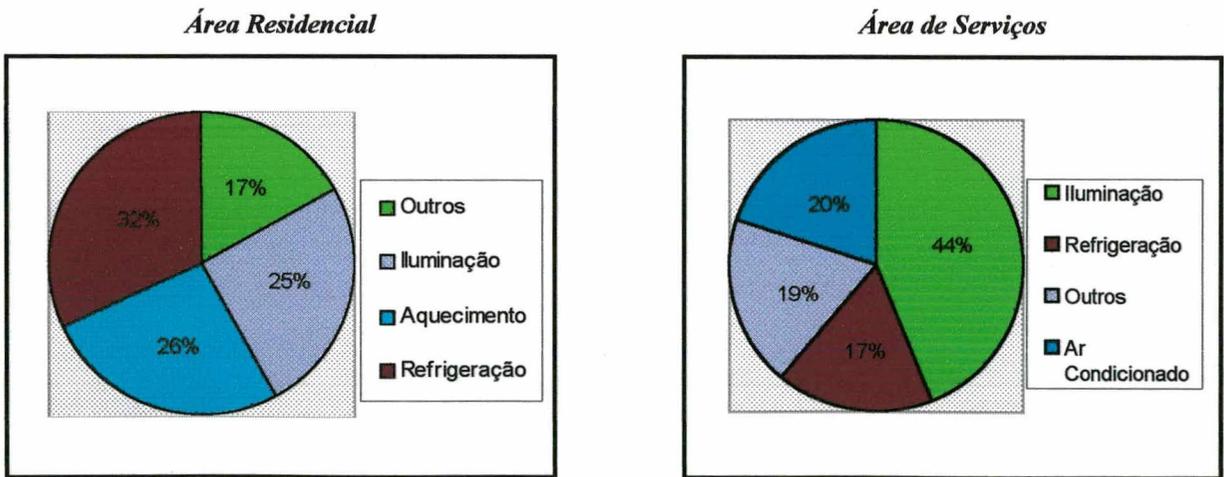


Figura 1.6 - Distribuição do consumo de energia no Brasil nas áreas residencial e de serviços

O projeto de refrigeradores e freezers é feito geralmente através da utilização de processos individuais de cálculo para os componentes básicos (compressor, condensador, evaporador e tubo capilar) acompanhados de testes experimentais. Este procedimento exige a realização de vários testes experimentais, que consomem tempo e recursos, pois o processo de dimensionamento não considera o inter-relacionamento entre os componentes. Um procedimento

alternativo consiste na utilização de modelos computacionais que permitem simular o comportamento integrado dos componentes do sistema, como forma de gerar produtos com menor consumo de energia. Através destes modelos torna-se possível avaliar várias opções de projeto antes da necessária fase experimental e, com isto, reduzir o tempo de desenvolvimento de um novo produto.

Neste contexto, este trabalho tem como principal objetivo apresentar um modelo para a simulação em regime permanente de um tipo específico de refrigerador, acompanhado de um conjunto de resultados experimentais utilizados na sua validação. O refrigerador utilizado é um modelo simples, de uma porta e sem congelador. O fluido refrigerante utilizado é o HFC-134a e o isolamento é constituído de poliuretano expandido.

#### ***1.4 - Revisão bibliográfica***

A literatura referente à simulação de refrigeradores domésticos é bem numerosa, embora a grande maioria dos trabalhos publicados seja bastante semelhante. Até o início da polémica sobre a influência dos CFC's na redução da camada de ozônio da atmosfera, o número de publicações não era tão elevado e o enfoque maior estava na modelação do compressor. Davis e Scott (1976) desenvolveram um trabalho de simulação de refrigeradores em regime permanente, onde as respostas do compressor, condensador e evaporador para várias pressões de condensação e evaporação foram analisadas. Na modelação do compressor, foram consideradas as perdas de carga nas válvulas de sucção e descarga e as trocas de calor do fluido refrigerante ao entrar na carcaça do compressor. Estes valores são determinados em função de rendimentos, temperaturas e coeficientes difíceis de serem avaliados, ocasionando uma grande imprecisão na modelação. As modelações do evaporador e condensador foram feitas de forma simples, baseadas em parâmetros empíricos. Nenhum modelo para o dispositivo de expansão foi apresentado, visto que as pressões de evaporação e condensação não eram calculadas na simulação.

Após a assinatura do protocolo de Montreal, em 1987, o número de publicações começou a crescer, como forma de dar suporte às indústrias de refrigeração, que iniciavam uma corrida em busca do desenvolvimento de novos sistemas. Lunardi (1991) desenvolveu um modelo de simulação em regime transiente para um refrigerador específico, onde a resposta do sistema é altamente dependente das trocas térmicas dos componentes. Para se ter uma idéia, o modelo é

dependente até mesmo da troca de calor do óleo do compressor com o fluido refrigerante. Na modelação do compressor, o fluxo de massa deslocado foi obtido através do deslocamento volumétrico, das condições do fluido refrigerante e do rendimento volumétrico, sendo este último corrigido através de um fator obtido experimentalmente. As modelações do evaporador e condensador foram feitas através das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e da energia. O tubo capilar do refrigerador em questão era adiabático, o que facilitou a modelação, pois foram empregadas apenas as equações de conservação da massa e quantidade de movimento. Ao final do trabalho, foi apresentada uma comparação entre resultados experimentais e computacionais, bem como uma análise de sensibilidade de alguns parâmetros físicos do refrigerador.

Reeves et al. (1992) apresentou um conjunto simples de equações, capaz de simular o comportamento dos componentes individuais de refrigeradores e freezers em regime permanente. Os modelos utilizados para o evaporador e condensador foram ambos baseados em equações dependentes da eficiência destes componentes. Na modelação do compressor, o fluxo de massa e o consumo de energia foram obtidos através de equações ajustadas em função das temperaturas de evaporação e condensação. Não foi apresentada uma modelação específica para o tubo capilar, sendo o fluxo de massa através deste componente igualado ao calculado na modelação do compressor. O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção é modelado através de um balanço de energia simples.

Jakobsen (1995) em sua tese de doutorado desenvolveu um modelo para simulação em regime transiente de um refrigerador específico. O fluxo de massa e o consumo de energia foram obtidos através do deslocamento volumétrico e das propriedades do fluido refrigerante. Testes experimentais foram realizados com o compressor, o que permitiu que as diferenças entre os valores medidos e calculados de fluxo de massa e consumo de energia fossem corrigidos através de coeficientes ajustados, denominados respectivamente de eficiência volumétrica e eficiência isentrópica. As modelações do condensador e evaporador foram feitas através dos coeficientes globais de transferência de calor, expressos em função da diferença entre as temperaturas superficiais e do ar. O tubo capilar foi modelado como adiabático, sendo o fluxo de massa expresso em função das pressões de evaporação e condensação, do grau de sub-resfriamento e do volume específico do refrigerante na entrada do capilar. Após a determinação do fluxo de massa é feita a inclusão do trocador de calor. No final do trabalho é feita uma comparação dos dados obtidos experimentalmente com as previsões do modelo, bem como uma análise de sensibilidade

utilizando alguns parâmetros físicos do refrigerador. Vale ressaltar que o modelo numérico foi apresentado após a realização dos testes experimentais, através da inclusão de um fator multiplicativo à equação que determina o fluxo de massa através do tubo capilar.

Mais recentemente, Dirik et al. (1996) descreveram resumidamente os modelos empregados em cada um dos componentes principais de um dado refrigerador, operando em regime permanente. O fluxo de massa e o consumo de energia do compressor foram obtidos através de curvas ajustadas em função das temperaturas de evaporação e condensação. Para o condensador, foi utilizado um modelo simples, baseado em valores obtidos experimentalmente para o coeficiente de transferência de calor externo. Neste trabalho, o tubo capilar e o trocador de calor foram simulados simultaneamente, através do acoplamento de um modelo numérico previamente desenvolvido, apresentado em Dirik et al. (1994). A modelação do evaporador foi feita de forma semelhante a do condensador. A determinação do coeficiente de transferência de calor do lado do ar também foi feita experimentalmente. Um pacote comercial não referenciado foi utilizado para determinação dos campos de temperatura e velocidade do ar no interior do gabinete. O trabalho termina com comparações percentuais entre o mesmo refrigerador operando com CFC-12 e HC-600a e algumas sugestões para diminuição do consumo de energia.

Em relação a literatura, o presente trabalho apresenta três contribuições significativas. Primeiramente, pode-se citar a modelação do compressor, baseada em testes experimentais não convencionais, que incluíram medições de pressão e temperatura no interior das câmaras de sucção e descarga. Como segunda distinção, o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção é simulado de forma global, diferentemente da forma usual que considera o capilar e o trocador de calor como componentes distintos. Por fim, pode-se citar a inclusão do inventário de massa, que permite a determinação da carga ótima de refrigerante.

A utilização de qualquer tipo de isolamento pode ser considerada pelo programa, bastando que seja alterado o valor da respectiva condutividade térmica. Em relação ao fluido refrigerante, sua substituição implicaria na modificação das subrotinas utilizadas para cálculo das propriedades termodinâmicas e termofísicas, além da necessidade de se refazer os modelos do compressor e do trocador de calor.

### ***1.5 - Estrutura do trabalho***

O trabalho está dividido em doze capítulos e onze apêndices. Neste primeiro capítulo apresentou-se um breve histórico da refrigeração e do funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores. Foi também exposto o escopo do trabalho, com o intuito de enquadrá-lo dentro da literatura. Em seguida foi apresentada uma revisão bibliográfica evidenciando as principais distinções deste trabalho. Ainda neste capítulo, será apresentada uma descrição detalhada do funcionamento global do programa de simulação. Do Capítulo 2 ao Capítulo 8 serão apresentadas as modelações do compressor, passando em seguida para o condensador, trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, linha de sucção da saída do trocador de calor até a entrada do compressor, ganho de calor para o interior do gabinete, evaporador e por fim o inventário de massa. No Capítulo 9 será descrita a metodologia utilizada na realização dos testes experimentais, e no Capítulo 10 o resultado destes testes serão comparados com os fornecidos pelo programa. No Capítulo 11 serão exploradas as potencialidades do programa, através de uma análise da sensibilidade dos principais parâmetros físicos do refrigerador. O trabalho finaliza com o Capítulo 12 expondo as principais conclusões obtidas e sugerindo futuras frentes de trabalho.

### ***1.6 - Estrutura geral do programa***

O funcionamento global do programa é mostrado no fluxograma da Figura 1.7. Como dados de entrada, são necessários os parâmetros físicos do refrigerador e a temperatura ambiente.

As estimativas iniciais da temperatura de condensação, temperatura de evaporação, temperatura na entrada do compressor e temperatura do gabinete são obtidas através de funções dependentes da temperatura ambiente, inseridas dentro do próprio programa. Embora para muitas situações estas funções não apresentem valores muito próximos do real, em nenhum caso foi constatado qualquer problema de convergência.

O programa inicia com a simulação do compressor, que é dependente da temperatura na entrada deste componente, além das temperaturas de evaporação, de condensação e ambiente. Em seguida, é feita a simulação do condensador e do trocador de calor tubo capilar-linha de

sucção, que além dos dados de entrada, utilizam-se das condições do fluido refrigerante na saída do componente simulado anteriormente.

Após a simulação do trocador de calor, a temperatura de condensação é ajustada através do método da falsa posição, até que os fluxos de massa fornecidos pelo compressor e tubo capilar sejam iguais.

Em seguida é feita a simulação da linha de sucção. A temperatura na entrada do compressor, arbitrada inicialmente, é substituída pela temperatura na saída da linha de sucção obtida na simulação, até que não hajam mais modificações nestes valores.

O passo seguinte é a simulação do calor transferido para o interior do gabinete. São utilizadas as temperaturas ambiente, do gabinete e da placa do evaporador. Na simulação do evaporador, a capacidade de refrigeração deve ser igual ao calor transferido para o interior do gabinete. Em caso contrário, são feitos acréscimos ou decréscimos na temperatura do gabinete, até que esta igualdade seja estabelecida.

Conhecida a entalpia do refrigerante na saída do evaporador, o fluxo de massa e a capacidade de refrigeração, determina-se a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador. Esta, por sua vez, é comparada com a entalpia na saída do tubo capilar. A temperatura de evaporação é ajustada através do método da falsa posição até que estes valores coincidam.

A última parte do programa diz respeito ao cálculo da massa de refrigerante necessária para o melhor desempenho do refrigerador, ou seja, condição de vapor saturado na saída do evaporador. Esta pode ser considerada uma limitação do programa, uma vez que em todas as simulações a condição do refrigerante na saída do evaporador será a de vapor saturado.

Acompanhando o fluxograma da Figura 1.7, verifica-se a possibilidade da inclusão de um “loop” externo no programa (linha tracejada), capaz de determinar a carga de refrigerante para um superaquecimento arbitrado na saída do evaporador ou *vice-versa*. A não inclusão desta potencialidade no programa é devido as limitações existentes na modelação do evaporador, em função da complexa geometria dos canais por onde circula o fluido refrigerante.

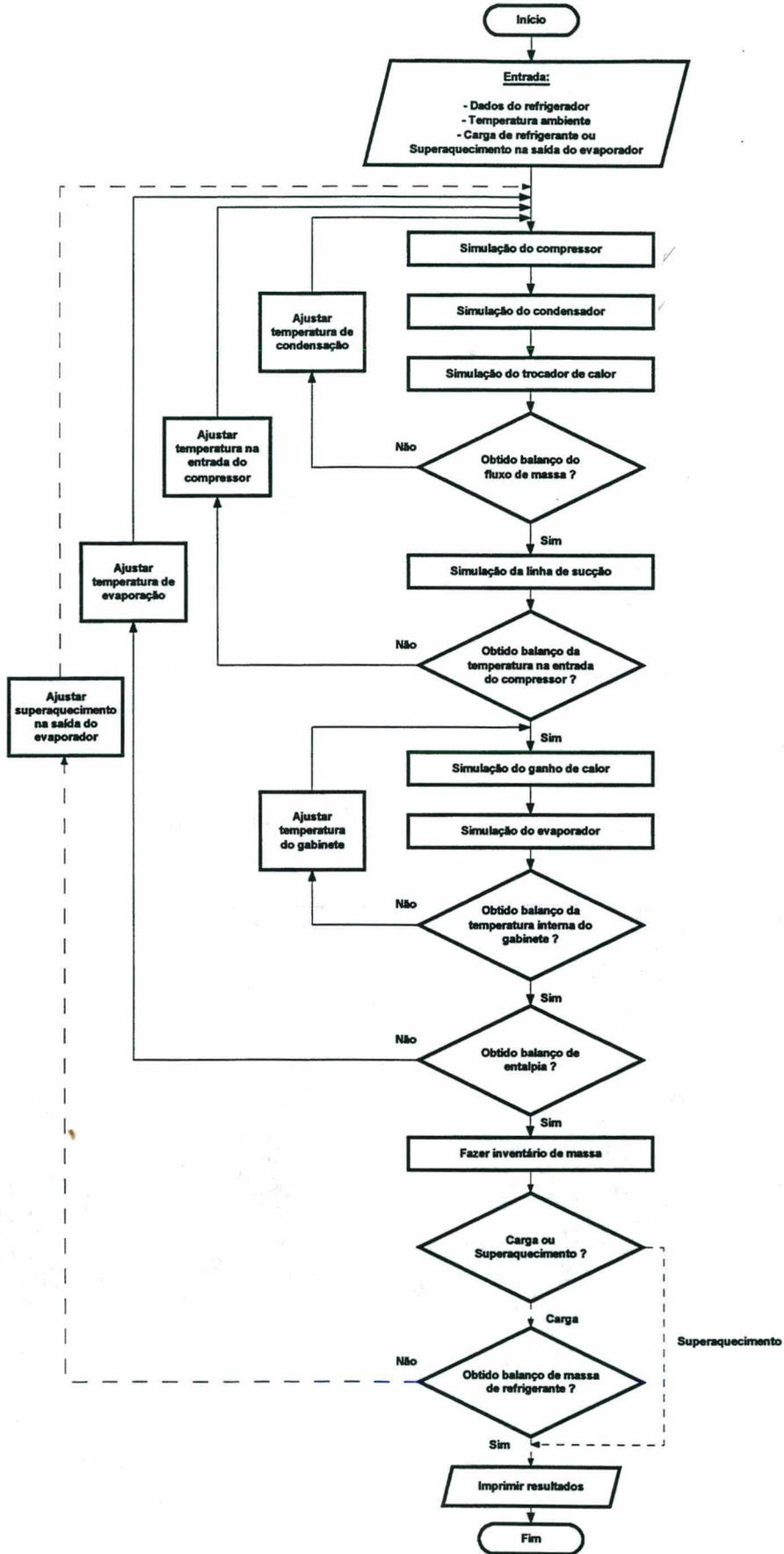


Fig. 1.7 - Fluxograma do programa

## **MODELAÇÃO DO COMPRESSOR**

### **2.1 - Introdução**

Este capítulo trata da modelação do compressor EMBRACO modelo EM 30HNR utilizado no refrigerador que será simulado.

Devido à grande quantidade de dados experimentais obtidos, dois modelos serão explorados. Primeiramente será apresentado um modelo baseado unicamente em resultados experimentais obtidos em calorímetro. Em seguida será apresentado um modelo baseado em relações termodinâmicas que estimam o fluxo de massa deslocado pelo compressor e a potência de compressão, juntamente com algumas relações obtidas a partir dos experimentos.

Ao longo do texto ficará clara a necessidade da realização de experimentos especiais envolvendo medições de grandezas tais como pressão e temperatura no passador de sucção, pressão e temperatura na câmara de sucção, pressão e temperatura no passador de descarga, pressão e temperatura na câmara de descarga, além das medições de rotina, tais como temperatura do corpo do compressor, potência elétrica, fluxo de massa, capacidade e temperatura na entrada do compressor.

Será apresentada também uma breve discussão do princípio de funcionamento do calorímetro, o planejamento dos testes e os resultados obtidos, visando uma maior compreensão dos modelos desenvolvidos.

### **2.2 - Testes experimentais**

#### **2.2.1 - Descrição do calorímetro utilizado nos testes experimentais**

Os testes experimentais foram realizados em um calorímetro de fluido secundário, que nada mais é do que um sistema de refrigeração completo onde o compressor a ser testado é parte

do circuito. O compressor em teste é alojado em uma câmara com temperatura e movimentação de ar controladas.

O sistema de refrigeração engloba um conjunto de condensação a água, válvula de expansão, conjunto de sub-resfriamento, evaporador (calorímetro propriamente dito), conjunto de superaquecimento e canalização de fluido refrigerante equipada com diversos acessórios.

### **Evaporador (calorímetro propriamente dito)**

O calorímetro propriamente dito é um evaporador tipo serpentina construído em tubo de cobre, enrolado em espiral. Este evaporador está suspenso na parte superior de um vaso de pressão isolado termicamente. Resistências elétricas são instaladas na base deste vaso, o qual contém o fluido secundário (R-114). O fluxo de refrigerante através da serpentina é controlado por uma válvula de expansão pressostática de ajuste manual. A capacidade de refrigeração do compressor será igual à potência fornecida pelas resistências elétricas para evaporar o fluido secundário, visto que quando o processo estiver em regime permanente, as taxas de evaporação e de condensação serão iguais. A Figura 2.1 mostra esquematicamente o calorímetro propriamente dito.

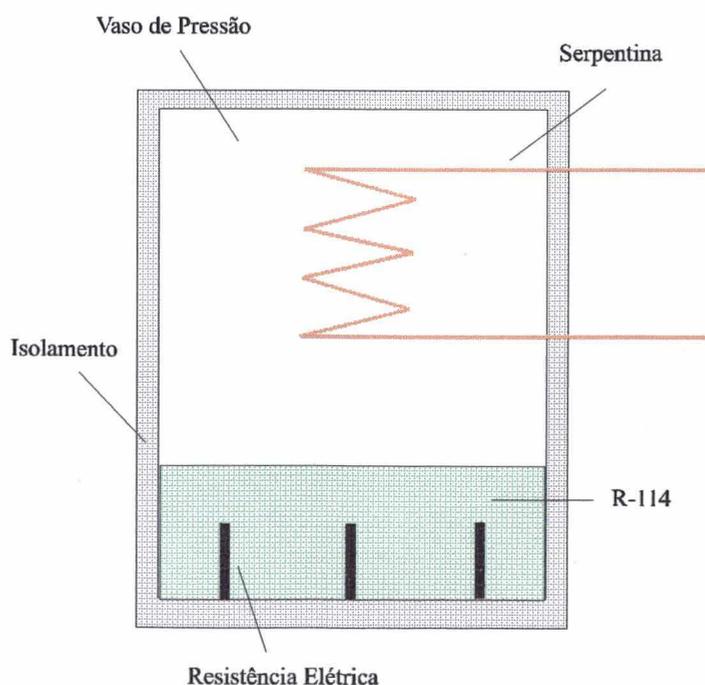


Figura 2.1 - Desenho esquemático do calorímetro.

### **Câmara de teste**

A câmara de teste é um ambiente com porta de vidro e paredes isoladas termicamente. Um ventilador com rotação variável é responsável pela movimentação do ar em circuito fechado. O ar é lançado e extraído do ambiente de teste por meio de chapas perfuradas, que visam uniformizar o escoamento. Um sistema de climatização, formado por uma serpentina evaporadora e por um conjunto de resistências elétricas, garante a regulação da temperatura no interior da câmara.

### **Conjunto de condensação**

O conjunto de condensação é formado por um condensador resfriado a água, do tipo “shell and tube” e por um circuito de água dotado de uma válvula reguladora de vazão controlada pela pressão de condensação.

### **Conjunto de sub-resfriamento**

O conjunto de sub-resfriamento é formado por um trocador de calor duplo-tubo e por um circuito de água dotado de uma válvula reguladora de vazão controlada pela temperatura do refrigerante na saída do sub-resfriador.

### **Conjunto de superaquecimento**

O conjunto de superaquecimento é formado por resistências elétricas controladas manualmente através de um variador de tensão.

### **Canalização e acessórios**

Os diversos componentes do circuito de refrigeração são interligados por canalizações de cobre, isoladas termicamente.

O circuito de refrigeração é complementado com os seguintes acessórios: separador de óleo, depósito de líquido, filtro secador e visor de líquido.

## 2.2.2 - Grandezas medidas nos testes

Devido às estratégias de modelação adotadas, um número considerável de testes se fez necessário. Além de todas as medições usuais como potência elétrica e capacidade de refrigeração (o fluxo de massa é obtido a partir do valor da capacidade de refrigeração e da variação de entalpia no evaporador), o compressor foi cuidadosamente instrumentado para que se tornasse viável a determinação de pressões e temperaturas nos passadores e nas câmaras de sucção e descarga.

A Figura 2.2 mostra uma foto do compressor indicando o posicionamento dos transdutores nos passadores de sucção e descarga.

A necessidade de se conhecer as condições do refrigerante no interior das câmaras de sucção e descarga se deve ao fato destas diferirem significativamente das condições na entrada e saída do compressor. Da linha de sucção o refrigerante passa para o interior da carcaça do compressor e é posteriormente aspirado para dentro da câmara de sucção. Nesta passagem o refrigerante sofre um aumento de temperatura (devido ao contato direto com elementos que se encontram em temperaturas mais elevadas, por exemplo, motor, óleo, etc.) e uma diminuição de sua pressão (devido as perdas localizadas de pressão). Após a compressão, o refrigerante com pressão e temperatura elevadas é encaminhado para fora do compressor através de um tubo que se encontra em contato com o refrigerante no interior da carcaça e portanto a uma temperatura mais baixa. Este contato faz com que ocorra uma redução da temperatura do refrigerante entre a saída da câmara de descarga e a saída do compressor. A pressão também é diminuída devido ao efeito do atrito. A Figura 2.3 mostra uma foto do compressor onde pode-se observar mais claramente o trajeto do refrigerante entre a câmara e o passador de descarga.



Figura 2.2 - Posicionamento dos transdutores de pressão e temperatura nos passadores de sucção e descarga

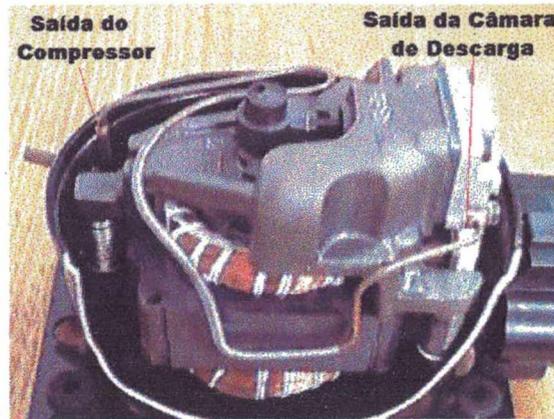


Figura 2.3 - Tubo de descarga

Os transdutores de pressão e temperatura foram montados nas câmaras de sucção e descarga, não indicando, portanto, precisamente o estado do refrigerante no início e no final do processo de compressão, como seria desejável. A Figura 2.4 mostra uma foto da placa de válvulas onde fica claro o posicionamento dos transdutores.

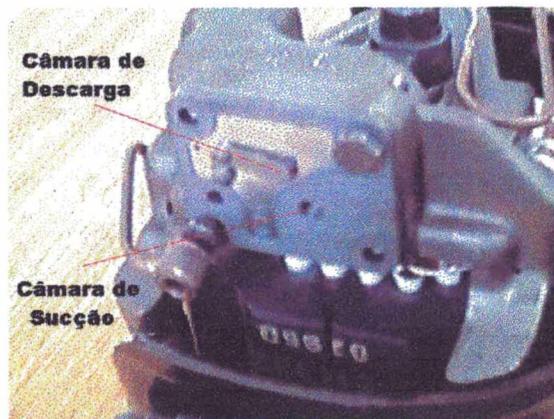


Figura 2.4 - Posicionamento dos transdutores nas câmaras de sucção e descarga

Os transdutores utilizados no passador e câmara de sucção são da marca HBM, modelo P3MB, com faixa de operação de 0 a 5 *bar* e precisão de  $\pm 0,05\%$  do fundo de escala.

Os transdutores utilizados no passador e câmara de descarga são da marca HBM, modelo P3MB, com faixa de operação de 0 a 50 *bar* e precisão de  $\pm 0,1\%$  do fundo de escala.

Todos os termopares utilizados são tipo T com precisão de  $\pm 0,2$  °C.

### **2.2.3 - Planejamento dos testes experimentais**

O planejamento dos testes experimentais foi feito de forma que fosse possível a investigação da variação dos parâmetros medidos com as temperaturas de evaporação e condensação, com a temperatura do corpo do compressor e com a temperatura do refrigerante na entrada do compressor.

#### ***Varição das temperaturas de evaporação e condensação***

Nesta etapa foram realizados vinte e quatro testes nas seguintes condições:

- Temperaturas de evaporação → -30,0 °C ; -25,0 °C ; -20,0 °C ; -15,0 °C ; -10,0 °C ; -5,0 °C
- Temperaturas de condensação → 60,0 °C ; 54,4 °C ; 50,0 °C ; 45,0 °C
- Temperaturas de entrada e saída do calorímetro → 32,0 °C
- Temperatura de entrada no compressor → 32,0 °C
- Temperatura do box → 32,0 °C
- Temperatura do corpo do compressor → 60,0 °C

#### ***Varição da temperatura do corpo do compressor***

Nesta etapa foram realizados quatro testes nas seguintes condições:

- Temperaturas de evaporação → -25,0 °C
- Temperaturas de condensação → 54,4 °C
- Temperaturas de entrada e saída do calorímetro → 32,0 °C
- Temperatura de entrada no compressor → 32,0 °C
- Temperatura do box → 32,0 °C
- Temperatura do corpo do compressor → 60,0 °C ; 70,0 °C ; 80,0 °C ; 90,0 °C

#### ***Varição da temperatura na entrada do compressor***

Nesta etapa foram realizados quatro testes nas seguintes condições:

- Temperaturas de evaporação → -25,0 °C
- Temperaturas de condensação → 54,4 °C
- Temperaturas de entrada e saída do calorímetro → 32,0 °C
- Temperatura de entrada no compressor → 25,0 °C ; 32,0 °C ; 40,0 °C ; 45,0 °C
- Temperatura do box → 32,0 °C
- Temperatura do corpo do compressor → 60,0 °C

#### 2.2.4 - Resultados dos testes experimentais

#### **Fluxos de massa e potência elétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação**

A Tabela 2.1 mostra a variação do fluxo de massa e da potência elétrica consumida pelo compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Tabela 2.1 - Fluxo de massa e potência elétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação

$T_E$ ( °C )	$T_C$ ( °C )	Potência elétrica ( W )	Fluxo de massa ( kg/h )
-30,0	60,0	70,95	1,001
-25,0	60,0	82,50	1,512
-20,0	60,0	97,0	2,180
-15,0	60,0	111,20	2,909
-10,0	60,0	123,60	3,729
-5,0	60,0	138,10	4,710
-30,0	54,4	71,90	1,117
-25,0	54,4	83,76	1,684
-20,0	54,4	96,80	2,307
-15,0	54,4	106,80	2,990
-10,0	54,4	121,20	3,865
-5,0	54,4	131,70	4,834
-30,0	50,0	73,40	1,250
-25,0	50,0	81,90	1,733
-20,0	50,0	95,40	2,433
-15,0	50,0	106,70	3,103
-10,0	50,0	118,10	3,920
-5,0	50,0	127,50	4,959
-30,0	45,0	74,00	1,353
-25,0	45,0	84,20	1,840
-20,0	45,0	91,80	2,507
-15,0	45,0	104,20	3,201
-10,0	45,0	113,80	4,059
-5,0	45,0	122,50	5,069

A Figura 2.5 mostra a variação do fluxo de massa em função das temperaturas de evaporação e condensação. Como pode ser observado, o fluxo de massa aumenta com o aumento da temperatura de evaporação, para uma mesma temperatura de condensação. Se a temperatura de evaporação for mantida constante, o fluxo de massa aumenta com a diminuição da temperatura de condensação.

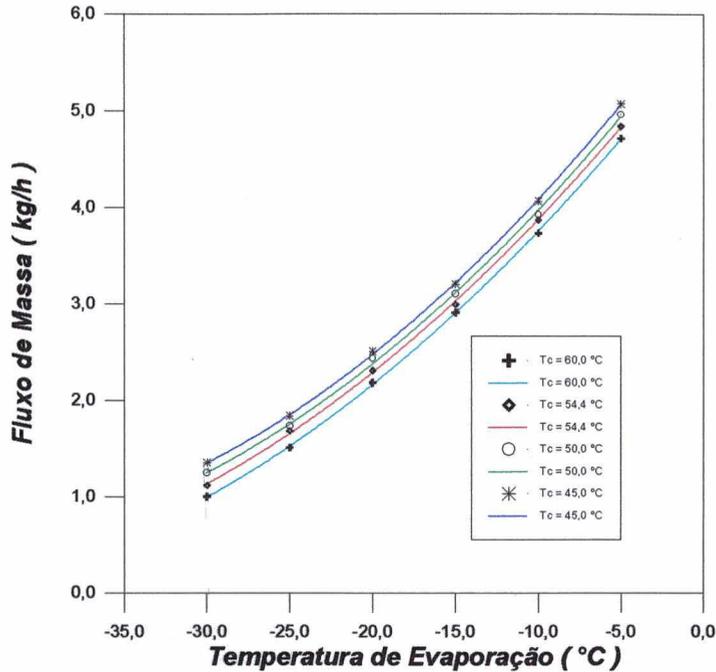


Figura 2.5 - Fluxo de massa em função das temperaturas de evaporação e condensação

Através de um processo de regressão, obtém-se a seguinte equação para o fluxo de massa em função das temperaturas de evaporação e condensação:

$$\dot{m}'_{comp} = (A_1 + A_2 T_C + A_3 T_C^2) + (A_4 + A_5 T_C + A_6 T_C^2) T_E + (A_7 + A_8 T_C + A_9 T_C^2) T_E^2 \quad (2.1)$$

Os coeficientes da Equação 2.1 estão apresentados no Apêndice A.1.

A Figura 2.6 mostra a variação da potência elétrica consumida pelo compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Pode-se observar que para uma mesma temperatura de condensação, a potência elétrica consumida pelo compressor cresce com o aumento da temperatura de evaporação. A tendência de queda na potência elétrica com a elevação da temperatura de evaporação não chega a ser observada em função dos limites de temperatura (-5,0 °C), considerados neste trabalho.

Para uma mesma temperatura de evaporação, variando-se a temperatura de condensação, a potência elétrica consumida pelo compressor apresentará um ponto de máximo. O valor da temperatura de condensação para o qual acontece o ponto de máximo é uma função das características do compressor e da temperatura de evaporação. Este fato pode ser observado na Figura 2.6, onde próximo a temperatura de evaporação de  $-25,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a tendência das curvas se inverte.

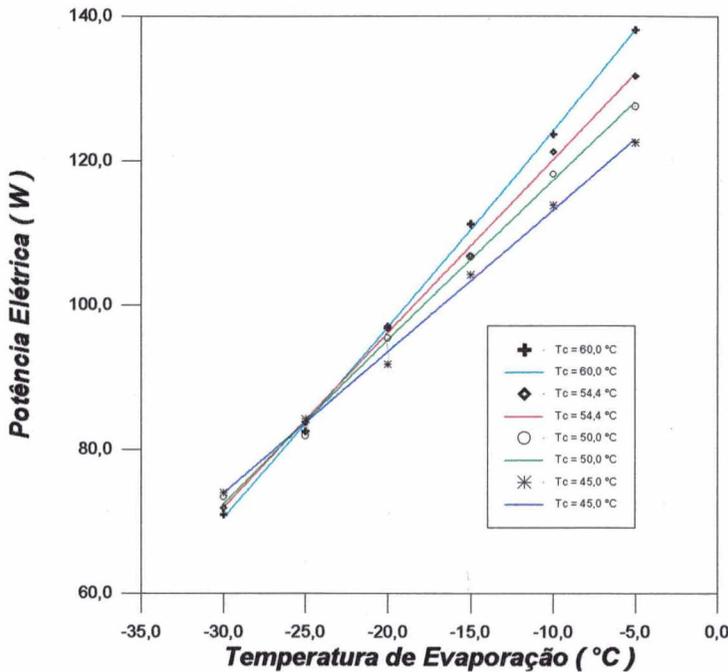


Figura 2.6 - Potência elétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação

Através de um processo de regressão, chega-se a seguinte equação para a potência elétrica consumida pelo compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação:

$$\dot{W}' = (A_1 + A_2 T_C + A_3 T_C^2) + (A_4 + A_5 T_C + A_6 T_C^2) T_E + (A_7 + A_8 T_C + A_9 T_C^2) T_E^2 \quad (2.2)$$

Os coeficientes da Equação 2.2 estão apresentados no Apêndice A.2.

### **Fluxo de massa e potência elétrica em função da temperatura do corpo do compressor**

A Tabela 2.2 mostra a variação do fluxo de massa e da potência elétrica consumida pelo compressor em função da temperatura do corpo do compressor.

As reduções da potência elétrica e fluxo de massa com o aumento da temperatura do corpo do compressor são explicadas principalmente através das diminuições da viscosidade do lubrificante e da densidade do refrigerante.

Tabela 2.2 - Variação do fluxo de massa e da potência elétrica em função da temperatura do corpo do compressor

Tcp ( °C )	Potência elétrica ( W )	Fluxo de massa ( kg/h )
59,4	83,76	1,684
70,1	81,40	1,642
75,6	81,10	1,625
90,7	77,50	1,578

A Figura 2.7 mostra a variação do fluxo de massa em função da temperatura do corpo do compressor.

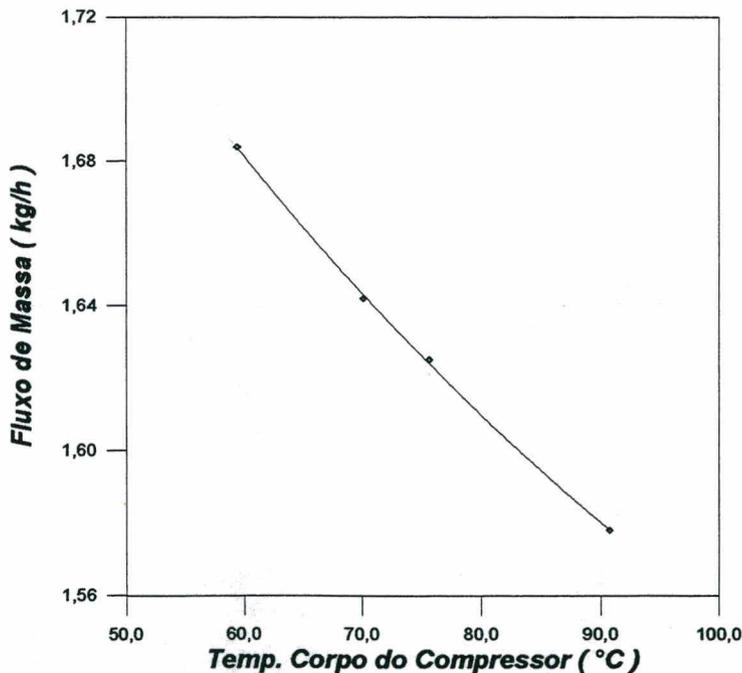


Figura 2.7 - Fluxo de massa em função da temperatura do corpo do compressor

A Figura 2.8 mostra a variação da potência elétrica consumida pelo compressor em função da temperatura do corpo do compressor.

As variações de potência elétrica e fluxo de massa com a temperatura do corpo do compressor serão levadas em consideração através de fatores de correção. Os fatores de correção para o fluxo de massa e potência elétrica consumida pelo compressor são dados respectivamente

pelas Equações 2.3 e 2.4. O método de obtenção destes fatores bem como seus coeficientes estão apresentados nos Apêndices A.3 e A.4.

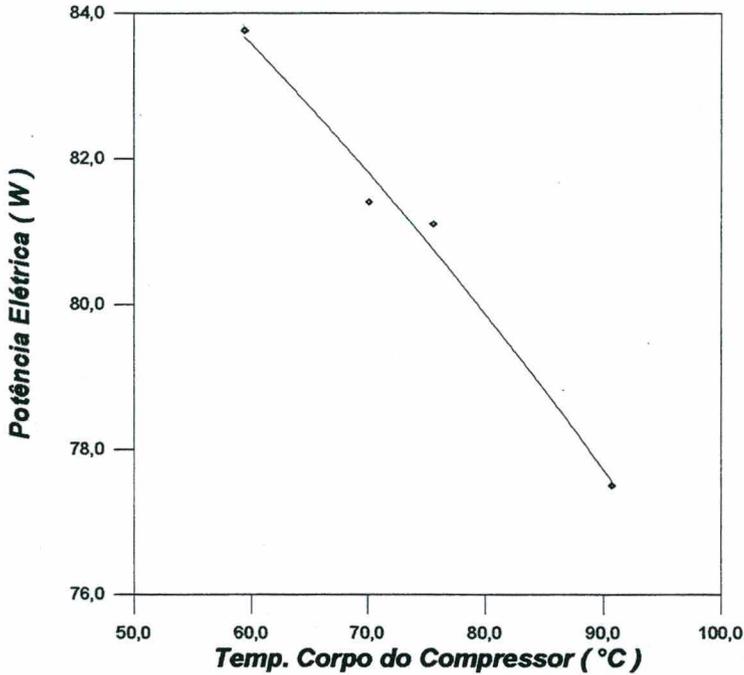


Figura 2.8 - Potência elétrica em função da temperatura do corpo do compressor

$$G_{CP} = A_1 + A_2 T_{CP} + A_3 T_{CP}^2 \quad (2.3)$$

$$F_{CP} = A_1 + A_2 T_{CP} + A_3 T_{CP}^2 \quad (2.4)$$

### **Fluxo de massa e potência elétrica em função da temperatura de entrada no compressor**

A Figura 2.9 mostra a posição onde é feita a medição da temperatura de entrada no compressor no calorímetro. Como este ponto está localizado a 50,0 cm do passador de sucção e a tubulação está isolada, a temperatura real do fluido na entrada do compressor torna-se uma função da temperatura do corpo do compressor, devido à condução de calor através da linha de sucção. A Figura 2.10 mostra a variação da temperatura real de entrada no compressor em função da temperatura do corpo do compressor. Deve-se ressaltar que a temperatura real de entrada do compressor foi medida através de um termopar colocado internamente ao compressor, exatamente na abertura do passador de sucção.

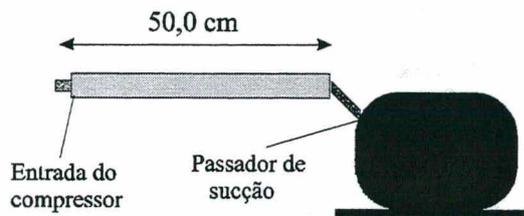


Figura 2.9 - Medição da temperatura na entrada do compressor

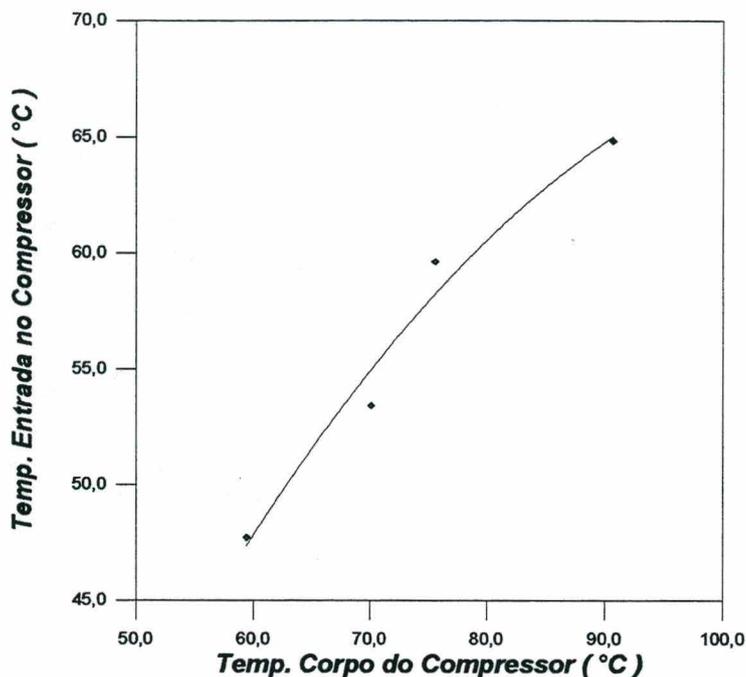


Figura 2.10 - Temperatura real de entrada no compressor em função da temperatura do corpo do compressor

Através de um processo de regressão, determina-se uma equação para estimar a temperatura de entrada no compressor em função da temperatura do corpo do compressor.

$$T_{EC} = A_1 + A_2 T_{CP} + A_3 T_{CP}^2 \quad (2.5)$$

Os coeficientes da Equação 2.5 estão apresentados no Apêndice A.5.

### **Quedas de pressão na sucção e descarga do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação**

Nesta etapa do trabalho busca-se conhecer os valores das quedas de pressão entre o passador e a câmara de sucção e entre a câmara e o passador de descarga em função das

temperaturas de evaporação e condensação. A Tabela 2.3 mostra os valores obtidos nos testes de calorímetro.

A Figura 2.11 mostra a variação da queda de pressão na sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Tabela 2.3 - Quedas de pressão na sucção e descarga do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação

$T_E$ ( $^{\circ}C$ )	$T_C$ ( $^{\circ}C$ )	Queda de pressão na sucção ( <i>bar</i> )	Queda de pressão na descarga ( <i>bar</i> )
-30,0	60,0	0,022	0,17
-25,0	60,0	0,036	0,01
-20,0	60,0	0,047	0,02
-15,0	60,0	0,058	0,11
-10,0	60,0	0,071	0,13
-5,0	60,0	0,100	0,18
-30,0	54,4	0,026	0,03
-25,0	54,4	0,032	0,02
-20,0	54,4	0,045	0,06
-15,0	54,4	0,055	0,10
-10,0	54,4	0,251 <sup>1</sup>	0,14
-5,0	54,4	0,089	0,22
-30,0	50,0	0,030	0,05
-25,0	50,0	0,034	0,06
-20,0	50,0	0,046	0,10
-15,0	50,0	0,066	0,14
-10,0	50,0	0,083	0,20
-5,0	50,0	0,096	0,28
-30,0	45,0	0,027	0,06
-25,0	45,0	0,035	0,09
-20,0	45,0	0,052	0,11
-15,0	45,0	0,054	0,19
-10,0	45,0	0,072	0,29
-5,0	45,0	0,098	0,33

Levando em consideração a precisão dos transdutores de pressão utilizados, a proximidade dos pontos e o cruzamento das curvas da Figura 2.11, resolveu-se desconsiderar o efeito da temperatura de condensação sobre a queda de pressão na sucção. Através de um processo de regressão chega-se então a seguinte equação para a queda de pressão na sucção em função da temperatura de evaporação:

<sup>1</sup> Os valores em azul referem-se a pontos que estão fora da tendência indicada pelos demais e não serão considerados na presente análise. Esta consideração é válida para todas as demais tabelas deste capítulo.

$$\Delta P_{SUC} = A_1 + A_2 T_E + A_3 T_E^2 \quad (2.6)$$

Os valores dos coeficientes da Equação 2.6 estão apresentados no Apêndice A.6.

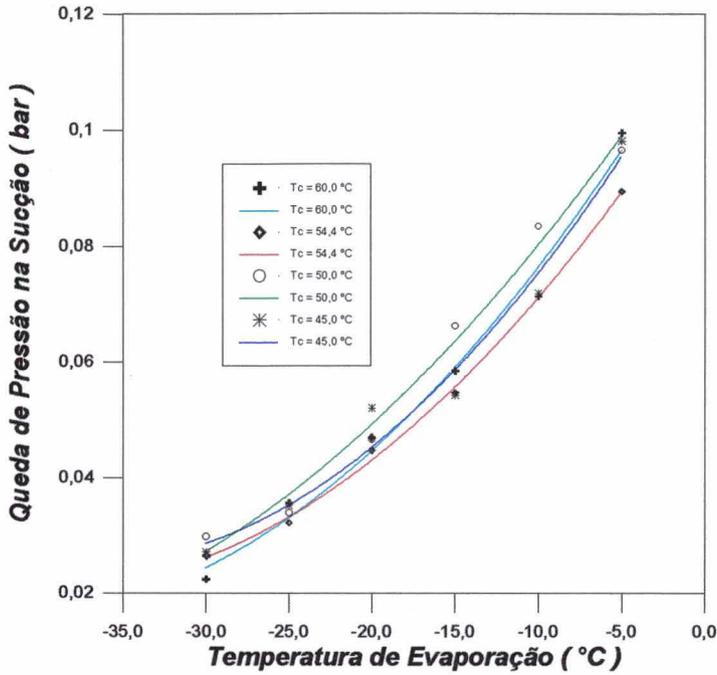


Figura 2.11 - Queda de pressão na sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação

A Figura 2.12 mostra a variação da queda de pressão na descarga em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Neste caso, devido a maior variação da queda de pressão com a temperatura de condensação, esta será considerada no processo de regressão juntamente com a temperatura de evaporação, originando a seguinte equação:

$$\Delta P_{DESC} = (A_1 + A_2 T_C + A_3 T_C^2) + (A_4 + A_5 T_C + A_6 T_C^2) T_E + (A_7 + A_8 T_C + A_9 T_C^2) T_E^2 + (A_{10} + A_{11} T_C + A_{12} T_C^2) T_E^3 + (A_{13} + A_{14} T_C + A_{15} T_C^2) T_E^4 \quad (2.7)$$

Os valores dos coeficientes da Equação 2.7 estão apresentados no Apêndice A.7.

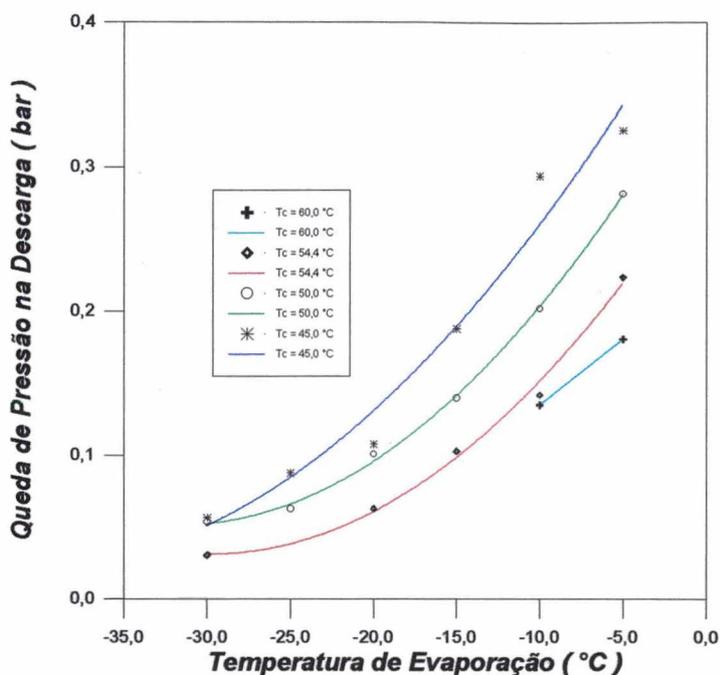


Figura 2.12 - Queda de pressão na descarga em função das temperaturas de evaporação e condensação

**Elevação de temperatura na sucção e queda de temperatura na descarga do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação**

Nesta etapa do trabalho busca-se conhecer a elevação de temperatura entre o passador e a câmara de sucção e a queda de temperatura entre a câmara e o passador de descarga em função das temperaturas de evaporação e condensação. A Tabela 2.4 mostra os valores obtidos nos testes de calorímetro.

A Figura 2.13 mostra a variação da elevação de temperatura na sucção do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Através de um processo de regressão chega-se a seguinte equação para a determinação da elevação de temperatura na sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação:

$$\Delta T_{SUC} = (A_1 + A_2 T_C + A_3 T_C^2) + (A_4 + A_5 T_C + A_6 T_C^2) T_E \quad (2.8)$$

Os valores dos coeficientes da Equação 2.8 estão apresentados no Apêndice A.8.

Tabela 2.4 - Elevação de temperatura na sucção e queda de temperatura na descarga do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação

$T_E$ ( $^{\circ}C$ )	$T_C$ ( $^{\circ}C$ )	Elevação de temperatura na sucção ( $^{\circ}C$ )	Queda de temperatura na descarga ( $^{\circ}C$ )
-30,0	60,0	19,2	41,6
-25,0	60,0	20,2	45,6
-20,0	60,0	17,9	45,3
-15,0	60,0	16,1	43,4
-10,0	60,0	13,1	40,7
-5,0	60,0	17,6	29,4
-30,0	54,4	19,1	43,8
-25,0	54,4	17,5	44,8
-20,0	54,4	17,0	43,4
-15,0	54,4	13,9	41,5
-10,0	54,4	13,0	38,5
-5,0	54,4	12,3	35,5
-30,0	50,0	17,8	43,8
-25,0	50,0	16,0	44,1
-20,0	50,0	16,1	42,3
-15,0	50,0	11,7	26,0
-10,0	50,0	11,4	36,6
-5,0	50,0	11,3	32,9
-30,0	45,0	17,0	42,3
-25,0	45,0	16,2	41,6
-20,0	45,0	16,8	28,7
-15,0	45,0	13,4	38,8
-10,0	45,0	12,0	35,0
-5,0	45,0	10,9	30,4

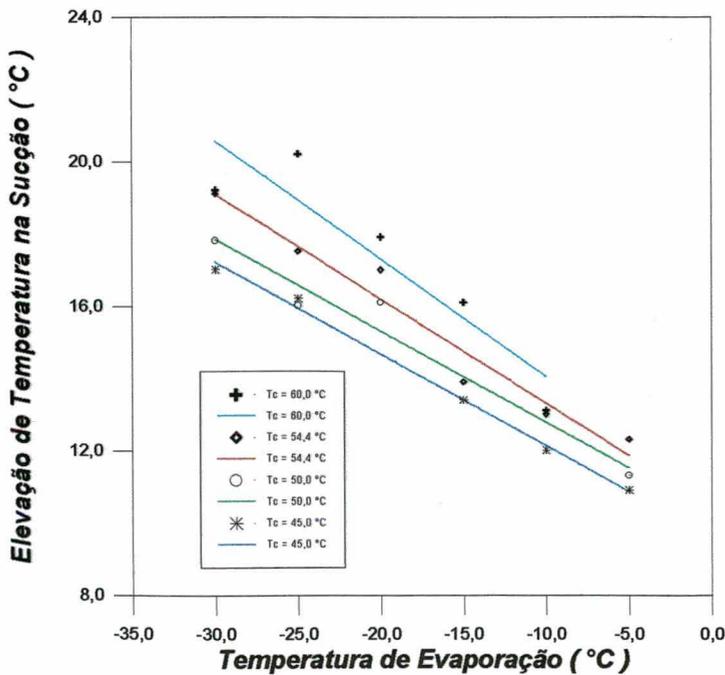


Figura 2.13 - Elevação de temperatura na sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação

A Figura 2.14 mostra a variação da queda de temperatura na descarga do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Através de um processo de regressão chega-se a seguinte equação para a determinação da queda de temperatura na descarga em função das temperaturas de evaporação e condensação:

$$\Delta T_{DES} = (A_1 + A_2 T_C + A_3 T_C^2) + (A_4 + A_5 T_C + A_6 T_C^2) T_E + (A_7 + A_8 T_C + A_9 T_C^2) T_E^2 \quad (2.9)$$

Os valores dos coeficientes da Equação 2.9 estão apresentados no Apêndice A.9.

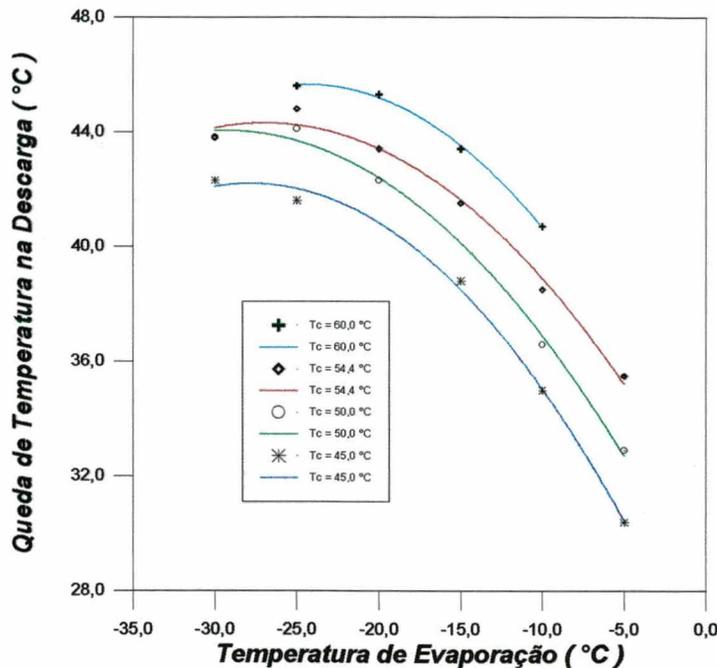


Figura 2.14 - Queda de temperatura na descarga do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação

### **Quedas de pressão na sucção e descarga do compressor em função da temperatura do corpo do compressor**

Nesta seção verifica-se a influência da temperatura do corpo do compressor sobre as quedas de pressão na sucção e descarga. Os valores obtidos nos testes de calorímetro estão apresentados na Tabela 2.5.

A Figura 2.15 mostra as variações das quedas de pressão na sucção e descarga do compressor em função da temperatura do corpo.

Tabela 2.5 - Quedas de pressão na sucção e descarga do compressor em função da temperatura do corpo

Tcp ( °C )	Queda de pressão na sucção ( bar )	Queda de pressão na descarga ( bar )
59,4	0,032	0,024
70,1	0,035	0,050
75,6	0,040	0,028
90,7	0,034	0,070

Neste caso, a variação da queda de pressão na sucção em função da temperatura do corpo do compressor pode ser considerada insignificante, principalmente se for considerada a incerteza de medição do transdutor de pressão. No que se refere a descarga do compressor, embora ocorra uma certa variação de valores, pode-se notar que estes não seguem tendência alguma. Esta variação será atribuída à dificuldades de medição e à incerteza da medição da pressão e, portanto, as variações das quedas de pressão na sucção e na descarga em função da temperatura do corpo do compressor serão desconsideradas.

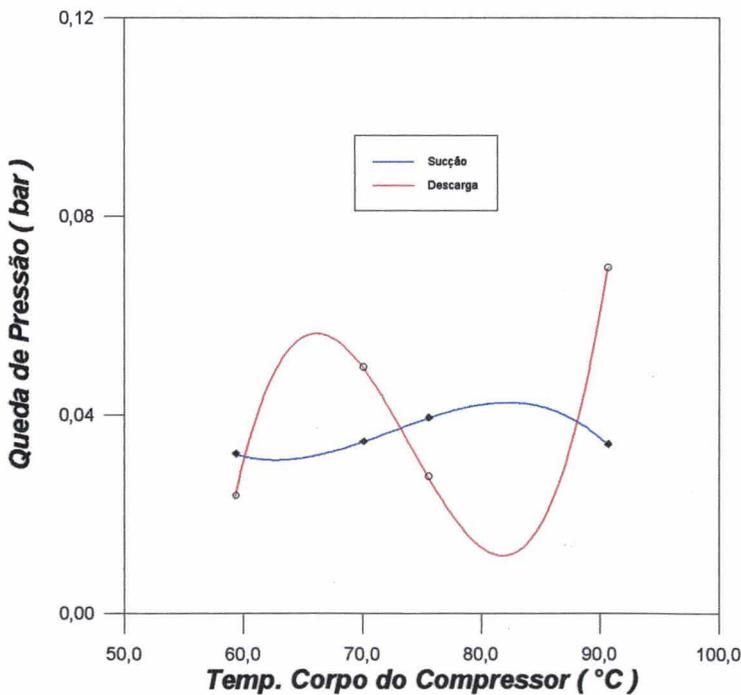


Figura 2.15 - Quedas de pressão na sucção e descarga do compressor em função da temperatura do corpo do compressor

**Elevação de temperatura na sucção e queda de temperatura na descarga do compressor em função da temperatura do corpo do compressor**

Nesta seção investiga-se a influência da temperatura do corpo do compressor na elevação de temperatura na sucção e queda de temperatura na descarga do compressor. Os valores obtidos nos testes de calorímetro estão apresentados na Tabela 2.6.

Tabela 2.6 - Elevação de temperatura na sucção e queda de temperatura na descarga em função da temperatura do corpo do compressor

Tcp ( °C )	Elevação de temperatura na sucção ( °C )	Queda de temperatura na descarga ( °C )
59,4	17,5	44,8
70,1	19,7	43,1
75,6	21,5	25,1
90,7	22,4	42,0

A Figura 2.16 mostra a elevação de temperatura na sucção do compressor em função da temperatura do corpo do compressor.

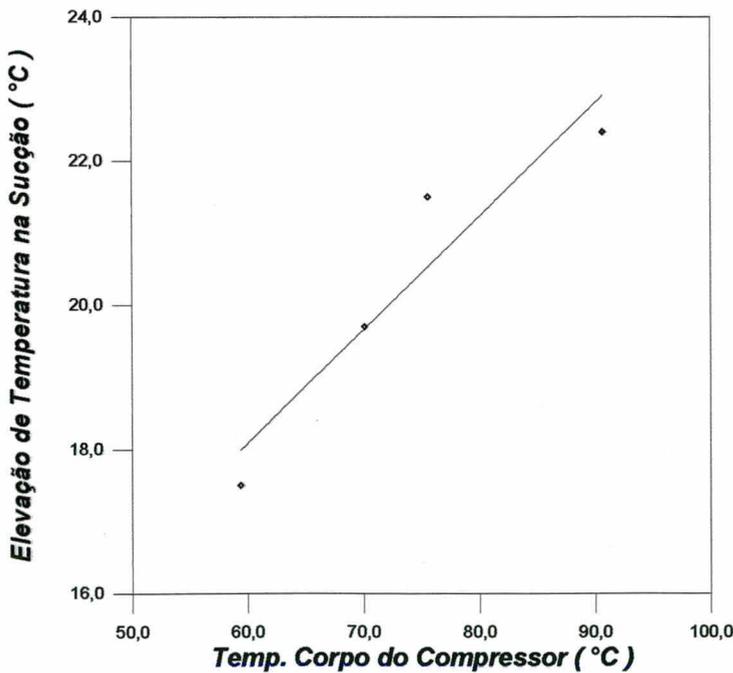


Figura 2.16 - Elevação de temperatura na sucção em função da temperatura do corpo do compressor

A variação da elevação de temperatura na sucção com a temperatura do corpo do compressor será levada em consideração através de um fator de correção. Este fator de correção

é calculado através da Equação 2.10, encontrando-se detalhes da sua obtenção no Apêndice A.10.

$$F_{SUC} = A_1 + A_2 T_{CP} \quad (2.10)$$

A Figura 2.17 mostra a queda de temperatura na descarga do compressor em função da temperatura do corpo do compressor.

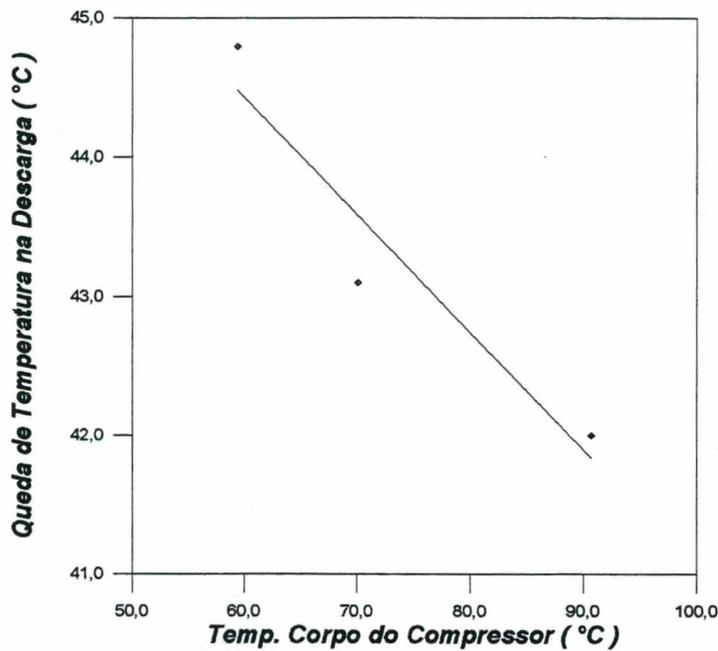


Figura 2.17 - Queda de temperatura na descarga em função da temperatura do corpo do compressor

De forma análoga a elevação de temperatura na sucção em função da temperatura do corpo do compressor, aqui também será utilizado um fator de correção, dado pela Equação 2.11. A forma de obtenção desta equação bem como os valores de seus coeficientes estão apresentados no Apêndice A.11.

$$F_{DES} = A_1 + A_2 T_{CP} \quad (2.11)$$

### 2.3 - Modelo empírico

Neste item é apresentada a metodologia de solução do modelo baseado predominantemente em dados experimentais, para a determinação do fluxo de massa, potência

elétrica e estado do refrigerante na saída do compressor. As equações utilizadas são basicamente as desenvolvidas no item anterior.

### **Pressão e temperatura no passador de sucção (entrada do compressor)**

A pressão na entrada do compressor é obtida subtraindo-se as perdas de carga no evaporador e na linha de sucção da pressão de evaporação. Como estes valores são muito pequenos, neste texto a pressão na entrada do compressor continuará sendo chamada de pressão de evaporação, embora no programa a perda de carga seja considerada.

Enquanto o compressor estiver sendo simulado isoladamente, a temperatura do fluido refrigerante na sua entrada será dada pela Equação 2.5. Na simulação global do refrigerador, a determinação desta temperatura é feita através da modelação da parte da linha de sucção compreendida entre a saída do trocador de calor até a entrada no compressor, conforme será apresentado no Capítulo 5. Neste caso, a Equação 2.5 é utilizada apenas para determinar o valor desta temperatura na primeira iteração.

### **Pressão e temperatura na câmara de sucção**

A pressão na câmara de sucção é determinada subtraindo-se a queda de pressão na sucção da pressão de entrada no compressor, ou seja:

$$P_{SUC} = P_E - \Delta P_{SUC} \quad (2.12)$$

O valor de  $\Delta P_{SUC}$  é determinado através da Equação 2.6.

A temperatura na câmara de sucção é determinada somando-se a temperatura de entrada no compressor com a elevação de temperatura na sucção, ou seja:

$$T_{SUC} = T_{EC} + \Delta T_{SUC} F_{SUC} \quad (2.13)$$

Os valores de  $\Delta T_{SUC}$  e  $F_{SUC}$  são determinados respectivamente através das Equações 2.8 e 2.10.

### **Pressão e temperatura na câmara de descarga**

A pressão na câmara de descarga é obtida somando-se a queda de pressão na descarga à pressão na saída do compressor, conforme Equação 2.14. Neste texto, a pressão na saída do compressor é assumida como sendo a pressão de condensação, devido às perdas de carga no condensador e na linha de descarga serem muito pequenas, embora no programa sejam consideradas.

$$P_{DES} = P_C + \Delta P_{DES} \quad (2.14)$$

O valor de  $\Delta P_{DES}$  é determinado através da Equação 2.7.

Para determinar a temperatura na câmara de descarga, assume-se o processo de compressão como sendo politrópico, ou seja:

$$P_{SUC} v_{SUC}^n = P_{DES} v_{DES}^n \quad (2.15)$$

O cálculo do expoente politrópico é apresentado no Apêndice B.

Utilizando a equação dos gases perfeitos e a Equação 2.15, chega-se a seguinte equação para o cálculo da temperatura na câmara de descarga:

$$T_{DES} = T_{SUC} \left( \frac{P_{DES}}{P_{SUC}} \right)^{(n-1)/n} \quad (2.16)$$

### **Pressão e temperatura no passador de descarga (saída do compressor)**

A pressão na saída do compressor como já colocado anteriormente é igual a pressão de condensação.

A temperatura na saída do compressor é determinada subtraindo-se a queda de temperatura na descarga da temperatura na câmara de descarga, ou seja:

$$T_{SC} = T_{DES} - \Delta T_{DES} F_{DES} \quad (2.17)$$

Os valores de  $\Delta T_{DES}$  e  $F_{DES}$  são determinados respectivamente através das Equações 2.9 e 2.11.

### **Fluxo de massa**

O fluxo de massa fornecido pelo compressor é determinado através da seguinte equação:

$$\dot{m}_{comp} = \dot{m}'_{comp} G_{CP} \quad (2.18)$$

Os valores de  $\dot{m}'_{comp}$  e  $G_{CP}$  são determinados respectivamente através das Equações 2.1 e 2.3.

### **Potência elétrica**

A potência elétrica consumida pelo compressor é determinado através da seguinte equação:

$$\dot{W} = \dot{W}' F_{CP} \quad (2.19)$$

Os valores de  $\dot{W}'$  e  $F_{CP}$  são determinados respectivamente através das Equações 2.2 e 2.4.

### **Calor dissipado pelo compressor**

O calor dissipado pelo compressor é obtido através de um balanço de energia no compressor, como mostra a Figura 2.18 e a Equação 2.20.

$$q_{amb} = \dot{W} - \dot{m}_{comp} (h_{SC} - h_{EC}) \quad (2.20)$$

O calor dissipado pelo compressor pode ainda ser calculado através da lei de Newton do resfriamento, conforme a seguinte equação:

$$q_{amb} = hA(T_{CP} - T_{amb}) \quad (2.21)$$

Na Equação 2.21 considera-se que todas as superfícies que trocam calor com o compressor estão na temperatura ambiente.

As correlações utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do compressor para o ambiente são apresentadas no Apêndice C.

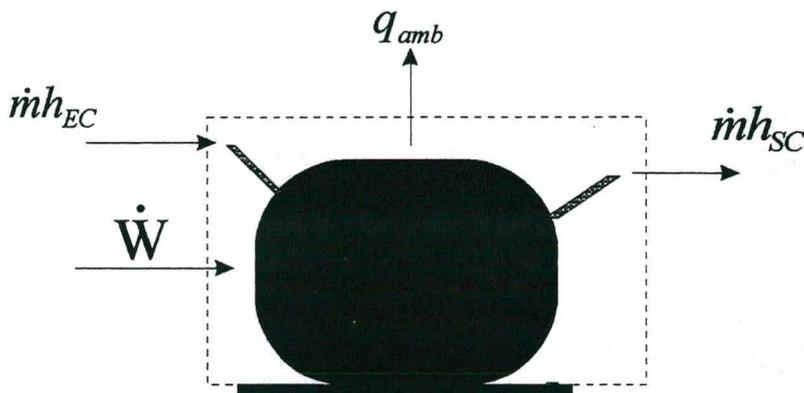


Figura 2.18 - Balanço de energia no compressor

### Metodologia de solução

A metodologia de solução deste modelo está ilustrada no fluxograma da Figura 2.19.

### 2.4 Modelo semi-empírico

Neste item é apresentada a metodologia de solução do modelo semi-empírico, para a determinação do fluxo de massa, potência elétrica e estado do refrigerante na saída do compressor, juntamente com as equações utilizadas.

#### Condições do refrigerante desde a entrada até a saída do compressor

As condições do refrigerante desde a entrada até a saída do compressor são obtidas utilizando-se o mesmo procedimento e equações adotadas no modelo empírico.

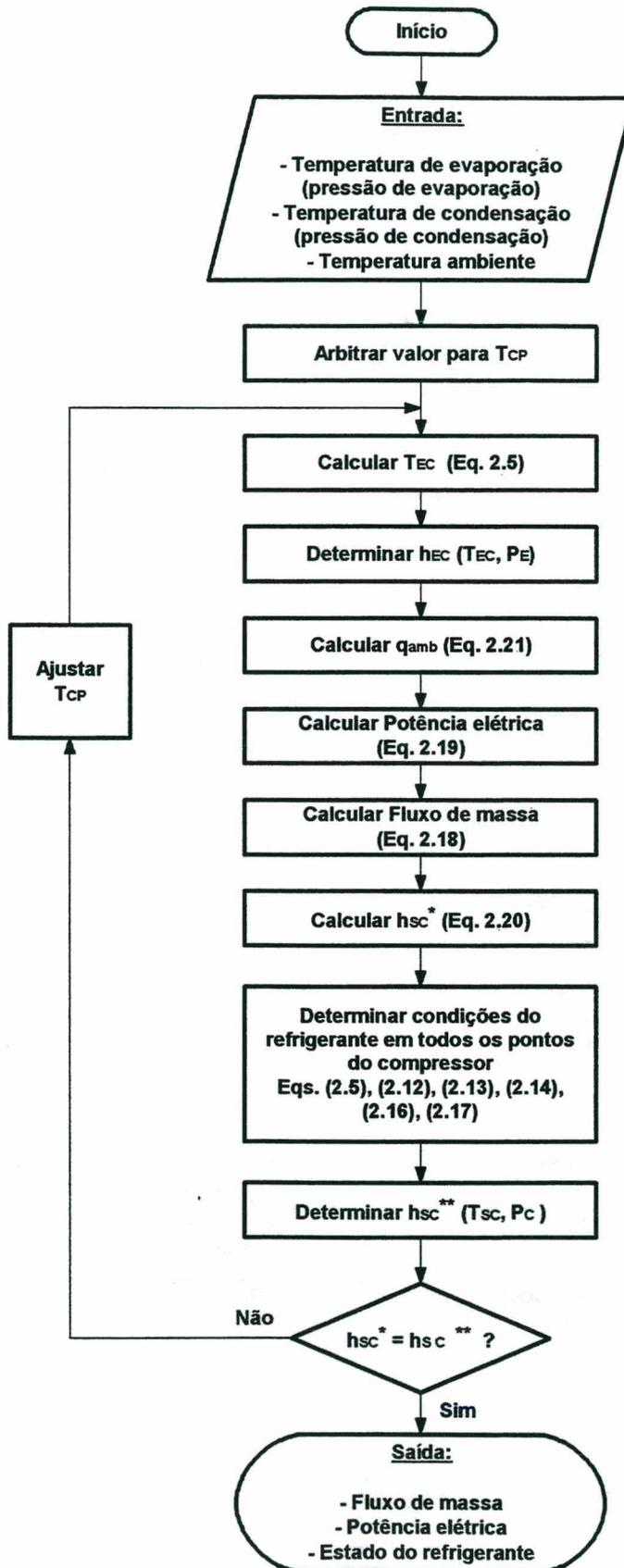


Figura 2.19 - Fluxograma da metodologia de solução do modelo empírico

### Fluxo de massa

O fluxo de massa deslocado pelo compressor pode ser obtido através da seguinte equação:

$$\dot{m}_{comp} = \eta_v \dot{V}_d \rho_{SUC} \quad (2.22)$$

A eficiência volumétrica pode ser definida como sendo a relação entre o volume efetivamente aspirado e o volume máximo possível de ser aspirado pelo compressor, visto que é impossível o êmbolo varrer totalmente o volume disponível, ou seja, no ponto morto superior sempre haverá um pequeno volume residual de vapor nos orifícios das válvulas e no espaço entre o topo do êmbolo e a parte superior do cilindro, necessária para acomodar as tolerâncias de fabricação.

A eficiência volumétrica pode ser obtida através da Equação 2.23, (Gosney (1982)):

$$\eta_v = 1 + C - C \left( \frac{P_{DES}}{P_{SUC}} \right)^{1/n} \quad (2.23)$$

onde  $C$  é a fração de volume morto do compressor.

Embora o formato da Equação 2.23 represente a forma usual de se expressar o rendimento volumétrico ideal, ou seja, baseado apenas no volume do espaço morto, deve-se observar que tanto os efeitos de vazamento, que aparecem na determinação do expoente politrópico, como a perda de carga nas válvulas de sucção e descarga já estão contempladas na equação proposta. Isto faz com que as previsões da Equação 2.23 se aproximem consideravelmente do rendimento volumétrico real.

Substituindo a Equação 2.23 na Equação 2.22, obtém-se:

$$\dot{m}_{comp} = \frac{\dot{V}_d}{v_{SUC}} \left[ 1 + C - C \left( \frac{P_{DES}}{P_{SUC}} \right)^{1/n} \right] \quad (2.24)$$

### Potência de compressão

A potência de compressão pode ser obtida através da Equação 2.25, (Gosney (1982)):

$$\dot{W}_c = \dot{m} \left\{ \frac{n}{n-1} P_{SUC} v_{SUC} \left[ \left( \frac{P_{DES}}{P_{SUC}} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \right\} \quad (2.25)$$

### Potência elétrica

A potência elétrica consumida pelo compressor pode ser obtida diretamente a partir da potência de compressão, conforme pode ser observado na Figura 2.20, gerada a partir de dados experimentais. Como todos os pontos desta figura são referentes a uma temperatura de corpo do compressor de 60,0 °C, a relação obtida deve ainda ser multiplicada pelo fator de correção dado pela Equação 2.4. Os testes em que as pressões nas câmaras de sucção e descarga apresentaram resultados duvidosos foram desconsiderados no ajuste desta curva.

Através de um processo de regressão, determina-se a forma da equação da curva mostrada na Figura 2.20. Multiplicando-se esta equação pelo fator de correção dado pela Equação 2.4, chega-se a Equação 2.26 para o cálculo da potência elétrica consumida pelo compressor em função da potência de compressão:

$$\dot{W} = F_{CP} (A_1 + A_2 \dot{W}_c) \quad (2.26)$$

Os coeficientes da Equação 2.26 estão apresentados no Apêndice A.12.

### Calor dissipado pelo compressor

O calor dissipado pelo compressor pode ser calculado através das Equações 2.20 ou 2.21.

### Metodologia de solução

A metodologia de solução deste modelo está ilustrada no fluxograma da Figura 2.21.

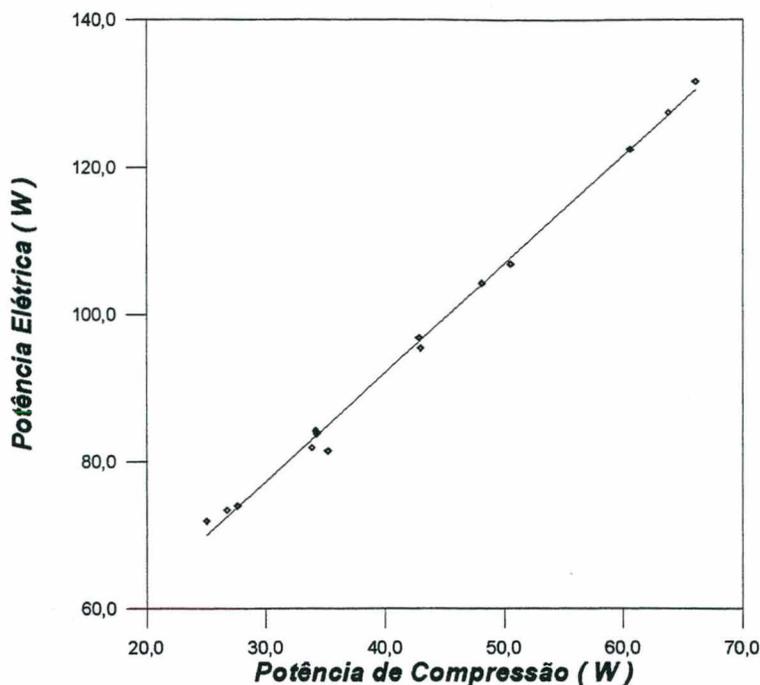


Figura 2.20 - Potência elétrica em função da potência de compressão

### 2.5 - Comparação entre os modelos

Neste item serão apresentados o fluxo de massa, potência elétrica, temperatura do corpo e temperatura do refrigerante na saída do compressor em função da temperatura de evaporação, obtidos através de simulações realizadas com os dois modelos apresentados. Todos os resultados a seguir foram obtidos considerando uma temperatura ambiente de 42,0 °C e uma temperatura de condensação de 54,4 °C.

#### Fluxo de massa

A Figura 2.22 apresenta a variação do fluxo de massa deslocado pelo compressor com a temperatura de evaporação, calculada a partir dos modelos empírico e semi-empírico.

Como pode ser observado, os dois modelos fornecem resultados com a mesma tendência. A diferença entre eles mantém-se aproximadamente constante, com o modelo empírico apresentando valores em média 7% superiores aos valores fornecidos pelo modelo semi-empírico.

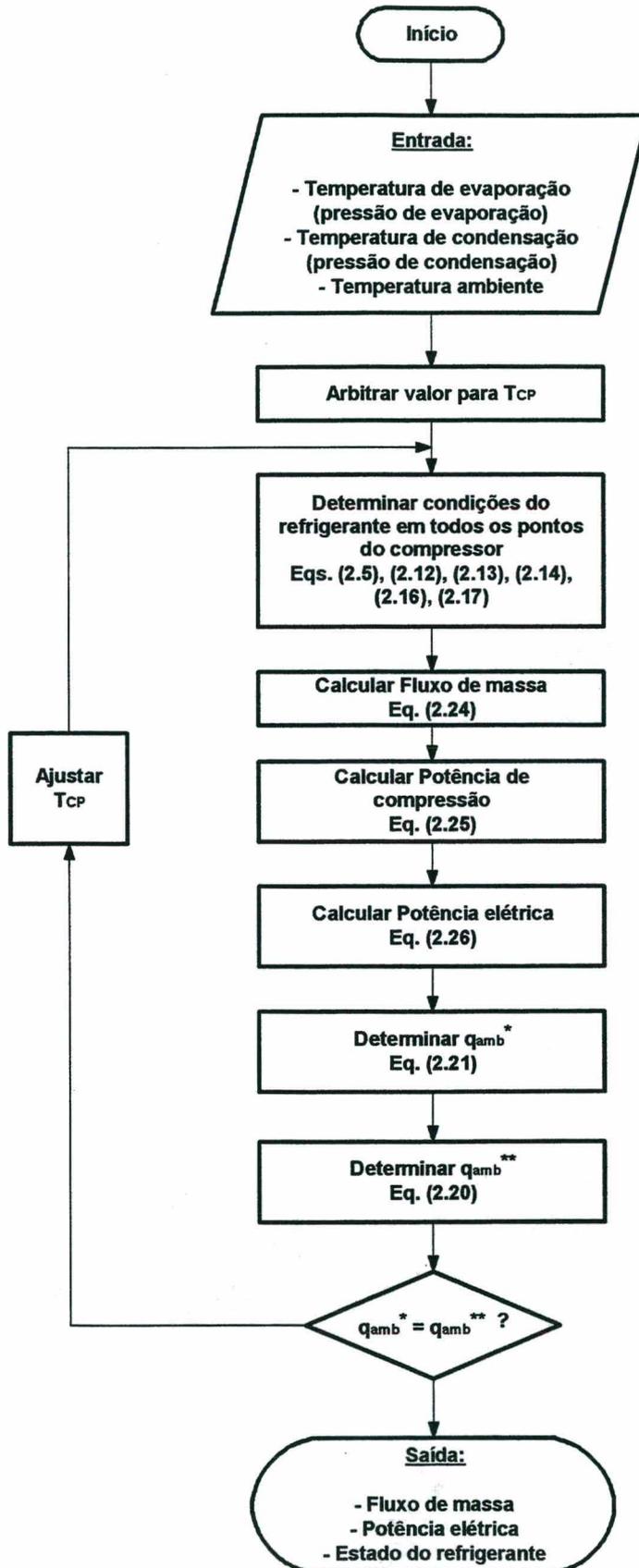


Figura 2.21 - Fluxograma da metodologia de solução do modelo semi-empírico

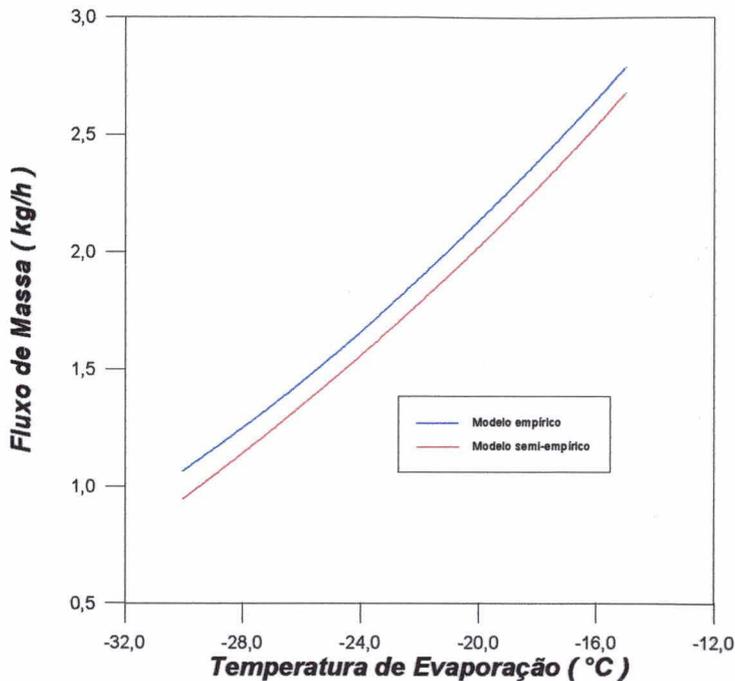


Figura 2.22 - Fluxo de massa em função da temperatura de evaporação obtido através dos modelos empírico e semi-empírico

### **Potência elétrica**

A Figura 2.23 apresenta a variação da potência elétrica consumida pelo compressor com a temperatura de evaporação, calculada a partir dos modelos empírico e semi-empírico.

Como pode ser observado na Figura 2.23, os dois modelos fornecem resultados com a mesma tendência. A potência elétrica fornecida pelo modelo empírico é superior e isto está relacionado com a também maior estimativa do fluxo de massa deslocado pelo compressor.

### **Temperatura do corpo do compressor**

A Figura 2.24 apresenta a variação da temperatura do corpo do compressor com a temperatura de evaporação, calculada a partir dos modelos empírico e semi-empírico.

Como pode ser observado na Figura 2.24, os dois modelos fornecem resultados com a mesma tendência. A temperatura do corpo do compressor fornecida pelo modelo empírico é superior e isto está relacionado com a também maior estimativa a potência elétrica consumida pelo compressor. Vale lembrar que uma potência elétrica maior implica numa maior quantidade de calor que deve ser liberada para o ambiente, visto que nem toda a potência adicional que o compressor recebe é convertida em potência de compressão.

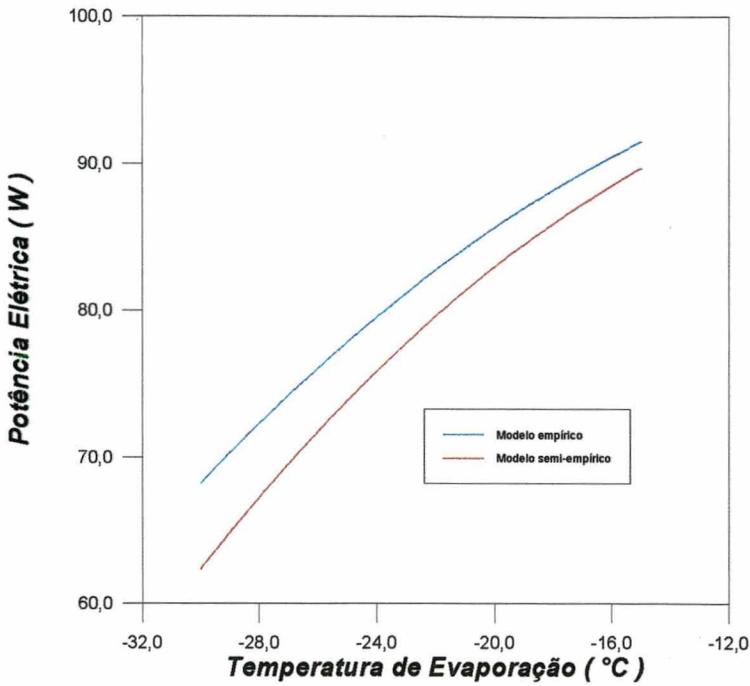


Figura 2.23 - Potência elétrica em função da temperatura de evaporação obtido através dos modelos empírico e semi-empírico

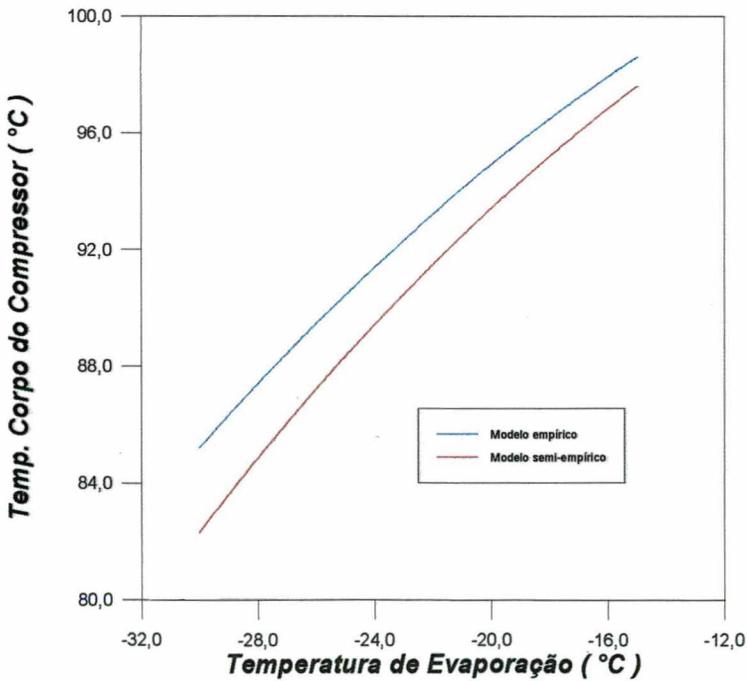


Figura 2.24 - Temperatura do corpo do compressor obtida através dos modelos empírico e semi-empírico

### Temperatura do refrigerante na saída do compressor

A Figura 2.25 apresenta a variação da temperatura do refrigerante na saída do compressor com a temperatura de evaporação, calculada a partir dos modelos empírico e semi-empírico.

Como pode ser observado na Figura 2.25, os dois modelos fornecem resultados com a mesma tendência. A temperatura do refrigerante na saída do compressor fornecida pelo modelo empírico é superior e isto deve-se ao fato da também maior estimativa da temperatura do corpo do compressor.

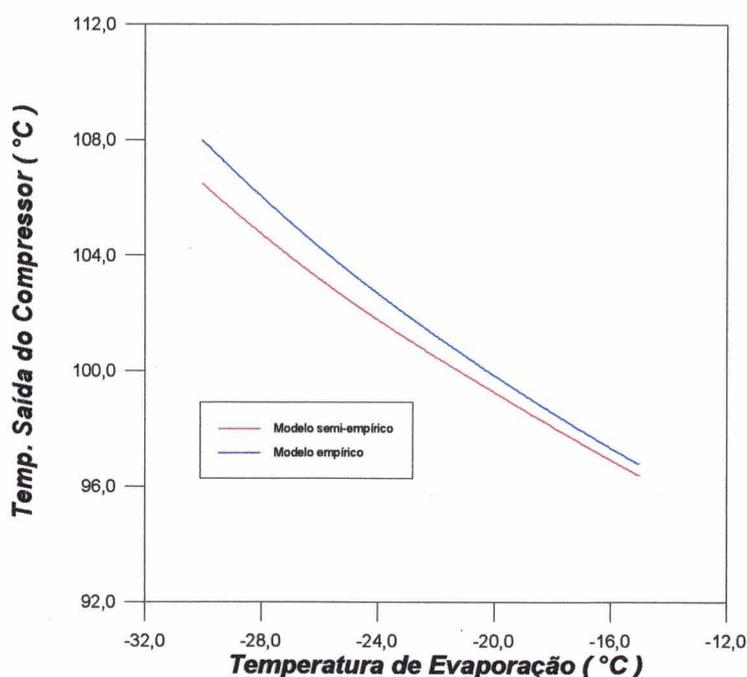


Figura 2.25 - Temperatura do refrigerante na saída do compressor obtida através dos modelos empírico e semi-empírico

O decréscimo da temperatura do refrigerante na saída do compressor com o aumento da temperatura de evaporação, deve-se ao fato de que com o aumento da temperatura de evaporação diminui a relação entre as pressões nas câmaras de descarga e sucção, diminuindo também a temperatura na câmara de descarga. Vale ressaltar que a temperatura do corpo do compressor tem influência sobre este parâmetro, embora esta seja menor do que a influência da relação de pressão entre as câmara de descarga e de sucção.

A escolha do modelo a ser utilizado na simulação do refrigerador será feita após a realização dos testes experimentais, sendo citado no Capítulo 10.

## **MODELAÇÃO DO CONDENSADOR**

### **3.1 - Introdução**

Este terceiro capítulo é dedicado a modelação de um condensador do tipo arame sobre tubo, com movimentação natural de ar. O tubo é arranjado como uma serpentina de passes paralelos, com os arames (aletas) posicionados perpendicularmente ao tubo, em ambos os lados. Um esquema do condensador pode ser observado na Figura 3.1.

Neste tipo de condensador o fluido refrigerante circula no interior do tubo, enquanto dissipa calor para o meio ambiente. Esta transferência de calor se dá simultaneamente por convecção natural e radiação.

A resistência térmica do lado do ar é a predominante, podendo seu valor alcançar mais de cem vezes o valor da resistência térmica do lado do refrigerante.

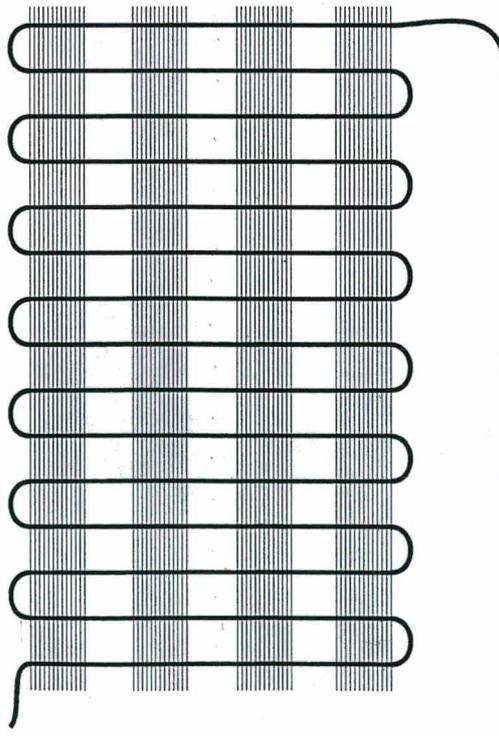


Figura 3.1 - Esquema do condensador

### 3.2 - Metodologia de modelação

O condensador foi dividido em quatro regiões para efeito de modelação: linha de descarga, região superaquecida, região saturada e região sub-resfriada, representadas respectivamente pelas linhas 1-2, 2-3, 3-4 e 4-5 no diagrama pressão versus entalpia apresentado na Figura 3.2.

Em todas as quatro regiões do condensador, o fluxo de massa, a pressão de condensação e a temperatura ambiente são necessários como dados de entrada, além de outros dados, específicos para cada uma delas.

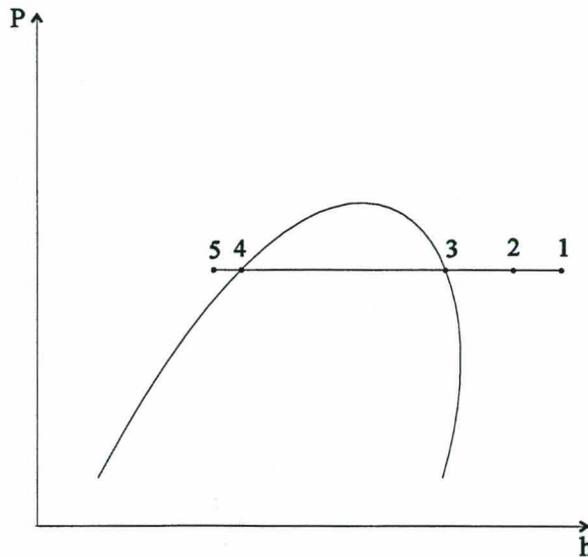


Figura 3.2 - Representação das regiões do condensador no diagrama pressão versus entalpia

#### Linha de descarga

A linha de descarga corresponde ao tubo que liga a saída do compressor com a entrada do condensador propriamente dito (região aletada). Embora este tubo possua uma certa inclinação e uma meia lua na sua região central (esta meia lua tem por objetivo absorver as vibrações a que o refrigerador está sujeito durante o transporte), resolveu-se considerá-lo como um tubo vertical, para facilitar a modelação.

Como dados de entrada, são necessários o comprimento da linha de descarga e o estado do refrigerante na saída do compressor. Como dado de saída, o modelo fornece o estado do refrigerante na entrada da região superaquecida.

### **Região superaquecida**

A região superaquecida corresponde ao comprimento de tubo entre o início da parte aletada do condensador e a posição onde o refrigerante inicia a mudança de fase.

Os dados de entrada são os estados do refrigerante na entrada (coincide com o estado do refrigerante na saída da linha de descarga) e na saída da região (refrigerante no estado de vapor saturado, na pressão de condensação correspondente). Como dado de saída, o modelo fornece o comprimento da região superaquecida.

### **Região saturada**

A região saturada corresponde ao comprimento de tubo entre as posições onde ocorrem o início e o final do processo de condensação.

Os estados do refrigerante na entrada (refrigerante no estado de vapor saturado, na pressão de condensação correspondente) e na saída da região (refrigerante no estado de líquido saturado, na pressão de condensação correspondente) são utilizados como dados de entrada. Como dado de saída, o modelo fornece o comprimento da região saturada ou o estado do refrigerante na saída do condensador, caso a condensação não seja completa.

### **Região sub-resfriada**

A região sub-resfriada corresponde ao comprimento de tubo entre a posição onde ocorre o final do processo de condensação e o final do condensador. Em alguns casos, quando a condensação não é completa, esta região não existe.

Os dados necessários são o estado do refrigerante na entrada (refrigerante no estado de líquido saturado, na pressão de condensação correspondente) e o comprimento da região (comprimento total da região aletada do condensador, menos os comprimentos das regiões superaquecida e saturada).

Em todas as regiões, a modelação baseia-se na solução de um circuito elétrico equivalente, conforme ilustrado na Figura 3.3. A determinação das resistências térmicas do lado interno, da parede do tubo e do lado externo é feita respectivamente através das Equações 3.1, 3.2 e 3.3.



Figura 3.3 - Circuito elétrico equivalente

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.1)$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} \quad (3.2)$$

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} \quad (3.3)$$

A seqüência de cálculo utilizada nas quatro regiões difere muito pouco entre si. Por este motivo, optou-se por apresentar detalhadamente apenas a metodologia utilizada para a região bifásica, estando o detalhamento das demais regiões apresentado no Apêndice D.

O processo de solução inicia-se com a temperatura do refrigerante. A partir deste valor, são determinadas a temperatura da superfície interna do tubo, a temperatura da superfície externa do tubo e a temperatura ambiente, respectivamente através das Equações 3.4, 3.5 e 3.6.

$$T_{sic} = T_r - \frac{q_{sat}}{h_{i,c2f} A_{i,csat}} \quad (3.4)$$

$$T_{sec} = T_{sic} - \frac{q_{sat}}{\frac{\ln\left(\frac{r_{ec}}{r_{ic}}\right)}{2pL_{sat} k}} \quad (3.5)$$

$$T_{amb} = T_{sec} - \frac{q_{sat}}{h_{ecal} A_{ecsat}} \quad (3.6)$$

Embora a temperatura ambiente seja um dado de entrada, seu cálculo se faz necessário para que o valor do comprimento da região saturada, inicialmente arbitrado, seja corrigido até que o valor calculado para a temperatura ambiente seja igual ao valor fornecido, ou seja, até a convergência do processo.

O calor dissipado pela região bifásica do condensador para o ambiente, utilizado nas Equações 3.4, 3.5 e 3.6, é determinado pela Equação 3.7. Os pontos 3 e 4 referem-se aos apresentados na Figura 3.2.

$$q_{sat} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (3.7)$$

As correlações utilizadas para determinação dos coeficientes de transferência de calor interno e externo são apresentadas no item 3.3.

Nesta região, a variação do título entre a entrada e a saída foi dividida em intervalos, para minimizar o erro associado a estimativa do coeficiente interno de transferência de calor.

O fluxograma da Figura 3.4 apresenta a seqüência completa de cálculos e iterações utilizada na modelação da região bifásica do condensador.

### 3.3 - Coeficientes de transferência de calor

#### 3.3.1 - Coeficientes de transferência de calor interno

##### Linha de descarga, região superaquecida e região sub-resfriada

Na avaliação do coeficiente de transferência de calor no lado interno destas regiões empregou-se a correlação de Dittus e Boelter (1930), apresentada pela Equação 3.8.

$$h_{ic1f} = \frac{k}{D_{ic}} (0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3}) \quad \left\{ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right. \quad (3.8)$$

Os números de Reynolds e Prandtl utilizados na Equação 3.8 são obtidos respectivamente através das Equações 3.9 e 3.10.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{ic} \mu} \quad (3.9)$$

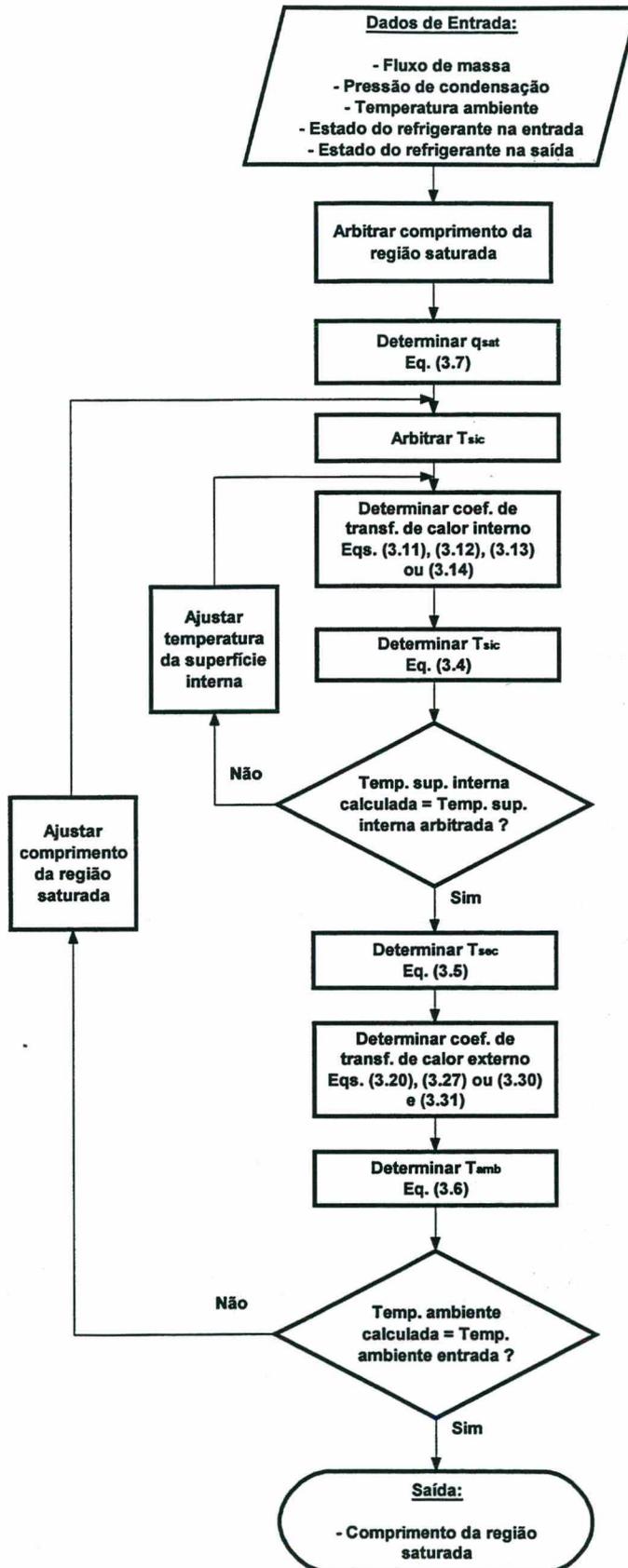


Figura 3.4 - Fluxograma da região bifásica do condensador

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.10)$$

A viscosidade absoluta, condutividade térmica e o calor específico a pressão constante do fluido são avaliados em cada região, na temperatura de filme do refrigerante.

### Região saturada

Na avaliação do coeficiente de transferência de calor no lado interno da região saturada foram consideradas as correlações de Tandon modificada, conforme apresentado por Shao e Granryd (1995), Equações 3.11 e 3.12 e de Ackers e Rosson (1960), Equações 3.13 e 3.14.

$$h_{ic2f} = \frac{k_l}{D_{ic}} \left\{ 0,084 Pr_l^{1/3} \left[ \frac{h_{fg}}{c_{pl}(T_r - T_{sic})} \right]^{1/6} Re_v^{0,67} \right\} \quad Re_v > 24000 \quad (3.11)$$

$$h_{ic2f} = \frac{k_l}{D_{ic}} \left\{ 15,9 Pr_l^{1/3} \left[ \frac{h_{fg}}{c_{pl}(T_r - T_{sic})} \right]^{1/6} Re_v^{0,15} \right\} \quad Re_v < 24000 \quad (3.12)$$

$$h_{ic2f} = \frac{k_l}{D_{ic}} \left\{ 13,8 \left( \frac{c_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \left[ \frac{h_{fg}}{c_{pl}(T_r - T_{sic})} \right]^{1/6} \left[ \frac{D_{ic}G_v}{\mu_l} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right]^{0,2} \right\} \quad 100 < \frac{D_{ic}G_v}{\mu_l} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} < 20000 \quad (3.13)$$

$$h_{ic2f} = \frac{k_l}{D_{ic}} \left\{ 0,1 \left( \frac{c_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \left[ \frac{h_{fg}}{c_{pl}(T_r - T_{sic})} \right]^{1/6} \left[ \frac{D_{ic}G_v}{\mu_l} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right]^{2/3} \right\} \quad 20000 < \frac{D_{ic}G_v}{\mu_l} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} < 100000 \quad (3.14)$$

Nestas correlações, o número de Prandtl é calculado através da Equação 3.10, com as propriedades do refrigerante na fase líquida. O número de Reynolds baseado na fase vapor é calculado através da Equação 3.15 e a vazão mássica também baseada na fase vapor através da Equação 3.16.

$$Re_v = \frac{G_v D_{ic}}{\mu_v} \quad (3.15)$$

$$G_v = \frac{4\dot{m}x}{\pi D_{ic}^2} \quad (3.16)$$

### 3.3.2 - Coeficientes de transferência de calor externo

#### Linha de descarga

Na avaliação do coeficiente de transferência de calor no lado externo da linha de descarga, empregou-se a correlação de LeFevre e Ede (1956), apresentada pela Equação 3.17.

$$h_{eid} = \frac{k}{L_{ld}} \left\{ \frac{4}{3} \left[ \frac{7 Ra_{L_{ld}} Pr}{5(20 + 21 Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272 + 315 Pr)L_{ld}}{35(64 + 63 Pr)D_{ec}} \right\} \quad (3.17)$$

Todas as propriedades termofísicas do ar são avaliadas na temperatura de filme.

O número de Rayleigh baseado no comprimento da linha de descarga é calculado através da Equação 3.18 e o número de Prandtl através da Equação 3.10.

$$Ra_{L_{ld}} = \frac{g\beta(T_{sec} - T_{amb})L_{ld}^3 Pr \rho^2}{\mu^2} \quad (3.18)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção calculado pela Equação 3.17 é somado ao coeficiente de transferência de calor por radiação, calculado através da Equação 3.19. Assume-se que as temperaturas das superfícies que trocam calor por radiação com a linha de descarga coincidem com a temperatura ambiente.

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_{sec} + T_{amb})(T_{sec}^2 + T_{amb}^2) \quad (3.19)$$

#### Região superaquecida, região saturada e região sub-resfriada

Na avaliação do coeficiente de transferência de calor no lado externo destas regiões foram consideradas as correlações de Tanda (1997), Equação 3.20, Papanek (1958), Equação 3.27 e Cyphers (1958), Equações 3.30 e 3.31.

Na correlação de Tanda, o tubo e as aletas são tratados como um único componente, com as propriedades termofísicas do ar avaliadas na temperatura de filme.

$$h_{ecal} = 0,66 \left( \frac{Ra_H H}{D_{ec}} \right)^{0,25} \left\{ 1 - \left[ 1 - 0,45 \left( \frac{D_{ec}}{H} \right)^{0,25} \right] \exp \left( \frac{-s_w}{\varphi} \right) \right\} \quad \begin{cases} 4,3 < s_t < 14,6 \\ 1,7 < s_w < 7,8 \\ 0,45 < H < 1,1 \\ 17 < (T_{sec} - T_{amb}) < 48 \end{cases} \quad (3.20)$$

O número de Rayleigh é calculado através da Equação 3.18, substituindo-se nesta equação o valor do comprimento da linha de descarga pela altura do condensador. O cálculo dos parâmetros  $\varphi$ ,  $s_w$  e  $s_t$  é feito respectivamente através das Equações 3.21, 3.22 e 3.23.

$$\varphi = s_w^{0,9} s_t^{-1} \left( \frac{28,2}{H} \right)^{0,4} + s_w^{-1,5} s_t^{-0,5} \left( \frac{28,2}{H} \right)^{0,8} \left[ \frac{264}{(T_{sec} - T_{amb})} \right]^{0,5} \quad (3.21)$$

$$s_w = \frac{(p_w - D_w)}{D_w} \quad (3.22)$$

$$s_t = \frac{(p_t - D_{ec})}{D_{ec}} \quad (3.23)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção calculado através da Equação 3.20 deve ser somado ao coeficiente de transferência de calor por radiação, calculado através da Equação 3.19. Novamente é assumido que as superfícies que trocam calor por radiação com o condensador estão na temperatura ambiente.

Após a determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, o calor total transferido pelo condensador para o meio ambiente pode ser calculado através da Equação 3.24.

$$q_c = (h_{ecal} + h_{rad})(A_t + \eta A_w)(T_{sec} - T_{amb}) \quad (3.24)$$

O valor da eficiência das aletas e o parâmetro  $m$  são determinados respectivamente através das Equações 3.25 e 3.26.

$$\eta = \frac{\tanh\left(\frac{mp_t}{2}\right)}{\frac{mp_t}{2}} \quad (3.25)$$

$$m = \sqrt{\frac{4h_{ecal}}{kD_w}} \quad (3.26)$$

Na correlação de Papanek, tubo e aletas também são tratados como um único componente, com as propriedades termofísicas do ar avaliadas na temperatura de filme.

$$h_{ecal} = \frac{k}{D_c} 0,0188 Gr^{0,7556} \quad (3.27)$$

Nesta equação, o diâmetro equivalente e o número de Grashof são calculados respectivamente através das Equações 3.28 e 3.29.

$$D_c = \frac{A_t D_{ec} + A_w D_w}{A_t + A_w} \quad (3.28)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_{sec} - T_{amb})\rho^2 D_c^3}{\mu^2} \quad (3.29)$$

O calor total transferido pelo condensador para o meio ambiente pode ser calculado através da Equação 3.24, sendo o coeficiente de transferência de calor por radiação determinado pela Equação 3.19.

Na correlação de Cyphers, o tubo e as aletas são tratados separadamente, com as propriedades termofísicas do ar avaliadas na temperatura de filme. O número de Grashof é calculado através da Equação 3.29, com o diâmetro equivalente sendo respectivamente substituído pelo diâmetro do tubo e pelo diâmetro das aletas nas Equações 3.30 e 3.31.

$$h_t = \frac{k}{D_{ec}} \frac{2}{\ln(1 + 5Gr^{-1/4})} \quad (3.30)$$

$$h_w = \frac{k}{D_w} \frac{2}{\ln \left[ 1 + 4 \left( Gr \frac{D_w}{L_w} \right)^{-1/4} \right]} \quad (3.31)$$

O coeficiente de transferência de calor médio para o condensador é calculado através da Equação 3.32, sendo o coeficiente de transferência de calor por radiação determinado através da Equação 3.19..

$$h_{ecal} = \eta h_w \frac{A_w}{A_w + A_t} + h_t \frac{A_t}{A_w + A_t} + h_{rad} \quad (3.32)$$

O parâmetro  $m$  e a eficiência das aletas são determinados respectivamente através das Equações 3.33 e 3.25.

$$m = \sqrt{\frac{4h_w}{kD_w}} \quad (3.33)$$

Após a determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção para as aletas e para o tubo e do coeficiente de transferência de calor por radiação, o calor total transferido pelo condensador para o meio ambiente pode ser calculado através da Equação 3.34.

$$q_c = h_{ecal} (A_w + A_t) (T_{sec} - T_{amb}) \quad (3.34)$$

### 3.4 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor

Neste item são apresentados alguns resultados obtidos através da metodologia apresentada para a simulação do condensador. São apresentados resultados para a linha de descarga e para a região saturada do condensador.

A linha de descarga do condensador analisado possui 1,50 m de comprimento e seus diâmetros interno e externo medem respectivamente 3,34 mm e 4,76 mm. A serpentina do condensador possui 7,5 m de comprimento com espaçamento entre os passes de tubo de 6,4 cm. Os diâmetros interno e externo do tubo coincidem com os da linha de descarga. O condensador

possui um total de 104 aletas posicionadas em ambos os lados do tubo, com 1,50 mm de diâmetro e 85,5 cm de comprimento.

Os resultados apresentados a seguir são referentes a temperaturas de evaporação, condensação e ambiente respectivamente de -20,7 °C, 57,4 °C e 43,0 °C. As demais condições necessárias para a simulação do condensador foram obtidas através da simulação do compressor utilizando-se o modelo semi-empírico (ver Capítulo 2), o qual forneceu um fluxo de massa de 1,79 kg/h e uma temperatura de descarga do compressor de 90,0 °C.

### **Linha de descarga**

As Figuras 3.5 e 3.6 mostram respectivamente a variação dos coeficientes de transferência de calor interno e externo (convectivo, radiativo e total), em função da posição na linha de descarga.

O coeficiente de transferência de calor interno é uma função dos números de Reynolds e Prandtl. Assim, à medida em que o fluido escoar pela linha de descarga, calor é transferido para o ambiente, originando um decréscimo na sua temperatura. Com o decréscimo de temperatura, o número de Reynolds aumenta e o número de Prandtl inicialmente sofre uma redução para em seguida aumentar. Como a variação do número de Prandtl é pouco significativa, o coeficiente de transferência de calor interno aumenta com a posição na linha de descarga.

Os coeficientes de transferência de calor externo (convectivo e radiativo), são principalmente dependentes da temperatura da superfície externa da linha de descarga. Como esta temperatura diminui com o acréscimo na posição devido à diminuição da temperatura do refrigerante, estes coeficientes também diminuem.

Em relação à transferência de calor nesta região, verifica-se ser esta dependente principalmente do lado externo, visto que o coeficiente de transferência de calor interno é superior a dez vezes o externo.

Vale ressaltar, que através dos valores utilizados como entrada para esta simulação, obteve-se um valor de 69,9 °C para a temperatura de saída da linha de descarga.

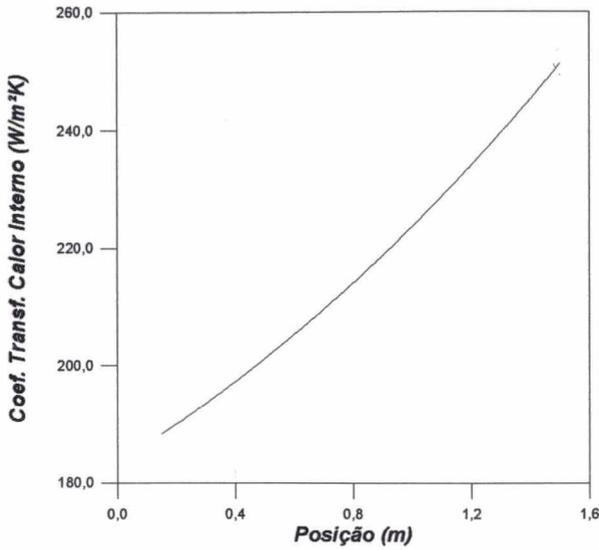


Figura 3.5 - Coeficiente de transferência de calor interno em função da posição na linha de descarga

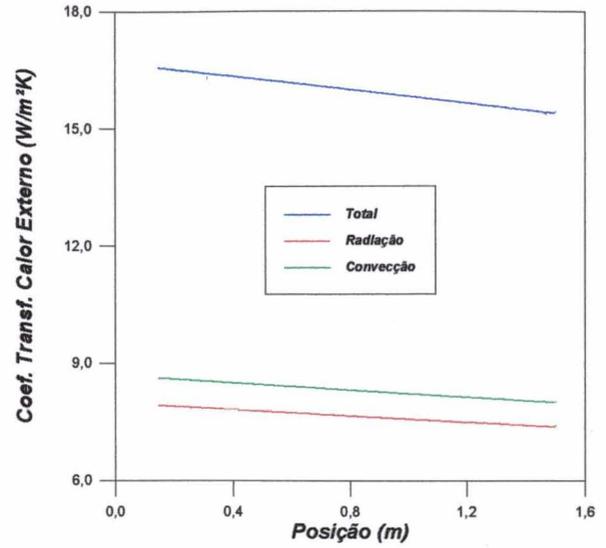


Figura 3.6 - Coeficiente de transferência de calor externo em função da posição na linha de descarga

## Região saturada

A Figura 3.7 mostra a variação do coeficiente de transferência de calor interno em função do título, quando calculado com as correlações de Tandon modificada e Ackers e Rosson.

Pode-se observar, que as duas correlações apresentam a mesma ordem de grandeza para qualquer valor de título. Na entrada da região saturada, a correlação de Ackers e Rosson apresenta valores superiores e na saída as estimativas de ambas praticamente coincidem.

O coeficiente de transferência de calor externo é constante na região saturada do condensador, visto que a temperatura da superfície externa do condensador não se altera. A correlação de Tanda forneceu valores em média 52% superiores à correlação de Cyphers e 80% superiores à correlação de Papanek. Vale ressaltar que este percentual está relacionado ao coeficiente de transferência de calor por convecção, portanto, quando o coeficiente de transferência de calor por radiação é somado, este percentual diminui.

Na simulação realizada, as correlações de Tanda, Cyphers e Papanek forneceram os valores de  $5,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $3,3 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $2,7 \text{ W/m}^2\text{K}$  para o coeficiente de transferência de calor por convecção.

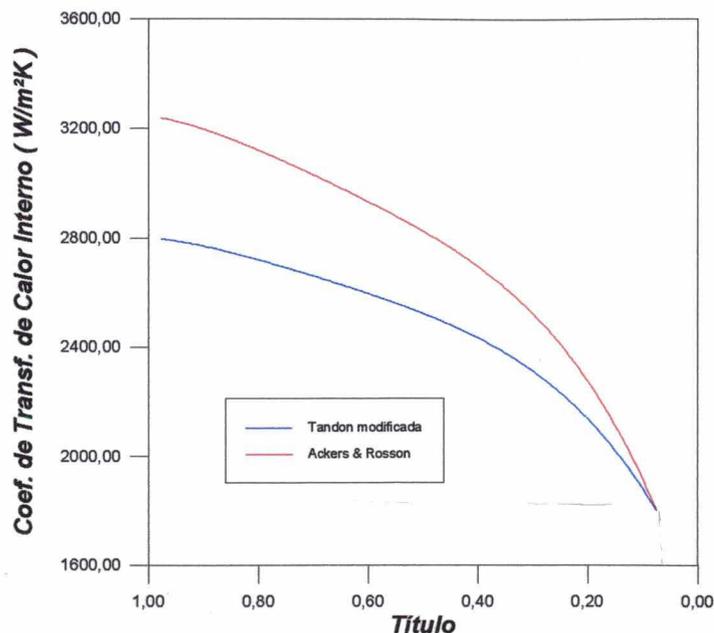


Figura 3.7 - Coeficiente de transferência de calor interno na região saturada em função do título

Em relação a simulação da região saturada, pode-se dizer que a escolha da correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor interno não altera os resultados finais, pois o coeficiente de transferência de calor externo é da ordem de centenas de vezes menor que o interno, ou seja, o lado externo é dominante.

A escolha das correlações a serem utilizadas na simulação do refrigerador serão feitas após a realização dos testes experimentais, sendo citadas no Capítulo 10.

### 3.5 - Perda de carga no condensador

O equacionamento para determinação da perda de carga no condensador pode ser dividido em duas partes: i) região de escoamento monofásico (linha de descarga, região superaquecida e região sub-resfriada) e ii) região de escoamento bifásico (região bifásica do condensador).

#### Região de escoamento monofásico

A partir da equação da conservação da quantidade de movimento aplicada a um elemento do fluido, da definição de vazão mássica e considerando que a tensão cisalhante pode ser escrita

de acordo com a Equação 3.35, chega-se a Equação 3.36, onde  $f$  é o fator de atrito de Darcy (Moody (1944)).

$$\tau = f \frac{\rho u^2}{8} \quad (3.35)$$

$$dP + \frac{fG^2}{2\rho D} dl + \rho u du = 0 \quad (3.36)$$

Assumindo o escoamento como incompressível, a Equação 3.36 pode ser integrada entre os pontos de entrada e saída do tubo, resultando na Equação 3.38 para o cálculo da perda de carga em escoamento monofásico.

$$\int_{P_e}^{P_s} dP + \int_{L_e}^{L_s} \frac{fG^2}{2\rho D} dl + \int_{u_e}^{u_s} \rho u du = 0 \quad (3.37)$$

$$\Delta P = f \frac{L_{mo}}{D} \frac{G^2}{2\bar{\rho}} \quad (3.38)$$

A densidade média utilizada na Equação 3.38 é determinada através da Equação 3.39 e o fator de atrito obtido a partir da correlação de Blasius para tubos lisos em escoamento turbulento, conforme Equação 3.40.

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_e + \rho_s}{2} \quad (3.39)$$

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad Re \leq 10^5 \quad (3.40)$$

### **Região de escoamento bifásico**

A perda de carga para a região de escoamento bifásico é determinada a partir do modelo de Martinelli, Equação 3.41, conforme apresentado por Carey (1992). Este modelo é baseado em

argumentos teóricos e evidências experimentais, obtidas a partir de uma série de estudos em escoamentos bifásicos e adiabáticos em tubos horizontais.

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_{Mar} = \phi_l^2 \left[ \frac{2f_l G^2 (1-x)^2}{\rho_l D} \right] \quad (3.41)$$

Martinelli propôs uma correlação generalizada para determinação do multiplicador bifásico  $\phi_l$ , Equação 3.42, obtida a partir do parâmetro de Martinelli  $X$  e da constante  $c$ . O parâmetro  $X$  é definido pela Equação 3.43 e a constante  $c$  dependente do regime do escoamento das fases vapor e líquida escoando independentemente no tubo (ver Tabela 3.1).

$$\phi_l = \left(1 + \frac{c}{X} + \frac{1}{X^2}\right)^{1/2} \quad (3.42)$$

$$X = \left[ \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_l}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_v} \right]^{1/2} \quad (3.43)$$

Tabela 3.1 - Valores da constante  $c$

Fase líquida	Fase vapor	$c$
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Na Equação 3.43,  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_l$  e  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_v$  são os gradientes de pressão devido a fricção para as fases líquida e vapor escoando independentemente no tubo, dados respectivamente pelas Equações 3.44 e 3.45.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l = -\frac{2f_l G^2 (1-x)^2}{\rho_l D} \quad (3.44)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_v = -\frac{2f_v G^2 x^2}{\rho_v D} \quad (3.45)$$

onde os fatores de fricção para o escoamento das fases líquida e vapor são dados respectivamente pelas Equações 3.46 e 3.47.

$$f_l = B Re_L^{-cn}, \quad Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} \quad (3.46)$$

$$f_v = B Re_v^{-cn}, \quad Re_v = \frac{GxD}{\mu_v} \quad (3.47)$$

sendo as constantes  $B=16$  e  $cn=1$  para escoamentos laminares ( $Re_L$  ou  $Re_v < 2300$ ), ou  $B=0,079$  e  $cn=0,25$  para escoamentos turbulentos ( $Re_L$  ou  $Re_v > 2300$ ).

## **MODELAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR TUBO CAPILAR - LINHA DE SUCCÃO**

### **4.1 - Introdução**

O Capítulo 4 deste trabalho descreve a modelação do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.

O tubo capilar, utilizado como dispositivo de expansão, é simplesmente um tubo de cobre cujos comprimento e diâmetro interno podem variar respectivamente entre 1 a 6 *m* e 0,5 a 2,0 *mm*. Vale ressaltar que a denominação tubo capilar não é apropriada, visto que os diâmetros são muito grandes para produzir uma ação capilar. A expansão ocorre em função do atrito e da aceleração do fluido refrigerante.

Como vantagens da utilização de tubos capilares pode-se citar a simplicidade, o baixo custo e o fato de não apresentarem partes móveis. Adicione-se a isto o fato destes permitirem a equalização das pressões no sistema durante as paradas, o que implica num menor torque de partida para o motor do compressor, tornando estes menores e mais baratos. Como desvantagens da sua utilização, pode-se citar a possibilidade de obstrução devido ao seu pequeno diâmetro, a exigência de uma carga de refrigerante dentro de limites estreitos e a impossibilidade de regulação para satisfazer distintas condições de carga.

No refrigerador que está sendo simulado, assim como na grande maioria dos refrigeradores e freezers, o tubo capilar é colocado em contato com a linha de sucção do compressor, formando um trocador de calor contracorrente. Este trocador tem por objetivos: i) aumentar a quantidade de refrigerante líquido na entrada do evaporador e conseqüentemente a capacidade de refrigeração do sistema, ii) evitar a sudação da linha de sucção e iii) proteger o compressor contra um golpe de líquido.

O tubo capilar pode ser soldado à linha de sucção, formando um trocador de calor lateral, ou inserido no interior da linha de sucção, formando um trocador de calor concêntrico. No refrigerador em questão, o trocador de calor é do tipo concêntrico, como ilustrado na Figura 4.1. O tubo capilar possui 4,5 *m* de comprimento, com seus diâmetros interno e externo medindo

respectivamente 0,674 e 2,10 mm. Pelo fato do fluxo de massa fornecido pelo capilar ser extremamente dependente do seu diâmetro interno, optou-se por fazer a sua medição ao invés de simplesmente aceitar o valor nominal fornecido pelo fabricante. O Apêndice E detalha o processo utilizado na medição do diâmetro interno do tubo capilar. Em relação à linha de sucção, seus diâmetros interno e externo medem respectivamente 4,80 e 6,12 mm. O comprimento do trocador de calor é de 1,95 m, com uma região de entrada (distância entre o início do tubo capilar e o início do trocador de calor) de 2,55 m.

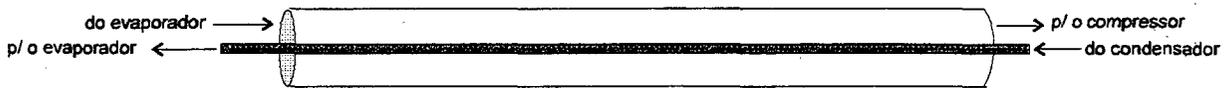


Figura 4.1 - Esquema do trocador de calor concêntrico

Mezavila (1995) desenvolveu um programa computacional denominado CAPHEAT, capaz de fornecer o fluxo de massa através do capilar, a temperatura na saída do trocador e o título na saída do capilar, em função das condições de operação e da geometria do trocador de calor.

Este programa, entretanto, apresenta dificuldades de convergência para algumas situações, o que impossibilita o seu acoplamento dentro do programa sendo desenvolvido. Desta forma, optou-se por utilizar resultados fornecidos pelo programa para gerar correlações que pudessem mais facilmente ser inseridas no módulo computacional, objeto deste trabalho.

Para o desenvolvimento destas correlações, fez-se necessário a utilização de um método estatístico conhecido como projeto fatorial fracionado em dois níveis (Box et al. (1978)), descrito nos itens 4.3 e 4.4, a fim de racionalizar o número de “pontos experimentais” necessários para a descrição adequada do processo.

#### 4.2 - Programa CAPHEAT

O código computacional CAPHEAT, desenvolvido por Mezavila, é capaz de simular o escoamento de fluido refrigerante em trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. O

programa fornece o fluxo de massa e os perfis de pressão, temperatura e título ao longo do escoamento, em trocadores de calor com geometria definida, sob várias condições de operação.

Na modelação que deu origem ao CAPHEAT, o tubo capilar é dividido em três regiões distintas: uma que constitui um trocador de calor com a linha de sucção e outras duas que trocam calor apenas com o ambiente (regiões de entrada e saída). Vale ressaltar que a região do trocador de calor também pode ou não trocar calor com o ambiente.

As equações governantes que regem o problema foram obtidas através da aplicação dos princípios da conservação da massa, quantidade de movimento e energia, para as regiões líquida e bifásica, situados nas três distintas regiões do trocador. A forma final das equações bem como seus desenvolvimentos está apresentada em Mezavila (1995). A derivação destas equações é feita assumindo-se as seguintes hipóteses: i) tubo capilar reto e de seção transversal constante, ii) equilíbrio termodinâmico, iii) regime permanente, iv) fluido refrigerante puro, v) escoamento bifásico homogêneo e vi) escoamento incompressível na região do líquido.

Para que as equações governantes pudessem ser resolvidas, se fez necessário a utilização de relações constitutivas para avaliação dos fatores de atrito, coeficientes de transferência de calor e ponderação das propriedades do fluido refrigerante na região bifásica. As relações constitutivas utilizadas no CAPHEAT também estão apresentadas em Mezavila (1995).

Outros aspectos importantes considerados no código computacional são: a perda de carga na entrada do capilar devido à redução abrupta da seção transversal quando o fluido entra no mesmo e a blocagem do escoamento.

Devido ao fato do modelo ser essencialmente um problema de marcha de valor inicial, as equações diferenciais governantes foram integradas através do método de Runge-Kutta de quarta ordem.

As variáveis de entrada requeridas pelo CAPHEAT formam dois grupos: i) parâmetros geométricos do trocador de calor - comprimento, diâmetros interno e externo e rugosidade do tubo capilar, diâmetro interno da linha de sucção, comprimento da região de entrada e comprimento do trocador de calor; ii) condições de operação - pressão de condensação, temperatura de evaporação, grau de superaquecimento do refrigerante na entrada do trocador de calor, grau de sub-resfriamento ou título na entrada do tubo capilar e temperatura ambiente. Além destas variáveis de entrada, o trocador de calor pode ser considerado isolado ou não, na posição vertical ou horizontal e ser do tipo lateral ou concêntrico.

### **4.3 - Projeto fatorial em dois níveis**

Quando o número de variáveis que influenciam um determinado processo é muito grande, se torna uma tarefa complicada encontrar o efeito de cada uma delas no resultado global. Uma forma de tentar considerar todas as possibilidades seria a utilização do projeto fatorial, que consiste na busca do efeito individual de cada variável, ou seja, encontra-se a variação do resultado global do sistema para uma faixa de valores de uma variável, mantendo-se as demais constantes.

O desempenho do projeto fatorial está relacionado com a seleção do número de níveis a ser considerado para cada uma das variáveis que está sendo analisada. De modo geral, pode-se afirmar que aumentando o número de níveis, aumenta-se a confiabilidade do resultado final. Entretanto, deve-se ressaltar que aumentando o número de níveis aumenta-se o número de testes, já que se existem  $I_1$  níveis para a primeira variável,  $I_2$  níveis para a segunda, ... e  $I_k$  níveis para a  $k$ -ésima, o arranjo completo do projeto necessitará de  $I_1 \times I_2 \times \dots \times I_k$  experimentos.

Uma forma de diminuir o número total de experimentos consiste em trabalhar com apenas dois níveis para cada variável. Assumir dois níveis para uma determinada variável é o mesmo que propor uma variação linear do resultado global em função desta variável, quando todas as demais são mantidas constantes. Neste caso, sendo  $n$  o número de variáveis, o total de experimentos necessários será dado por  $2^n$ .

Deste ponto em diante, todo o estudo apresentado diz respeito ao projeto fatorial em dois níveis.

#### **Determinação dos efeitos principais**

O efeito principal de uma determinada variável é a mudança na resposta do sistema quando esta é testada nos seus limites inferior (-) e superior (+). A forma como o efeito principal de uma variável é determinado pode ser melhor entendida acompanhando-se o exemplo colocado na Tabela 4.1, referente ao projeto fatorial em 2 níveis de 3 variáveis.

O efeito principal da variável **A** é determinado através da média do efeito individual para os valores de 160 e 180, ou seja, determina-se a diferença na resposta do sistema quando as variáveis **B** e **C** coincidem. As Equações 4.1 apresentam os valores destes efeitos individuais e a Equação 4.2 o valor do efeito principal.

Tabela 4.1 - Projeto fatorial em 2 níveis de 3 variáveis

Número do teste	Variável A	Variável B	Variável C	Resposta do sistema ( $\bar{y}$ )
1	160	20	1	60
2	180	20	1	72
3	160	40	1	54
4	180	40	1	68
5	160	20	2	52
6	180	20	2	83
7	160	40	2	45
8	180	40	2	80

$$\begin{aligned}
 y_2 - y_1 &= 72 - 60 = 12 \\
 y_4 - y_3 &= 68 - 54 = 14 \\
 y_6 - y_5 &= 83 - 52 = 31 \\
 y_8 - y_7 &= 80 - 45 = 35
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

$$\text{Efeito principal da variável A} = \frac{12 + 14 + 31 + 35}{4} = 23
 \tag{4.2}$$

Genericamente, o efeito principal de uma variável pode ser calculado através da Equação 4.3.

$$\text{Efeito principal} = \bar{y}_+ - \bar{y}_-
 \tag{4.3}$$

Na Equação 4.3,  $\bar{y}_+$  refere-se à resposta da variável quando em seu nível superior e  $\bar{y}_-$  refere-se a resposta da variável quando em seu nível inferior. Para o exemplo da Tabela 4.1, os valores de  $\bar{y}_+$  e  $\bar{y}_-$  são determinados respectivamente através das Equações 4.4 e 4.5.

$$\bar{y}_+ = \frac{72 + 68 + 83 + 80}{4} = 75,75
 \tag{4.4}$$

$$\bar{y}_- = \frac{60 + 54 + 52 + 45}{4} = 52,75
 \tag{4.5}$$

De forma análoga, podem ser determinados os efeitos principais das variáveis B e C.

Embora o exemplo da Tabela 4.1 esteja relacionado a 3 variáveis, a ideia de efeito principal de uma variável e sua metodologia de cálculo pode ser estendida para projetos com quaisquer número de variáveis.

### Interação de efeitos

No exemplo da Tabela 4.1, o efeito principal da variável A é 23. Se os efeitos individuais desta variável forem analisados, fica claro que estes assumem valores maiores quando a variável C assume o valor 2, o que significa dizer que existe uma interação do efeito da variável C sobre a variável A (interação de dois fatores).

O efeito da interação da variável C sobre a variável A, denotado por A x C, pode ser determinado pela diferença entre o efeito médio da variável A quando a variável C assume seu valor superior e o efeito médio da variável A quando a variável C assume seu valor inferior. Para o exemplo da Tabela 4.1, o valor de A x C é dado pela Equação 4.6.

$$A \times C = \frac{\frac{(y_8 - y_7) + (y_6 - y_5)}{2} - \frac{(y_4 - y_3) + (y_2 - y_1)}{2}}{2} = \frac{\frac{35 + 31}{2} - \frac{14 - 12}{2}}{2} = 10 \quad (4.6)$$

Da mesma forma como foi determinado o efeito da variável C sobre a variável A, podem ser determinados os efeitos da interação de quaisquer outras variáveis.

A ideia de interação de dois fatores pode ser estendida para interação de três fatores, quatro fatores e até quantos fatores forem o número de variáveis.

#### 4.4 - Projeto fatorial fracionado em dois níveis

Como mencionado no item 4.3, se existirem  $n$  variáveis, serão necessários  $2^n$  testes para que todas as combinações possam ser consideradas (projeto fatorial em dois níveis). Entretanto, quando  $n$  assume valores elevados, o número de testes aumenta em demasia. O projeto fatorial fracionado em dois níveis permite a utilização de apenas uma parcela do total de testes para o conhecimento do comportamento global do sistema.

Considerando um projeto de 8 variáveis em 2 níveis, são necessários 256 testes para que todos os efeitos possam ser determinados. A Tabela 4.2 apresenta a distribuição destes efeitos.

Tabela 4.2 - Distribuição dos efeitos de um projeto fatorial de 8 variáveis em 2 níveis

média	efeitos principais	Interações						
		2 fatores	3 fatores	4 fatores	5 fatores	6 fatores	7 fatores	8 fatores
1	8	28	56	70	56	28	8	1

O fato de todos estes efeitos poderem ser determinados não implica em dizer que todos são significativos, pois existe uma certa hierarquia dos efeitos. Em termos de magnitude, os efeitos principais tendem a ser maiores que as interações de dois fatores, que tendem a ser maiores que as interações de três fatores e assim sucessivamente. De forma geral, fazendo uma analogia com a expansão de uma função em série de Taylor, os efeitos principais e as interações podem ser associados com os termos da série. Ignorar as interações de três fatores corresponde a desprezar os termos de terceira ordem na expansão de Taylor.

Além das interações de ordem elevada poderem ser desprezadas, quando aumenta-se muito o número de variáveis nem todos os efeitos podem ser claramente distinguidos. Devido a estes dois motivos, diz-se que quando o número de variáveis é grande existe uma redundância no projeto, ou seja, um número excessivo de interações tendem a ser estudadas. O objetivo do projeto fatorial fracionado é evitar esta redundância.

A Tabela 4.3 apresenta todas as combinações de testes de um projeto fatorial de 4 variáveis em 2 níveis, onde (-) e (+) correspondem respectivamente aos limites inferior e superior de cada variável.

De acordo com Box et al. (1978), nem todos os testes necessitam ser realizados para que se estabeleça quais os efeitos principais e interações de dois fatores são determinantes no projeto. Através do método da associação de sinais em sequência, os 16 testes podem ser reduzidos para 8. Assumindo a variável 4 como base, o método consiste na multiplicação dos sinais das variáveis 1, 2 e 3. Se o sinal resultante desta multiplicação coincidir com o sinal da variável 4, este teste deve ser realizado. A Tabela 4.4 apresenta os 8 testes escolhidos. A Equação (4.7) apresenta esta relação de geração, escrita de acordo com a convenção utilizada por Box et al. (1978), e que será adotada neste trabalho.

Tabela 4.3 - Matriz de testes do projeto fatorial de 4 variáveis

Teste	Variável			
	1	2	3	4
1	+	+	+	+
2	+	+	+	-
3	+	+	-	+
4	+	-	+	+
5	-	+	+	+
6	+	+	-	-
7	+	-	+	-
8	-	+	+	-
9	+	-	-	+
10	-	+	-	+
11	-	-	+	+
12	+	-	-	-
13	-	+	-	-
14	-	-	+	-
15	-	-	-	+
16	-	-	-	-

$$123 = 4 \tag{4.7}$$

Tabela 4.4 - Matriz de testes do projeto fatorial fracionado de 4 variáveis

Teste	Variável			
	1	2	3	4
1	+	+	+	+
6	+	+	-	-
7	+	-	+	-
8	-	+	+	-
9	+	-	-	+
10	-	+	-	+
11	-	-	+	+
16	-	-	-	-

Da mesma forma como os 16 testes do projeto fatorial de 4 variáveis foram reduzidos para 8, através da relação mostrada na Equação 4.7, outras relações podem ser aplicadas para um número diferente de variáveis.

A Equação 4.8 apresenta a relação de geração para um projeto fatorial de 8 variáveis, que irá reduzir o número necessário de testes de 256 para 16. A Tabela 4.5 mostra a matriz de testes deste projeto fatorial fracionado.

$$\begin{aligned}
 234 &= 5 \\
 134 &= 6 \\
 123 &= 7 \\
 124 &= 8
 \end{aligned}
 \tag{4.8}$$

Tabela 4.5 - Matriz de testes do projeto fatorial fracionado de 8 variáveis

Teste	Variável							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	-	-	-	+	+	+	-	+
2	+	-	-	-	-	+	+	+
3	-	+	-	-	+	-	+	+
4	+	+	-	+	-	-	-	+
5	-	-	+	+	-	-	+	+
6	+	-	+	-	+	-	-	+
7	-	+	+	-	-	+	-	+
8	+	+	+	+	+	+	+	+
9	+	+	+	-	-	-	+	-
10	-	+	+	+	+	-	-	-
11	+	-	+	+	-	+	-	-
12	-	-	+	-	+	+	+	-
13	+	+	-	-	+	+	-	-
14	-	+	-	+	-	+	+	-
15	+	-	-	+	+	-	+	-
16	-	-	-	-	-	-	-	-

Vale ressaltar, que além da relação de geração da Equação 4.8, que reduz os 256 testes associados com um projeto fatorial de 8 variáveis para 16, existem outras três relações de geração que podem elevar o número de testes para 32, 64 e 128, estando este aumento associado com um aumento na confiabilidade dos resultados. Estas relações de geração, juntamente com relações para outro número de variáveis, podem ser encontradas em Box et al. (1978).

Bittle et al. (1995) tiveram sucesso no ajuste de uma equação para prever o fluxo de massa de refrigerante através de um trocador de calor lateral, empregando-se um projeto fatorial de 8 variáveis. Os dados utilizados foram obtidos experimentalmente, seguindo a distribuição mostrada na Tabela 4.5. O procedimento a ser empregado neste trabalho é semelhante, diferindo apenas na utilização de trocadores concêntricos e na utilização do programa CAPHEAT para gerar os “pontos experimentais”.

#### 4.5 - Matrizes de teste do projeto fatorial

A programação dos testes foi realizada através do projeto fatorial fracionado em dois níveis. Como forma de justificar a opção por dois níveis, apresenta-se no Apêndice F gráficos mostrando a variação do fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar em função de cada uma das variáveis de entrada, quando as demais são mantidas

constantes. Pode-se observar que a hipótese de variação em dois níveis (linear) é bastante razoável.

Como dados de entrada para as correlações, foram consideradas 8 variáveis: pressão de condensação, grau de sub-resfriamento ou título na entrada do capilar, temperatura de evaporação, grau de superaquecimento na saída do evaporador, diâmetro interno do capilar, comprimento do capilar, comprimento da região de entrada do trocador e comprimento do trocador de calor.

Durante as simulações, o trocador de calor e o capilar foram considerados totalmente isolados e na posição vertical. Os demais parâmetros geométricos do trocador de calor, como diâmetro interno da linha de sucção, diâmetro externo do capilar e rugosidade relativa do capilar foram mantidos constantes, com valores respectivamente de 4,80 mm, 2,10 mm e 1,6  $\mu\text{m}$ .

As equações ajustadas foram divididas em quatro conjuntos. A primeira divisão, diz respeito ao estado do refrigerante na entrada do capilar (bifásico ou sub-resfriado). A segunda divisão tem por objetivo ampliar a faixa de aplicação destas correlações. No caso de escoamento bifásico na entrada do capilar, o fluxo de massa é fortemente dependente do comprimento da região de entrada. Por este motivo, optou-se por desenvolver dois conjuntos de equações, um para comprimentos inferiores a 1,0 m e um segundo para comprimentos superiores a este valor. As matrizes de teste correspondentes são apresentadas respectivamente nas Tabelas 4.6 e 4.7. No caso do refrigerante entrar sub-resfriado no capilar, um primeiro conjunto de correlações foi ajustado para comprimentos de capilar inferiores a 4,0 m e um segundo para comprimentos superiores a este valor. As matrizes de teste para estes ajustes são apresentadas respectivamente nas Tabelas 4.8 e 4.9.

#### ***4.6 - Correlações para fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar***

##### **Refrigerante bifásico na entrada do capilar**

Os fluxos de massa, as temperaturas na saída do trocador e os títulos na saída do capilar referentes às condições de entrada apresentados nas Tabelas 4.6 e 4.7, são mostrados respectivamente nas Tabelas 4.10 e 4.11.

Tabela 4.6 - Matriz de teste para entrada bifásica com comprimento da região de entrada inferior a 1,0 m

	$P_C$ (bar)	$x_{Scond}$	$\Delta T_{sup}$ (°C)	$D_{icap}$ (mm)	$L_{cap}$ (m)	$T_E$ (°C)	$L_{tc}$ (m)	$L_{en}$ (m)
1	(-) 10,0	(-) 0,01	(-) 0,0	(+) 0,838	(+) 4,5	(+) -15,0	(-) 1,0	(+) 1,0
2	(+) 16,5	(-) 0,01	(-) 0,0	(-) 0,660	(-) 3,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(+) 1,0
3	(-) 10,0	(+) 0,25	(-) 0,0	(-) 0,660	(+) 4,5	(-) -30,0	(+) 2,0	(+) 1,0
4	(+) 16,5	(+) 0,25	(-) 0,0	(+) 0,838	(-) 3,0	(-) -30,0	(-) 1,0	(+) 1,0
5	(-) 10,0	(-) 0,01	(+) 3,0	(+) 0,838	(-) 3,0	(-) -30,0	(+) 2,0	(+) 1,0
6	(+) 16,5	(-) 0,01	(+) 3,0	(-) 0,660	(+) 4,5	(-) -30,0	(-) 1,0	(+) 1,0
7	(-) 10,0	(+) 0,25	(+) 3,0	(-) 0,660	(-) 3,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(+) 1,0
8	(+) 16,5	(+) 0,25	(+) 3,0	(+) 0,838	(+) 4,5	(+) -15,0	(+) 2,0	(+) 1,0
9	(+) 16,5	(+) 0,25	(+) 3,0	(-) 0,660	(-) 3,0	(-) -30,0	(+) 2,0	(-) 0,5
10	(-) 10,0	(+) 0,25	(+) 3,0	(+) 0,838	(+) 4,5	(-) -30,0	(-) 1,0	(-) 0,5
11	(+) 16,5	(-) 0,01	(+) 3,0	(+) 0,838	(-) 3,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(-) 0,5
12	(-) 10,0	(-) 0,01	(+) 3,0	(-) 0,660	(+) 4,5	(+) -15,0	(+) 2,0	(-) 0,5
13	(+) 16,5	(+) 0,25	(-) 0,0	(-) 0,660	(+) 4,5	(+) -15,0	(-) 1,0	(-) 0,5
14	(-) 10,0	(+) 0,25	(-) 0,0	(+) 0,838	(-) 3,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(-) 0,5
15	(+) 16,5	(-) 0,01	(-) 0,0	(+) 0,838	(+) 4,5	(-) -30,0	(+) 2,0	(-) 0,5
16	(-) 10,0	(-) 0,01	(-) 0,0	(-) 0,660	(-) 3,0	(-) -30,0	(-) 1,0	(-) 0,5

Tabela 4.7 - Matriz de teste para entrada bifásica com comprimento da região de entrada superior a 1,0 m

	$P_C$ (bar)	$x_{Scond}$	$\Delta T_{sup}$ (°C)	$D_{icap}$ (mm)	$L_{cap}$ (m)	$T_E$ (°C)	$L_{tc}$ (m)	$L_{en}$ (m)
1	(-) 10,0	(-) 0,01	(-) 0,0	(+) 0,838	(+) 5,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(+) 2,0
2	(+) 16,5	(-) 0,01	(-) 0,0	(-) 0,660	(-) 4,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(+) 2,0
3	(-) 10,0	(+) 0,25	(-) 0,0	(-) 0,660	(+) 5,0	(-) -28,0	(+) 2,0	(+) 2,0
4	(+) 16,5	(+) 0,25	(-) 0,0	(+) 0,838	(-) 4,0	(-) -28,0	(-) 1,0	(+) 2,0
5	(-) 10,0	(-) 0,01	(+) 3,0	(+) 0,838	(-) 4,0	(-) -28,0	(+) 2,0	(+) 2,0
6	(+) 16,5	(-) 0,01	(+) 3,0	(-) 0,660	(+) 5,0	(-) -28,0	(-) 1,0	(+) 2,0
7	(-) 10,0	(+) 0,25	(+) 3,0	(-) 0,660	(-) 4,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(+) 2,0
8	(+) 16,5	(+) 0,25	(+) 3,0	(+) 0,838	(+) 5,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(+) 2,0
9	(+) 16,5	(+) 0,25	(+) 3,0	(-) 0,660	(-) 4,0	(-) -28,0	(+) 2,0	(-) 1,0
10	(-) 10,0	(+) 0,25	(+) 3,0	(+) 0,838	(+) 5,0	(-) -28,0	(-) 1,0	(-) 1,0
11	(+) 16,5	(-) 0,01	(+) 3,0	(+) 0,838	(-) 4,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(-) 1,0
12	(-) 10,0	(-) 0,01	(+) 3,0	(-) 0,660	(+) 5,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(-) 1,0
13	(+) 16,5	(+) 0,25	(-) 0,0	(-) 0,660	(+) 5,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(-) 1,0
14	(-) 10,0	(+) 0,25	(-) 0,0	(+) 0,838	(-) 4,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(-) 1,0
15	(+) 16,5	(-) 0,01	(-) 0,0	(+) 0,838	(+) 5,0	(-) -28,0	(+) 2,0	(-) 1,0
16	(-) 10,0	(-) 0,01	(-) 0,0	(-) 0,660	(-) 4,0	(-) -28,0	(-) 1,0	(-) 1,0

Tabela 4.8 - Matriz de teste para entrada sub-resfriada e comprimento do capilar inferior a 4,0 m

	$P_C$ (bar)	$\Delta T_{sub}$ (°C)	$\Delta T_{sup}$ (°C)	$D_{icap}$ (mm)	$L_{cap}$ (m)	$T_E$ (°C)	$L_{ic}$ (m)	$L_{en}$ (m)
1	(-) 10,0	(-) 0,1	(-) 0,0	(+) 0,838	(+) 4,5	(+) -15,0	(-) 1,0	(+) 1,0
2	(+) 16,5	(-) 0,1	(-) 0,0	(-) 0,660	(-) 3,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(+) 1,0
3	(-) 10,0	(+) 4,5	(-) 0,0	(-) 0,660	(+) 4,5	(-) -30,0	(+) 2,0	(+) 1,0
4	(+) 16,5	(+) 4,5	(-) 0,0	(+) 0,838	(-) 3,0	(-) -30,0	(-) 1,0	(+) 1,0
5	(-) 10,0	(-) 0,1	(+) 3,0	(+) 0,838	(-) 3,0	(-) -30,0	(+) 2,0	(+) 1,0
6	(+) 16,5	(-) 0,1	(+) 3,0	(-) 0,660	(+) 4,5	(-) -30,0	(-) 1,0	(+) 1,0
7	(-) 10,0	(+) 4,5	(+) 3,0	(-) 0,660	(-) 3,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(+) 1,0
8	(+) 16,5	(+) 4,5	(+) 3,0	(+) 0,838	(+) 4,5	(+) -15,0	(+) 2,0	(+) 1,0
9	(+) 16,5	(+) 4,5	(+) 3,0	(-) 0,660	(-) 3,0	(-) -30,0	(+) 2,0	(-) 0,5
10	(-) 10,0	(+) 4,5	(+) 3,0	(+) 0,838	(+) 4,5	(-) -30,0	(-) 1,0	(-) 0,5
11	(+) 16,5	(-) 0,1	(+) 3,0	(+) 0,838	(-) 3,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(-) 0,5
12	(-) 10,0	(-) 0,1	(+) 3,0	(-) 0,660	(+) 4,5	(+) -15,0	(+) 2,0	(-) 0,5
13	(+) 16,5	(+) 4,5	(-) 0,0	(-) 0,660	(+) 4,5	(+) -15,0	(-) 1,0	(-) 0,5
14	(-) 10,0	(+) 4,5	(-) 0,0	(+) 0,838	(-) 3,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(-) 0,5
15	(+) 16,5	(-) 0,1	(-) 0,0	(+) 0,838	(+) 4,5	(-) -30,0	(+) 2,0	(-) 0,5
16	(-) 10,0	(-) 0,1	(-) 0,0	(-) 0,660	(-) 3,0	(-) -30,0	(-) 1,0	(-) 0,5

Tabela 4.9 - Matriz de teste para entrada sub-resfriada e comprimento do capilar superior a 4,0 m

	$P_C$ (bar)	$\Delta T_{sub}$ (°C)	$\Delta T_{sup}$ (°C)	$D_{icap}$ (mm)	$L_{cap}$ (m)	$T_E$ (°C)	$L_{ic}$ (m)	$L_{en}$ (m)
1	(-) 10,0	(-) 0,1	(-) 0,0	(+) 0,838	(+) 5,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(+) 2,0
2	(+) 16,5	(-) 0,1	(-) 0,0	(-) 0,660	(-) 4,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(+) 2,0
3	(-) 10,0	(+) 5,5	(-) 0,0	(-) 0,660	(+) 5,0	(-) -28,0	(+) 2,0	(+) 2,0
4	(+) 16,5	(+) 5,5	(-) 0,0	(+) 0,838	(-) 4,0	(-) -28,0	(-) 1,0	(+) 2,0
5	(-) 10,0	(-) 0,1	(+) 3,0	(+) 0,838	(-) 4,0	(-) -28,0	(+) 2,0	(+) 2,0
6	(+) 16,5	(-) 0,1	(+) 3,0	(-) 0,660	(+) 5,0	(-) -28,0	(-) 1,0	(+) 2,0
7	(-) 10,0	(+) 5,5	(+) 3,0	(-) 0,660	(-) 4,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(+) 2,0
8	(+) 16,5	(+) 5,5	(+) 3,0	(+) 0,838	(+) 5,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(+) 2,0
9	(+) 16,5	(+) 5,5	(+) 3,0	(-) 0,660	(-) 4,0	(-) -28,0	(+) 2,0	(-) 1,0
10	(-) 10,0	(+) 5,5	(+) 3,0	(+) 0,838	(+) 5,0	(-) -28,0	(-) 1,0	(-) 1,0
11	(+) 16,5	(-) 0,1	(+) 3,0	(+) 0,838	(-) 4,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(-) 1,0
12	(-) 10,0	(-) 0,1	(+) 3,0	(-) 0,660	(+) 5,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(-) 1,0
13	(+) 16,5	(+) 5,5	(-) 0,0	(-) 0,660	(+) 5,0	(+) -15,0	(-) 1,0	(-) 1,0
14	(-) 10,0	(+) 5,5	(-) 0,0	(+) 0,838	(-) 4,0	(+) -15,0	(+) 2,0	(-) 1,0
15	(+) 16,5	(-) 0,1	(-) 0,0	(+) 0,838	(+) 5,0	(-) -28,0	(+) 2,0	(-) 1,0
16	(-) 10,0	(-) 0,1	(-) 0,0	(-) 0,660	(-) 4,0	(-) -28,0	(-) 1,0	(-) 1,0

Tabela 4.10 - Fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar referentes às condições da Tabela 4.6

	$\dot{m}_{cap}$ (kg/h)	$T_{ST}$ (°C)	$x_{Scap}$
1	3,8799	21,2903	0,2067
2	3,0194	42,5987	0,2148
3	0,7087	27,2450	0,3964
4	3,7225	31,8522	0,4034
5	3,7403	26,3587	0,1588
6	3,2293	29,6972	0,3195
7	0,8357	20,2303	0,4225
8	2,9013	48,2027	0,4092
9	1,8514	46,8787	0,3716
10	1,7033	24,8813	0,4094
11	8,2140	34,4886	0,1891
12	2,0392	30,4861	0,1855
13	1,7430	39,9786	0,4293
14	1,7538	31,0497	0,3639
15	7,3818	44,8447	0,1124
16	2,7277	15,9039	0,1930

Tabela 4.11 - Fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar referentes às condições da Tabela 4.7

	$\dot{m}_{cap}$ (kg/h)	$T_{ST}$ (°C)	$x_{Scap}$
1	2,8973	19,6171	0,2180
2	2,3025	39,4948	0,2765
3	0,6009	22,3673	0,4183
4	2,8579	30,5153	0,4385
5	2,8100	24,1277	0,2157
6	2,4544	28,0688	0,2663
7	0,6607	15,9136	0,4418
8	2,4567	44,4206	0,4312
9	1,5257	45,6349	0,4107
10	1,4627	24,2900	0,4150
11	6,4711	34,3809	0,2429
12	1,6630	29,0609	0,1905
13	1,4809	38,2837	0,4460
14	1,4493	30,2326	0,3688
15	6,0356	43,5483	0,1597
16	2,0450	15,9491	0,1992

Através do método descrito no item 4.3, foram determinados os efeitos principais e as interações de dois fatores que mais influenciam a resposta do sistema.

Chamando de  $K$  o total de efeitos principais e interações de dois fatores selecionados para cada conjunto, obteve-se como resultado um sistema de  $16 \times K$  equações cujos coeficientes devem ser determinados. Estes coeficientes foram determinados através de uma regressão múltipla realizada com o programa STATISTICA.

As correlações resultantes para fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar para comprimentos da região de entrada menores que  $1,0 \text{ m}$  são dadas respectivamente pelas Equações 4.9, 4.10 e 4.11. Para comprimentos de entrada maiores que  $1,0 \text{ m}$ , as correlações são dadas respectivamente pelas Equações 4.12, 4.13 e 4.14.

$$\dot{m}_{cap} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (4.9)$$

onde:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= 3,0908 + 0,2822(P_C - 13,25) - 9,9021(x_{scond} - 0,13) + 12,0383(D_{icap} - 0,749) \\ \dot{m}_2 &= -1,3443(L_{en} - 0,75) + 0,4111(P_C - 13,25)(D_{icap} - 0,749) - 0,1396(P_C - 13,25)(L_{en} - 0,75) \\ \dot{m}_3 &= -10,6189(x_{scond} - 0,13)(D_{icap} - 0,749) + 3,9638(x_{scond} - 0,13)(L_{en} - 0,75) \\ \dot{m}_4 &= -0,1008(\Delta T_{sup} - 1,5)(L_{cap} - 3,75) + 0,0106(\Delta T_{sup} - 1,5)(T_E + 22,5) + 0,3171(L_{cap} - 3,75)(L_{tc} - 1,5) \\ \dot{m}_5 &= -0,0302(T_E + 22,5)(L_{tc} - 1,5) \end{aligned}$$

$$T_{st} = T_{st1} + T_{st2} + T_{st3} + T_{st4} \quad (4.10)$$

onde:

$$\begin{aligned} T_{st1} &= 32,24921 + 2,32877(P_C - 13,25) + 12,83876(x_{scond} - 0,13) + 1,43877(L_{cap} - 3,75) \\ T_{st2} &= 0,17219(T_E + 22,5) + 9,91775(L_{tc} - 1,5) - 5,25914(L_{en} - 0,75) + 0,13149(P_C - 13,25)(L_{tc} - 1,5) \\ T_{st3} &= 1,18703(x_{scond} - 0,13)(\Delta T_{sup} - 1,5) + 3,20099(D_{icap} - 0,749)(L_{cap} - 3,75) \\ T_{st4} &= 0,11396(T_E + 22,5)(L_{en} - 0,75) \end{aligned}$$

$$x_{scap} = x_{cap1} + x_{cap2} + x_{cap3} + x_{cap4} \quad (4.11)$$

onde:

$$\begin{aligned} x_{cap1} &= 0,299094 + 0,846823(x_{scond} - 0,13) - 0,196419(D_{icap} - 0,749) - 0,045037(L_{tc} - 1,5) \\ x_{cap2} &= 0,069275(L_{en} - 0,75) + 0,004075(P_C - 13,25)(L_{en} - 0,75) \\ x_{cap3} &= 0,310013(x_{scond} - 0,13)(D_{icap} - 0,749) + 0,002943(\Delta T_{sup} - 1,5)(L_{cap} - 3,75) \\ x_{cap4} &= 0,000883(T_E + 22,5)(L_{tc} - 1,5) \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{cap} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (4.12)$$

onde:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= 2,44836 + 0,23069(P_C - 13,25) - 7,38755(x_{scond} - 0,13) + 9,62605(D_{icap} - 0,749) \\ \dot{m}_2 &= 0,63661(L_{en} - 1,5) + 0,34616(P_C - 13,25)(D_{icap} - 0,749) + 1,66878(x_{scond} - 0,13)(L_{en} - 1,5) \\ \dot{m}_3 &= 0,01027(\Delta T_{sup} - 1,5)(T_E + 21,5) + 0,40051(L_{cap} - 4,5)(L_{tc} - 1,5) \\ \dot{m}_4 &= -0,05568(P_C - 13,25)(L_{en} - 1,5) - 8,47188(x_{scond} - 0,13)(D_{icap} - 0,749) \\ \dot{m}_5 &= -0,12064(\Delta T_{sup} - 1,5)(L_{cap} - 4,5) - 0,02784(T_E + 21,5)(L_{tc} - 1,5) \end{aligned}$$

$$T_{st} = T_{st1} + T_{st2} + T_{st3} + T_{st4} \quad (4.13)$$

onde:

$$\begin{aligned} T_{st1} &= 30,3691 + 2,36133(P_C - 13,25) + 9,06792(x_{scond} - 0,13) + 11,48834(D_{icap} - 0,749) \\ T_{st2} &= 1,67597(L_{cap} - 4,5) + 0,16253(T_E + 21,5) + 8,98357(L_{tc} - 1,5) - 4,6069(L_{en} - 1,5) \\ T_{st3} &= -0,73431(P_C - 13,25)(D_{icap} - 0,749) - 3,54(x_{scond} - 0,13)(L_{en} - 1,5) \\ T_{st4} &= -0,02178(\Delta T_{sup} - 1,5)(T_E + 21,5) - 0,8496(L_{cap} - 4,5)(L_{tc} - 1,5) \end{aligned}$$

$$x_{scap} = x_{cap1} + x_{cap2} + x_{cap3} + x_{cap4} \quad (4.14)$$

onde:

$$\begin{aligned} x_{cap1} &= 0,321194 + 0,003933(P_C - 13,25) + 0,834114(x_{scond} - 0,13) - 0,112008(D_{icap} - 0,749) \\ x_{cap2} &= -0,024537(L_{tc} - 1,5) + 0,034187(L_{en} - 1,5) + 0,000111(P_C - 13,25)(T_E + 21,5) \\ x_{cap3} &= 0,039193(x_{scond} - 0,13)(L_{cap} - 4,5) + 0,017615(\Delta T_{sup} - 1,5)(D_{icap} - 0,749) \\ x_{cap4} &= 0,009406(L_{tc} - 1,5)(L_{en} - 1,5) \end{aligned}$$

### Refrigerante sub-resfriado na entrada do capilar

Para a condição de refrigerante sub-resfriado na entrada do capilar, repetiu-se o processo anterior. Os fluxos de massa, temperaturas na saída do trocador e títulos na saída do capilar referentes às condições de entrada apresentadas nas Tabelas 4.8 e 4.9 são mostrados respectivamente pelas Tabelas 4.12 e 4.13.

Tabela 4.12 - Fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar referentes às condições da Tabela 4.8

	$\dot{m}_{cap}$ (kg/h)	$T_{ST}$ (°C)	$x_{Scap}$
1	4,1711	20,9454	0,2002
2	3,1545	42,4679	0,2162
3	2,7967	24,8335	0,1139
4	8,8656	24,5913	0,1564
5	4,0390	26,2356	0,1411
6	3,3444	29,3984	0,2713
7	2,9837	18,6421	0,1728
8	7,5192	43,8613	0,1426
9	4,9707	40,9421	0,0948
10	5,5163	14,6009	0,1206
11	8,4803	34,0539	0,1843
12	2,2392	30,2874	0,1788
13	3,7094	31,0081	0,1976
14	7,0906	26,8965	0,0768
15	7,6880	44,5034	0,1044
16	2,9411	15,4113	0,1711

Tabela 4.13 - Fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar referentes às condições da Tabela 4.9

	$\dot{m}_{cap}$ (kg/h)	$T_{ST}$ (°C)	$x_{Scap}$
1	3,1340	19,2539	0,2104
2	2,3988	39,5100	0,2602
3	2,1720	23,0219	0,1371
4	6,7504	24,2257	0,1717
5	3,0325	23,9653	0,1899
6	2,5591	27,8077	0,2620
7	2,2687	17,5000	0,1919
8	6,0563	41,3841	0,2077
9	4,0564	40,6890	0,1230
10	5,1928	14,7409	0,1489
11	6,7277	34,0739	0,2129
12	1,8198	28,9010	0,1819
13	3,5148	30,4695	0,2098
14	5,8127	26,4439	0,1018
15	6,3126	43,3050	0,1374
16	2,2086	15,6354	0,1806

As correlações para fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar para comprimentos de capilar menores que 4,0 m são dadas respectivamente pelas

Equações 4.15, 4.16 e 4.17. Para comprimentos de capilar maiores que 4,0 m, estas correlações são dadas respectivamente pelas Equações 4.18, 4.19 e 4.20.

$$\dot{m}_{cap} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (4.15)$$

onde:

$$\dot{m}_1 = 4,94698 + 0,29991(P_C - 13,25) + 0,22027(\Delta T_{sub} - 2,3) + 19,37463(D_{icap} - 0,749)$$

$$\dot{m}_2 = -0,53193(L_{cap} - 3,75) - 0,01936(L_{tc} - 1,5) - 1,53014(L_{en} - 0,75)$$

$$\dot{m}_3 = 0,4255(P_C - 13,25)(D_{icap} - 0,749) + 0,22377(\Delta T_{sub} - 2,3)(L_{en} - 0,75)$$

$$\dot{m}_4 = 0,01094(\Delta T_{sup} - 1,5)(T_E + 22,5) + 0,3282(L_{cap} - 3,75)(L_{tc} - 1,5)$$

$$T_{st} = T_{st1} + T_{st2} + T_{st3} + T_{st4} + T_{st5} + T_{st6} \quad (4.16)$$

onde:

$$T_{st1} = 29,2925 + 2,17257(P_C - 13,25) - 0,5093(\Delta T_{sub} - 2,3) + 0,84981(L_{cap} - 3,75)$$

$$T_{st2} = 0,23038(T_E + 22,5) + 11,42205(L_{tc} - 1,5) + 0,13529(P_C - 13,25)(L_{tc} - 1,5)$$

$$T_{st3} = -0,26248(P_C - 13,25)(L_{en} - 0,75) + 0,06662(\Delta T_{sup} - 1,5)(\Delta T_{sub} - 2,3)$$

$$T_{st4} = -1,08922(\Delta T_{sub} - 2,3)(D_{icap} - 0,749) - 0,18957(\Delta T_{sup} - 1,5)(L_{cap} - 3,75)$$

$$T_{st5} = 3,29346(D_{icap} - 0,749)(L_{cap} - 3,75) - 0,05687(T_E + 22,5)(L_{tc} - 1,5)$$

$$T_{st6} = 0,11725(T_E + 22,5)(L_{en} - 0,75)$$

$$x_{scap} = x_{cap1} + x_{cap2} \quad (4.17)$$

onde:

$$x_{cap1} = 0,158931 + 0,003698(P_C - 13,25) - 0,011134(\Delta T_{sub} - 2,3) - 0,203722(D_{icap} - 0,749)$$

$$x_{cap2} = 0,001631(T_E + 22,5) - 0,050712(L_{tc} - 1,5) + 0,071525(L_{en} - 0,75)$$

$$\dot{m}_{cap} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (4.18)$$

onde:

$$\dot{m}_1 = 4,00108 + 0,2449(P_C - 13,25) + 0,17664(\Delta T_{sub} - 2,8) + 15,46404(D_{icap} - 0,749)$$

$$\dot{m}_2 = -0,3118(L_{cap} - 4,5) - 0,9092(L_{en} - 1,5) - 0,00511(P_C - 13,25)(\Delta T_{sub} - 2,8)$$

$$\dot{m}_3 = -0,05982(\Delta T_{sup} - 1,5)(L_{tc} - 1,5) - 1,00829(D_{icap} - 0,749)(L_{en} - 1,5)$$

$$\dot{m}_4 = -0,01381(L_{cap} - 4,5)(T_E + 21,5) + 0,2493(P_C - 13,25)(D_{icap} - 0,749)$$

$$\dot{m}_5 = 0,05341(\Delta T_{sub} - 2,8)(L_{en} - 1,5) + 0,0074(\Delta T_{sup} - 1,5)(T_E + 21,5) + 0,28844(L_{cap} - 4,5)(L_{tc} - 1,5)$$

$$T_{st} = T_{st1} + T_{st2} + T_{st3} + T_{st4} + T_{st5} + T_{st6} \quad (4.19)$$

onde:

$$T_{st1} = 28,18295 + 2,1539(P_C - 13,25) - 0,32355(\Delta T_{sub} - 2,8) + 0,23217(T_E + 21,5)$$

$$T_{st2} = 10,43915(L_{tc} - 1,5) - 2,19875(L_{en} - 1,5) + 0,12605(P_C - 13,25)(L_{tc} - 1,5)$$

$$T_{st3} = 0,05058(\Delta T_{sub} - 2,8)(\Delta T_{sup} - 1,5) + 0,06303(T_E + 21,5)(L_{en} - 1,5)$$

$$T_{st4} = 4,60302(D_{icap} - 0,749)(L_{cap} - 4,5) - 0,13106(P_C - 13,25)(L_{en} - 1,5)$$

$$T_{st5} = -0,88625(\Delta T_{sub} - 2,8)(D_{icap} - 0,749) - 0,28395(\Delta T_{sup} - 1,5)(L_{cap} - 4,5)$$

$$T_{st6} = -0,06553(T_E + 21,5)(L_{tc} - 1,5)$$

$$x_{scap} = x_{cap1} + x_{cap2} + x_{cap3} + x_{cap4} \quad (4.20)$$

onde:

$$x_{cap1} = 0,18295 + 0,004658(P_C - 13,25) - 0,007949(\Delta T_{sub} - 2,8) - 0,116433(D_{icap} - 0,749)$$

$$x_{cap2} = 0,002173(T_E + 21,5) - 0,03115(L_{tc} - 1,5) + 0,000124(P_C - 13,25)(T_E + 21,5)$$

$$x_{cap3} = 0,001933(\Delta T_{sub} - 2,8)(L_{cap} - 4,5) + 0,019546(\Delta T_{sup} - 1,5)(D_{icap} - 0,749)$$

$$x_{cap4} = 0,010437(L_{tc} - 1,5)(L_{en} - 1,5)$$

#### 4.7 - Validação das correlações

Como forma de verificar a validade das correlações ajustadas, as Figuras 4.2, 4.3 e 4.4 apresentam respectivamente valores de fluxo de massa, temperatura na saída do trocador e título na saída do capilar, obtidos através do programa CAPHEAT e das correlações. Nestas figuras estão apresentados os 64 pontos (vermelho) utilizados nos ajustes dos 4 conjuntos de equações, além de pontos (azul) cujas condições de entrada foram escolhidas aleatoriamente. Pode-se observar, que de uma forma geral, a diferença entre os pontos fornecidos pelas correlações e pelo programa CAPHEAT ficam dentro da faixa de +/- 10%.

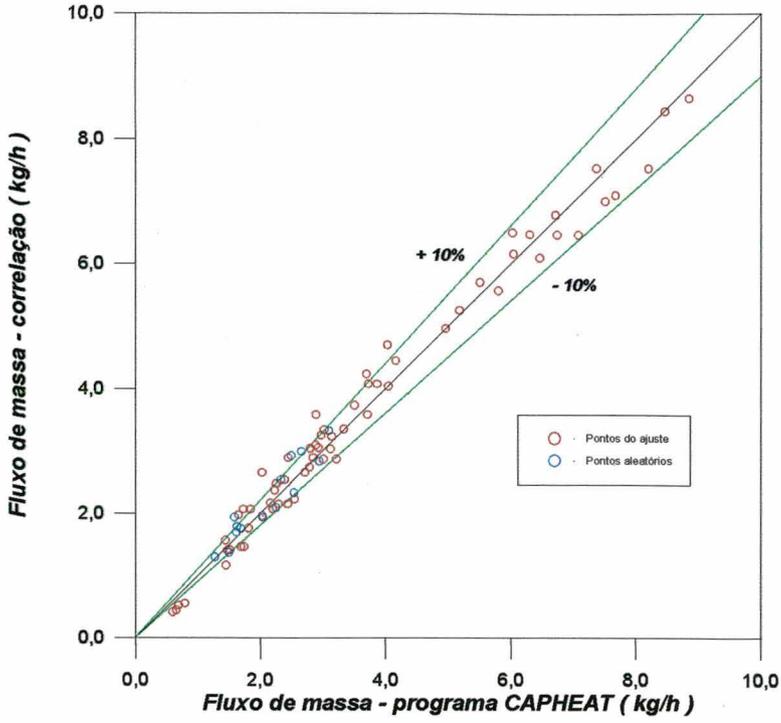


Figura 4.2 - Validação das correlações para fluxo de massa

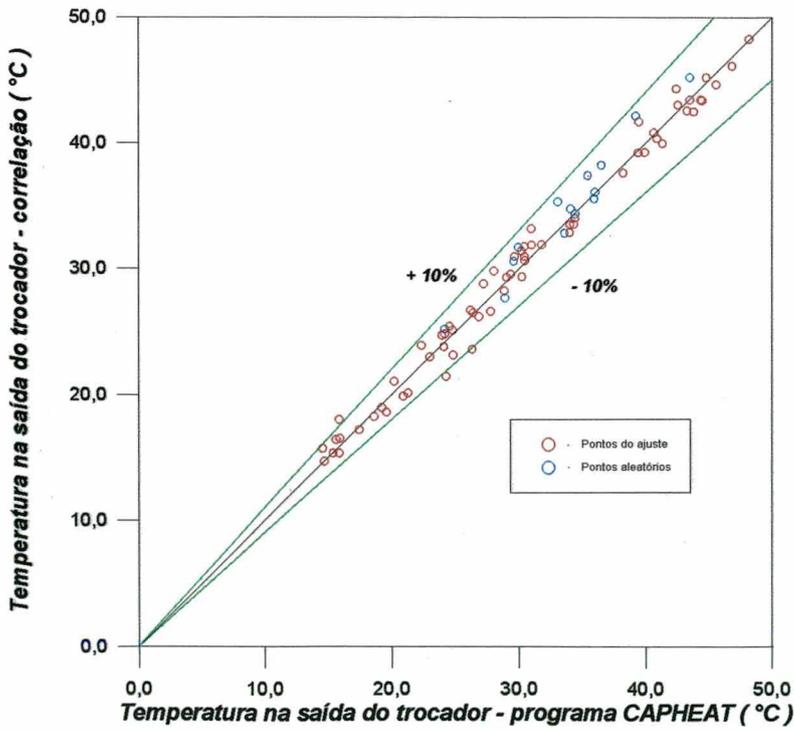


Figura 4.3 - Validação das correlações para temperatura na saída do trocador

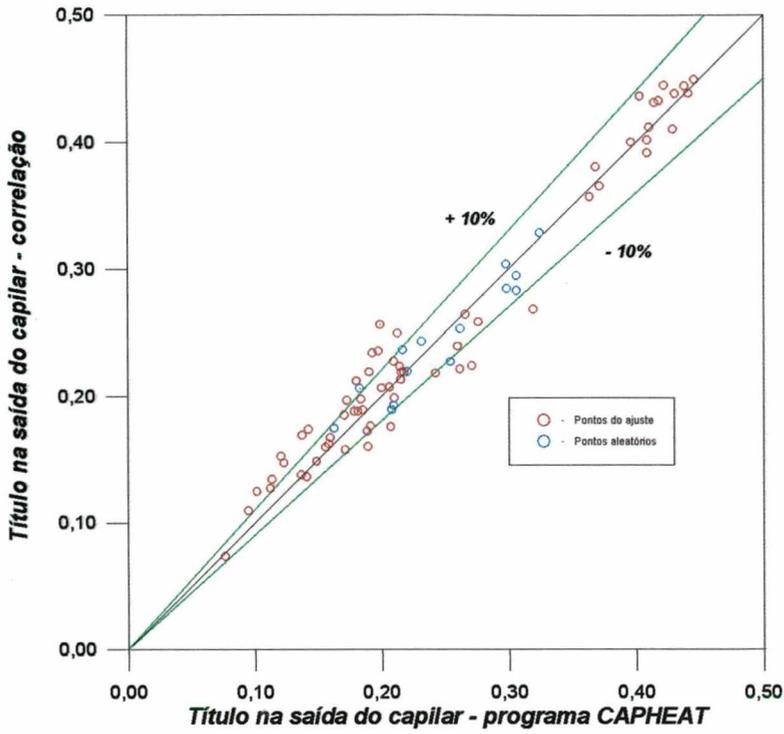


Figura 4.4 - Validação das correlações para título na saída do capilar

## MODELAÇÃO DA LINHA DE SUÇÃO ENTRE A SAÍDA DO TROCADOR DE CALOR E A ENTRADA NO COMPRESSOR

### 5.1 - Introdução

No Capítulo 4 apresentou-se a modelação do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. A ligação entre a saída do trocador de calor e a entrada do compressor é feita através de um tubo de 29,0 *cm* de comprimento, que se encontra praticamente na posição horizontal (deste ponto em diante este tubo será tratado simplesmente por linha de sucção). O objetivo deste capítulo é apresentar a metodologia utilizada na sua modelação, como forma de determinar a temperatura do fluido na entrada do compressor.

A análise da linha de sucção é razoavelmente complexa. Na extremidade em contato com o compressor, a temperatura do tubo é elevada. Já na outra extremidade (saída do trocador de calor), a temperatura é muitas vezes inferior à temperatura ambiente. Desta forma uma parte do tubo recebe, enquanto outra cede calor para o ambiente. Além disso, pelo fato do compressor estar a uma temperatura elevada, deve-se considerar a condução axial de calor pela parede do tubo. O fluido refrigerante recebe calor por toda a extensão da linha de sucção. A Figura 5.1 apresenta os fenômenos físicos envolvidos no processo.

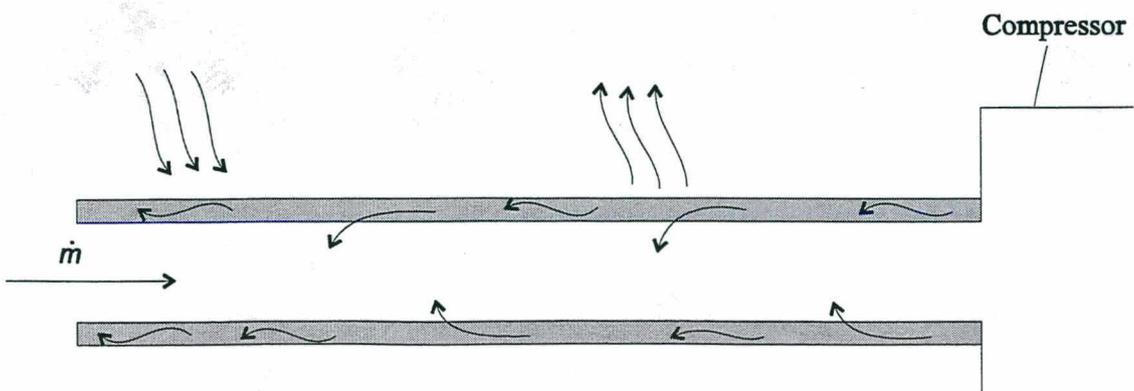


Figura 5.1 - Linha de sucção

## 5.2 - Modelo matemático

Uma série de hipóteses simplificativas foram assumidas de forma a simplificar a modelação da linha de sucção. O modelo matemático baseia-se fundamentalmente na solução das Equações 5.1 (equação do fluido) e 5.2 (equação do tubo). Vale ressaltar que o fluxo de massa que aparece na Equação 5.1 deve ser dado em  $kg/s$ .

$$\dot{m}c_p \frac{dT_F}{dx} = h_{ils}P_{ils}(T_t - T_F) \quad (5.1)$$

$$\frac{d^2T_t}{dx^2} - \frac{h_{ils}P_{ils}}{kA_{cls}}(T_t - T_{amb}) - \frac{h_{els}P_{els}}{kA_{cls}}(T_t - T_F) = 0 \quad (5.2)$$

A temperatura do fluido refrigerante na saída da linha de sucção (entrada do compressor) é determinada através da Equação 5.3, a qual foi obtida através da integração da Equação 5.1. Na integração da Equação 5.1, assumiu-se que a temperatura do tubo é constante.

$$\frac{T_F|_S - T_t}{T_F|_E - T_t} = \exp\left(-\frac{h_{ils}P_{ls}L_{ls}}{\dot{m}c_p}\right) \quad (5.3)$$

Numa primeira iteração, resolve-se a Equação 5.3, assumindo que a temperatura do tubo é constante e igual à temperatura da sua extremidade (temperatura do corpo do compressor). Em seguida, determina-se a temperatura média do fluido refrigerante através da Equação 5.4, já que a temperatura do fluido na entrada da linha de sucção é igual à temperatura do fluido na saída do trocador de calor.

$$\bar{T}_F = \frac{T_F|_E + T_F|_S}{2} \quad (5.4)$$

Para facilitar a resolução da Equação 5.2, optou-se por reescrevê-la na forma mostrada na Equação 5.5, onde o coeficiente médio de transferência de calor, a temperatura média e o perímetro médio são dados respectivamente pelas Equações 5.6, 5.7 e 5.8.

$$\frac{d^2 T_i}{dx^2} - \frac{\bar{h}\bar{P}}{kA_{cls}} (T_i - \bar{T}) = 0 \quad (5.5)$$

$$\bar{h} = h_{ils} + h_{els} \quad (5.6)$$

$$\bar{T} = \frac{h_{ils} T_{amb} + h_{els} \bar{T}_F}{(h_{ils} + h_{els})} \quad (5.7)$$

$$\bar{P} = \frac{P_{ils} + P_{els}}{2} \quad (5.8)$$

Integrando a Equação 5.5, chega-se a Equação 5.9, que permite a determinação da temperatura do tubo no início da linha de sucção.

$$T_i(L_{ls}) = \bar{T} + (T_{CP} - \bar{T}) \exp\left(-L_{ls} \sqrt{\frac{\bar{h}\bar{P}}{kA_{cls}}}\right) \quad (5.9)$$

Uma nova temperatura média do tubo é então determinada através das temperaturas nas suas duas extremidades, como mostra a Equação 5.10.

$$T_i = \frac{T_i(L_{ls}) + T_{CP}}{2} \quad (5.10)$$

As Equações 5.3 e 5.9 são então novamente resolvidas, até que não haja mais modificação no valor calculado para a temperatura do tubo no início da linha de sucção.

### **Coefficientes de transferência de calor**

Para determinação do coeficiente de transferência de calor interno, utilizou-se a correlação de Dittus-Boelter (1930) (ver Equação 3.8).

No lado externo do tubo, deve-se somar os coeficientes de transferência de calor por radiação e convecção. Para o coeficiente de transferência de calor por convecção, utilizou-se a correlação para cilindros longos horizontais em convecção natural, proposta por Churchill e Chu (1975), expressa através da Equação 5.11.

$$h_{els} = \frac{k}{D_{els}} \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + (0,559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad 10^{-5} < Ra_D < 10^{12} \quad (5.11)$$

O número de Rayleigh é calculado pela Equação 3.18, substituindo-se o comprimento da linha de descarga pelo diâmetro externo da linha de sucção e o número de Prandtl através da Equação 3.10.

O coeficiente de transferência de calor por radiação é calculado pela Equação 3.19, substituindo-se a temperatura da superfície externa do condensador pela temperatura do tubo da linha de sucção.

### 5.3 - Perfis das temperaturas do tubo e do refrigerante na linha de sucção

A Figura 5.2 apresenta a distribuição das temperaturas da parede e do fluido refrigerante com a posição na linha de sucção. As temperaturas obtidas correspondem a uma simulação realizada numa temperatura ambiente de 43 °C. O fluxo de massa deslocado pelo compressor nesta condição é de 1,78 kg/s.

Analisando a Figura 5.2 verifica-se que a hipótese de aleta infinita utilizada na solução do problema é bastante razoável, visto que no início da linha de sucção, a temperatura da parede do tubo é praticamente constante, e muito próxima da temperatura ambiente.

Em relação ao desempenho do sistema, verifica-se que a partir de um certo comprimento da linha de sucção este não é mais influenciado, visto que a temperatura do fluido na entrada do compressor tende a assumir um valor constante com o aumento do seu comprimento.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação no lado externo assumiram respectivamente os valores de 9,6 W/m<sup>2</sup>K e 7,9 W/m<sup>2</sup>K, logo, conclui-se que a trocas térmicas por radiação e convecção são da mesma ordem de grandeza. Vale ressaltar que os coeficientes assumiram valores constantes em decorrência da hipótese de temperatura do tubo constante quando estes foram avaliados. No lado interno, o coeficiente de transferência de calor assumiu o valor de 105,9 W/m<sup>2</sup>K.

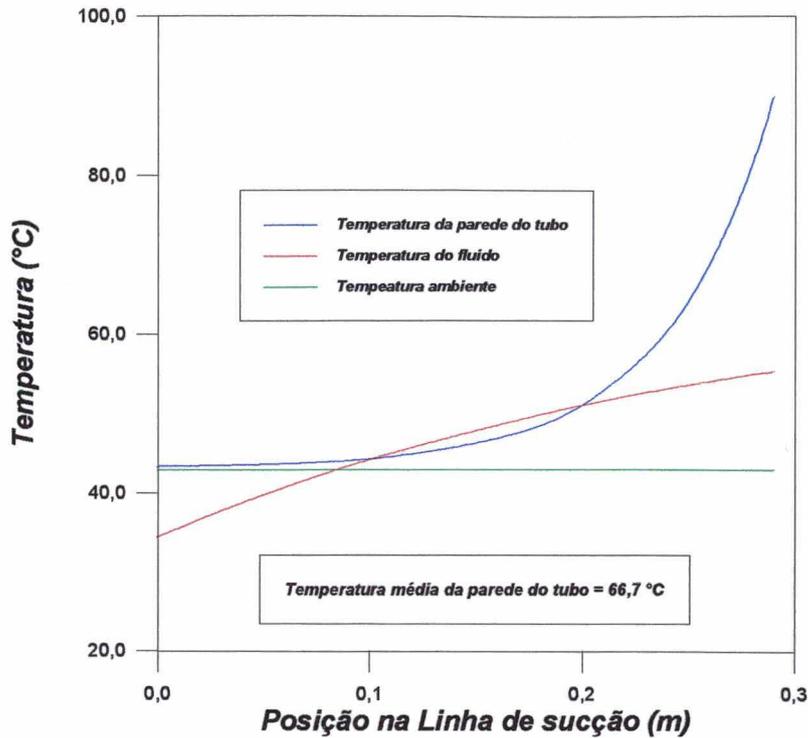


Figura 5.2 - Distribuição das temperaturas do tubo e do fluido refrigerante na linha de sucção

O fato da temperatura do fluido refrigerante estar acima da temperatura do tubo na região próxima a 0,15 m está relacionado à hipótese de temperatura do tubo constante e igual a média aritmética entre seus valores na entrada e na saída, quando a Equação 5.1 é resolvida.

## **MODELAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O INTERIOR DO GABINETE**

### **6.1 - Introdução**

A eficiência de refrigeradores não depende apenas do ciclo termodinâmico de refrigeração, mas também da intensidade da transferência de calor para o interior do gabinete. Saber quantificar e principalmente controlar esta quantidade de calor é um passo importante no processo de decisão para a redução do consumo de energia. O objetivo deste capítulo é apresentar a metodologia utilizada na determinação da transferência de calor através das superfícies externas do refrigerador.

Como mostra a Equação 6.1, a transferência total de calor para o interior do gabinete pode ser dividida em duas partes principais: i) transferência de calor unidimensional através das paredes e porta do refrigerador e ii) transferência de calor através da região da gaxeta.

$$q_{tot} = q_{ID} + q_{Rgax} \quad (6.1)$$

A transferência de calor unidimensional através das paredes e porta do refrigerador é calculada de maneira simples, resolvendo-se um problema de condução de calor através de uma parede composta, formada pela chapa metálica, isolamento e caixa plástica.

Flynn et al. (1992) desenvolveram um programa utilizando elementos finitos para analisar a transferência de calor através da região da gaxeta de refrigeradores e freezers, e concluíram que esta região é responsável por cerca de 25% da transferência total de calor para o gabinete. Como mostra a Equação 6.2, este total pode ser dividido em quatro partes: i) condução de calor através da gaxeta, ii) vazamentos, iii) condução de calor através do flange da porta e iv) da parede. A transferência de calor através dos flanges das paredes e da porta deve-se a efeitos bidimensionais, que ocorrem ao longo do perímetro do gabinete. A Figura 6.1 mostra a seção transversal da região da gaxeta do refrigerador.

$$q_{Rgax} = q_{gaxeta} + q_{vazamento} + q_{f,porta} + q_{f,parede} \quad (6.2)$$

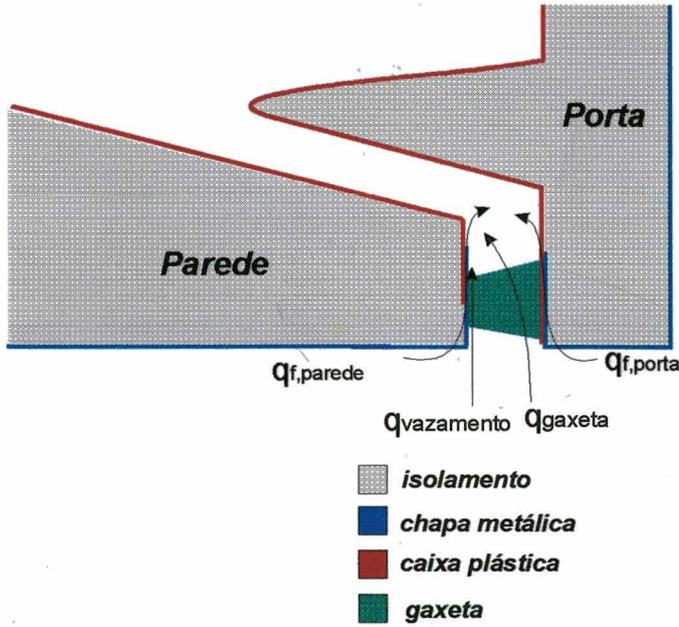


Figura 6.1 - Região da gaxeta

A transferência de calor através da região da gaxeta é calculada de acordo com a Equação 6.3. Para determinação da transferência total de calor foram realizados experimentos para determinar o valor de  $UA$  para o gabinete em três temperaturas ambiente distintas. A transferência de calor unidimensional foi determinada nestas mesmas temperaturas. Estes valores foram substituídos na Equação 6.4, a partir da qual determinou-se uma função para a constante  $K$ , dependente apenas da temperatura ambiente. Vale ressaltar que a inversão das temperaturas na Equação 6.4 está relacionada com o fato da temperatura do gabinete ser mantida superior a temperatura ambiente na realização dos testes de  $UA$ .

$$q_{Rgax} = KL_{gax}(T_{amb} - T_{gab}) \quad (6.3)$$

$$K = \frac{q_{tot} - q_{ID}}{L_{gax}(T_{gab} - T_{amb})} \quad (6.4)$$

A vantagem da divisão do cálculo da carga térmica em duas partes é que uma vez conhecido o valor de  $K$ , alterando-se o tipo e a espessura do isolamento, não é necessário um novo teste de  $UA$  para sua determinação.

## 6.2 - Transferência de calor unidimensional

Para a determinação da transferência de calor unidimensional, as paredes e porta do refrigerador são tratadas isoladamente. A modelação adotada para cada uma delas é idêntica e baseia-se na solução de um circuito elétrico equivalente, como ilustra a Figura 6.2. As resistências térmicas do lado externo, da parede do refrigerador e do lado interno por radiação e convecção são calculadas respectivamente pelas Equações 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6. Vale ressaltar, que na realização dos cálculos, o valor da temperatura interna do gabinete é inicialmente arbitrado, sendo o valor real determinado apenas na modelação do evaporador, apresentada no capítulo seguinte.

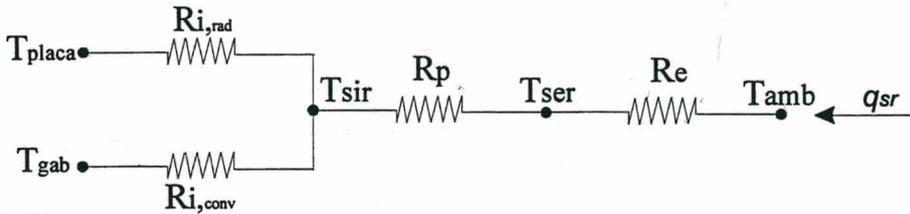


Figura 6.2 - Circuito elétrico equivalente

$$R_e = \frac{1}{(h_e + h_{rad,e})A_e} \quad (6.3)$$

$$R_p = \sum_{j=1}^3 \frac{L_j}{k_j A_m} \quad (6.4)$$

$$R_{i,rad} = \frac{1}{h_{rad,i} A_i} \quad (6.5)$$

$$R_{i,conv} = \frac{1}{h_i A_i} \quad (6.6)$$

A partir da lei de Newton do resfriamento, chega-se a Equação 6.7, utilizada na determinação da temperatura da parede externa do refrigerador. Como os coeficientes de transferência de calor por radiação e convecção são dependentes desta temperatura, arbitra-se um valor inicial, e dá-se início a um processo iterativo.

$$T_{ser} = \frac{A_{ser} T_{amb} (h_{rad,er} + h_{ser}) - q_{sr}}{A_{ser} (h_{rad,er} + h_{ser})} \quad (6.7)$$

A Equação 6.8, obtida através da lei de Fourier, é utilizada na determinação da temperatura da superfície interna do refrigerador. A área média logarítmica,  $A_m$ , é determinada pela Equação 6.9.

$$T_{sir} = T_{ser} - q_{sr} \left( \frac{L_{metal}}{k_{metal} A_{ser}} + \frac{L_{isol}}{k_{isol} A_m} + \frac{L_{plast}}{k_{plast} A_{sir}} \right) \quad (6.8)$$

$$A_m = \frac{A_{ser} - A_{sir}}{\ln \left( \frac{A_{ser}}{A_{sir}} \right)} \quad (6.9)$$

Como a taxa de transferência de calor através de cada uma das paredes é inicialmente arbitrada, a convergência do processo ocorre quando a temperatura da placa do evaporador calculada for igual ao valor utilizado como dado de entrada (temperatura de evaporação). Esta temperatura é determinada pela Equação 6.10, obtida a partir da lei de Newton do resfriamento.

$$T_{placa} = \frac{A_{sir} T_{sir} h_{rad,ir} - q_{sr} + A_{sir} h_{sir} (T_{sir} - T_{gab})}{A_{sir} h_{rad,ir}} \quad (6.10)$$

O fluxograma da Figura 6.3 apresenta a seqüência completa de cálculos e iterações utilizada na modelação da transferência de calor para o interior do gabinete.

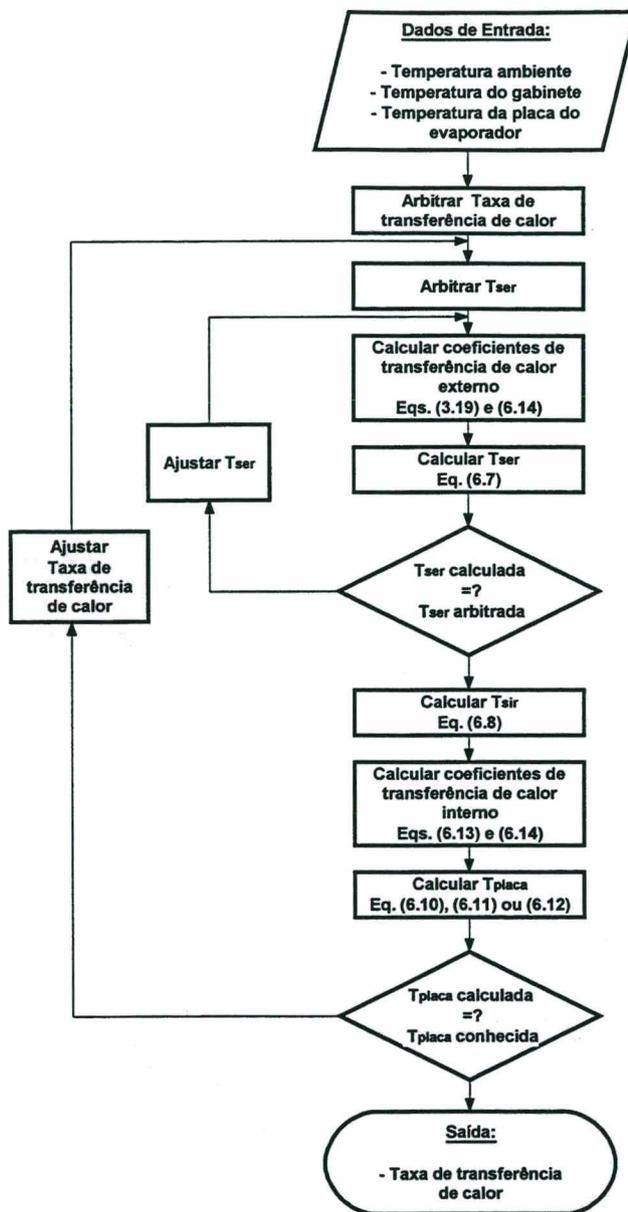


Figura 6.3 - Fluxograma do ganho de calor do gabinete

### Coefficientes de transferência de calor por radiação

O coeficiente de transferência de calor por radiação para o lado externo das paredes é calculado pela Equação 3.19. Para o lado interno, o coeficiente de transferência de calor por radiação é calculado através da Equação 6.11, onde o fator de forma entre a superfície interna do refrigerador e a placa do evaporador é calculado através de uma das sub-rotinas do código computacional *NBSLD* (ver Kusuda (1975)), que foi acoplado ao programa principal, objeto deste trabalho.

$$h_{rad,ir} = F_{sup,placa} \varepsilon \sigma (T_{sir} + T_{placa}) (T_{sir}^2 + T_{placa}^2) \quad (6.11)$$

### **Coeficientes de transferência de calor por convecção**

Para os lados interno e externo das superfícies verticais, utilizou-se a correlação para placas planas verticais em convecção natural proposta por Churchill e Chu (1975), apresentada na Equação 6.12.

$$h = \frac{k}{L} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[ 1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6.12)$$

O número de Rayleigh é calculado pela Equação 3.18, substituindo-se o comprimento da linha de descarga pela altura das paredes do refrigerador e o número de Prandtl através da Equação 3.10.

A correlação de McAdams (1954), proposta para placas horizontais em convecção natural com superfície superior quente ou superfície inferior fria foi utilizada para os lados interno e externo da parede inferior do refrigerador. Esta correlação é apresentada nas Equações 6.13 e 6.14.

$$h = \frac{k}{L} (0,54 Ra_L^{1/4}) \quad 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \quad (6.13)$$

$$h = \frac{k}{L} (0,15 Ra_L^{1/3}) \quad 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \quad (6.14)$$

Para os lados interno e externo da parede superior, utilizou-se a correlação de McAdams (1954), para placas horizontais em convecção natural, com superfície superior fria e superfície superior quente, conforme apresentada pela Equação 6.15.

$$h = \frac{k}{L} (0,27 Ra_L^{1/4}) \quad 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (6.15)$$

Nas Equações 6.13, 6.14 e 6.15, o número de Rayleigh é calculado pela Equação 3.18, substituindo-se o comprimento da linha de descarga pelo comprimento equivalente da superfície, dado pela Equação 6.16.

$$L = \frac{A_s}{P} \quad (6.16)$$

### 6.3 - Testes de $UA$

Os testes de  $UA$  foram realizados com o objetivo de determinar o coeficiente de transmissão de calor do refrigerador. Este teste é feito com o refrigerador desligado e, utilizando-se as temperaturas interna e externa do gabinete e a quantidade de calor que está sendo transferido do interior para o exterior (neste teste a temperatura interna do gabinete é mantida superior à externa). O valor de  $UA$  é determinado através da Equação 6.17.

$$UA = \frac{Pot}{T_{gab} - T_{amb}} \quad (6.17)$$

#### **Realização dos testes**

Os testes de  $UA$  foram realizados de acordo com a norma *NTB 00119*. Inicialmente colocou-se o refrigerador no interior da câmara de testes, onde a temperatura do ar ambiente é controlada. Em seguida foram retirados os acessórios do refrigerador (prateleiras e gaveta), para possibilitar a instalação das resistências elétricas. Estas resistências são cobertas por chapas de alumínio, de forma a evitar a concentração de calor. Foram instalados cinco termopares tipo T para medição da temperatura interna do gabinete e três para medição da temperatura externa (o posicionamento destes termopares é feito segundo a norma). Estes termopares são inseridos em massas térmicas, de modo a evitar a oscilação demasiada dos sinais durante a aquisição (a incerteza de medição dos termopares inseridos nas massas é de +/- 0,3 °C). De acordo com esta mesma norma, a diferença entre as temperaturas médias interna e externa deve se situar em torno de 25 °C. Para se conseguir esta diferença de temperatura, as resistências são ligadas e controladas através de um watímetro (incerteza de medição de +/- 0,25% do valor lido) e de um

variador de tensão. Em regime permanente, a quantidade de calor dissipado pelas resistências é igual ao transmitido do interior para o exterior do gabinete do refrigerador. Após a estabilização das temperaturas internas e externas inicia-se o processo de aquisição de dados.

Foram realizados testes em três temperaturas ambiente diferentes: 18, 25 e 32 °C. Não foi realizado um teste na temperatura ambiente de 43 °C (valor de interesse na simulação) pois, neste caso, o valor da potência dissipada pelas resistências estaria muito próximo do valor limitado pela norma que é de 50 W.

### Resultados dos testes

As Tabelas 6.1, 6.2 e 6.3 apresentam um resumo dos valores obtidos para as temperaturas internas e externas e para a potência nos testes realizados respectivamente nas temperaturas ambiente de 18, 25 e 32 °C.

onde:

MM = Média das medidas

Mín = Menor valor lido

Máx = Maior valor lido

$\Delta$ Máx = maior diferença entre dois valores lidos

DP = Desvio padrão

Tabela 6.1 - Teste de UA a 18 °C

	MM	Mín	Máx	$\Delta$ Máx	DP
$T_{gab,1}$ (°C)	41,8	41,6	42,0	0,4	0,093
$T_{gab,2}$ (°C)	42,9	42,8	43,0	0,2	0,050
$T_{gab,3}$ (°C)	42,0	41,9	42,2	0,3	0,059
$T_{gab,4}$ (°C)	43,4	43,3	43,6	0,3	0,067
$T_{gab,5}$ (°C)	44,3	44,2	44,5	0,3	0,060
$T_{amb,1}$ (°C)	18,1	18,0	18,1	0,1	0,026
$T_{amb,2}$ (°C)	17,9	17,8	17,9	0,1	0,022
$T_{amb,3}$ (°C)	18,0	18,0	18,1	0,1	0,019
Potência (W)	43,4	42,0	44,1	2,1	0,219

Tabela 6.2 - Teste de UA a 25 °C

	MM	Mín	Máx	$\Delta$ Máx	DP
$T_{gab,1}$ (°C)	48,9	48,8	49,0	0,2	0,040
$T_{gab,2}$ (°C)	50,0	49,9	50,1	0,2	0,052
$T_{gab,3}$ (°C)	49,0	48,9	49,1	0,2	0,035
$T_{gab,4}$ (°C)	50,7	50,6	50,8	0,2	0,043
$T_{gab,5}$ (°C)	51,6	51,5	51,7	0,2	0,045
$T_{amb,1}$ (°C)	25,2	25,2	25,3	0,1	0,026
$T_{amb,2}$ (°C)	25,1	25,0	25,2	0,2	0,023
$T_{amb,3}$ (°C)	25,0	25,0	25,1	0,1	0,023
Potência (W)	45,5	43,4	46,4	3,0	0,380

Tabela 6.3 - Teste de UA a 32 °C

	MM	Mín	Máx	$\Delta$ Máx	DP
$T_{gab,1}$ (°C)	55,4	55,2	55,6	0,4	0,097
$T_{gab,2}$ (°C)	56,6	56,4	56,8	0,4	0,086
$T_{gab,3}$ (°C)	55,6	55,5	55,8	0,3	0,049
$T_{gab,4}$ (°C)	57,2	57,0	57,4	0,4	0,092
$T_{gab,5}$ (°C)	58,1	58,0	58,3	0,3	0,072
$T_{amb,1}$ (°C)	32,3	32,2	32,4	0,2	0,024
$T_{amb,2}$ (°C)	32,2	32,1	32,2	0,1	0,020
$T_{amb,3}$ (°C)	32,2	32,1	32,2	0,1	0,026
Potência (W)	46,2	44,9	46,8	1,9	0,297

Os resultados dos testes de UA estão apresentados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 - Resultados dos testes de  $UA$ 

	Temperatura Ambiente (°C)		
	18	25	32
$\bar{T}_{gab}$ (°C)	42,9 ± 0,1	50,0 ± 0,1	56,6 ± 0,1
$\bar{T}_{amb}$ (°C)	18,0 ± 0,1	25,1 ± 0,1	32,2 ± 0,1
$\Delta T$ (°C)	24,9 ± 0,1	24,9 ± 0,1	24,4 ± 0,1
Potência (W)	43,4 ± 0,1	45,5 ± 0,1	46,2 ± 0,1
$UA$ (W/K)	1,74 ± 0,01	1,83 ± 0,01	1,90 ± 0,01

onde:

$\bar{T}_{gab}$  = média das temperaturas internas

$\bar{T}_{amb}$  = média das temperaturas externas

$\Delta T$  = diferença entre as médias das temperaturas internas e externas

As incertezas de medição do cálculo de  $UA$  foram determinadas através do mesmo procedimento adotado por Silva (1998) em sua dissertação de mestrado.

A Figura 6.4 apresenta a variação de  $UA$  em função da temperatura ambiente. Pode-se observar que  $UA$  aumenta com a temperatura ambiente. Este fato está relacionado com o aumento das trocas térmicas por radiação.

Através de uma regressão chega-se à Equação 6.18 para determinação do valor de  $UA$  em função da temperatura ambiente.

$$UA = 1,55 + 0,011T_{amb} \quad (6.18)$$

Além das pequenas variações nas temperaturas internas e externas ao longo do processo de aquisição de dados, as oscilações de tensão na rede fazem com que a potência dissipada pelas resistências tenha uma variação considerável. Por consequência, os valores de  $UA$  também apresentam variações, razão pela qual os valores apresentados na Tabela 6.4 refletem médias ao longo do tempo. As variações de  $UA$  ao longo do período de aquisição de dados, para os três testes realizados, são apresentados no Apêndice G.

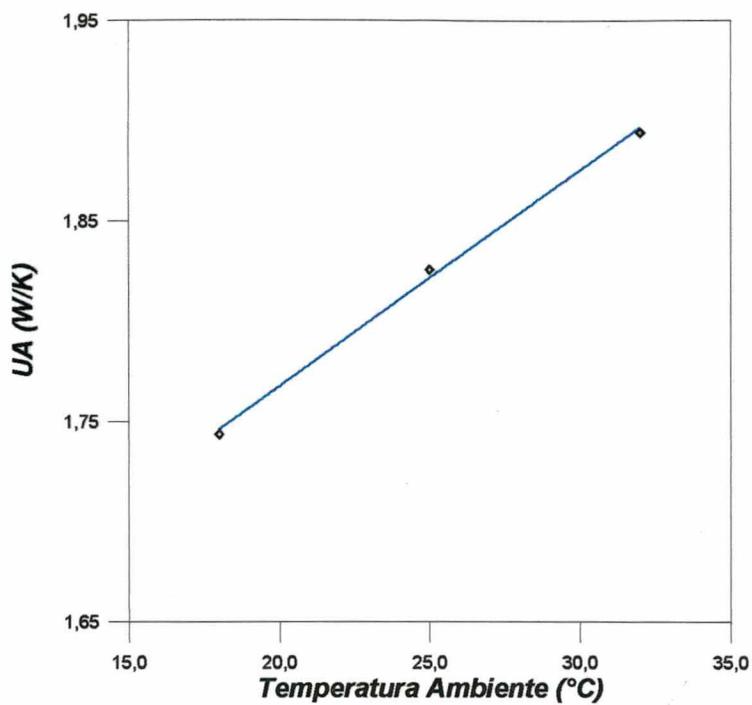


Figura 6.4 - Variação de  $UA$  com a temperatura ambiente

## MODELAÇÃO DO EVAPORADOR

### 7.1 - Introdução

O evaporador de um sistema de refrigeração é um trocador de calor que transfere calor do ambiente refrigerado para o fluido refrigerante. No refrigerador em questão, o evaporador é de alumínio, produzido pelo princípio “roll-bond” (duas chapas de alumínio unidas por caldeamento). Neste caso, as chapas medem 30 *cm* de largura por 48 *cm* de altura. Este capítulo tem por objetivo descrever a modelação utilizada para este componente, o qual encontra-se ilustrado na Figura 7.1.

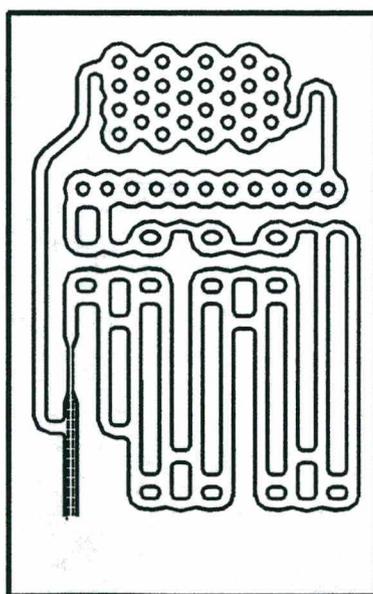


Figura 7.1 - Esquema do evaporador

Como pode ser observado, na parte superior do evaporador existe um acumulador de sucção (seção quadriculada). Este acumulador tem por função receber as variações de carga do sistema e garantir que o refrigerante evapore no evaporador evitando, por exemplo, golpes de líquido no compressor. Na parte inferior observa-se uma extremidade do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.

Nos evaporadores “roll-bond”, o fluido refrigerante circula por entre as duas chapas de alumínio através de canais, que são cuidadosamente dimensionados. Caso a seção transversal dos canais seja demasiadamente grande, a velocidade do fluido refrigerante será pequena, resultando no risco de acúmulo de óleo no evaporador. Se a seção for muito pequena, a queda de pressão no evaporador será muito grande, com reflexos sobre a capacidade do compressor. A Figura 7.2 apresenta a seção transversal do evaporador em questão.

A troca de calor no evaporador se dá simultaneamente por convecção natural e radiação, pelos dois lados da placa.



Figura 7.2 - Seção transversal dos canais do evaporador

## 7.2 - Modelo matemático

No desenvolvimento do programa computacional, pode-se dizer que a transferência de calor através das superfícies e o evaporador formam um único bloco. Para a determinação da taxa de transferência de calor para o interior do gabinete, a temperatura interna do gabinete precisa ser arbitrada (ver capítulo anterior). Neste capítulo, a partir dos dados obtidos no modelo anterior, esta temperatura será calculada. Em seguida, o cálculo da taxa de transferência de calor para o interior do gabinete deve ser repetido, gerando um processo iterativo, que terminará quando a temperatura interna calculada pelos dois modelos for igual.

Na modelação, o evaporador é considerado como uma placa plana vertical, isotérmica, com temperatura superficial igual à temperatura de evaporação.

Em regime permanente, a parte convectiva da transferência de calor pode ser determinada a partir da Equação 7.1. Vale ressaltar, que em regime permanente, este calor é totalmente transferido para o fluido refrigerante que circula pelo interior dos canais do evaporador.

$$q_{conv,e} = q_{tot} - q_{rad,e} \quad (7.1)$$

Na Equação 7.1,  $q_{tot}$  é o calor total transferido através das superfícies do refrigerador. O cálculo da radiação é feito através da Equação 7.2.

$$q_{rad,e} = \varepsilon \sigma A_{placa} \sum_{j=1}^6 F_{placa-sup,j} (T_{sir,j}^4 - T_{placa}^4) \quad (7.2)$$

Vale lembrar, que a temperatura de todas as superfícies internas do refrigerador foram determinadas na modelação apresentada no capítulo anterior. Para determinação do fator de forma entre a placa e cada uma das superfícies, utilizou-se novamente uma sub-rotina do código computacional *NBSLD* (ver Kusuda (1975)).

A temperatura interna do gabinete é calculada através da Equação 7.3, obtida a partir da lei de Newton do resfriamento. Vale ressaltar, que o fator 2 que aparece nesta equação deve-se ao fato da convecção estar ocorrendo em ambos os lados da placa do evaporador.

$$T_{gab} = \frac{q_{conv,e}}{2h_{evap} A_{placa}} + T_{placa} \quad (7.3)$$

### 7.3 - Coeficientes de transferência de calor

Para a avaliação do coeficiente de transferência de calor por convecção na placa do evaporador foram consideradas as correlações de Churchill e Chu (1975) (Equação 7.4) e Alamdari e Hammond (1983) (Equação 7.5), ambas desenvolvidas para placas planas na posição vertical.

Estas correlações são válidas para qualquer número de Rayleigh, ou seja, no regime laminar, de transição e turbulento, sendo desenvolvidas a partir do modelo matemático de Churchill e Usagi (1972).

$$h_{evap} = \frac{k}{H_e} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_{H_e}^{1/6}}{\left[ 1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (7.4)$$

$$h_{evap} = \frac{k}{H_e} \left\{ \left( ARa_{H_e}^p \right)^m + \left( BRa_{H_e}^q \right)^m \right\}^{1/m} \quad (7.5)$$

O número de Rayleigh é calculado a partir da Equação 3.18, substituindo-se o comprimento da linha de descarga pela altura do evaporador e o número de Prandtl através da Equação 3.10. Os coeficientes da Equação 7.5 estão apresentados na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 - Coeficientes da Equação 7.5

A	B	p	q	m
0,58	0,11	1/4	1/3	6

A Figura 7.3 mostra a variação do coeficiente de transferência de calor por convecção em função do número de Rayleigh, quando calculado com as correlações de Churchill e Chu e Alamdari e Hammond. Vale ressaltar que durante o funcionamento do refrigerador o número de Rayleigh do escoamento sobre a placa do evaporador é da ordem de  $3 \times 10^8$ .

A escolha da correlação a ser utilizada na simulação do refrigerador será feita após a realização dos testes experimentais, sendo citada no Capítulo 10.

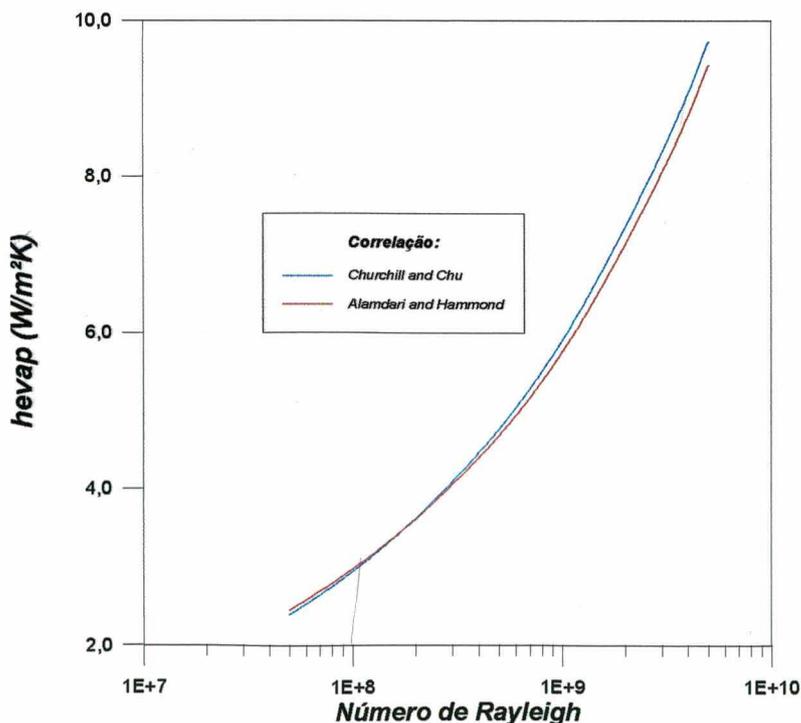


Figura 7.3 - Coeficiente de transferência de calor em função do número de Rayleigh

#### ***7.4 - Perda de carga no evaporador***

O equacionamento utilizado para determinação da perda de carga no evaporador é idêntico àquele adotado para o condensador, conforme explicado na seção 3.5.

## ***INVENTÁRIO DE MASSA***

### ***8.1 - Introdução***

O objetivo deste capítulo é apresentar a modelação utilizada para o cálculo da massa total de refrigerante no sistema.

A maior dificuldade encontrada foi a determinação da massa de refrigerante nas regiões bifásicas, devido a duas incertezas: grau de deslizamento<sup>1</sup> em cada seção transversal e a variação do título do refrigerante com o comprimento. Para tanto, foram investigados diversos modelos que são apresentados no item 8.4. A escolha do modelo a ser adotado será feita posteriormente, através da comparação com resultados experimentais.

Outro ponto importante foi a determinação experimental dos volumes internos do compressor, evaporador e filtro secador, através do procedimento mostrado no Apêndice H. Os demais componentes do refrigerador são tubos, de forma que o volume pode ser facilmente determinado a partir do diâmetro interno e do comprimento.

### ***8.2 - Inventário de massa para as regiões de fase única***

As regiões do refrigerador onde o refrigerante possui uma única fase são o interior do compressor, a linha de descarga, a região superaquecida do condensador, a região sub-resfriada do condensador, o filtro secador (apenas em condições de sub-resfriamento na saída do condensador), a linha de sucção e a região superaquecida do evaporador (quando esta existir).

Nestas regiões, a massa de refrigerante pode ser determinada através da Equação 8.1.

$$m_r = \int_V \rho_r dV = V\bar{\rho}_r \quad (8.1)$$

---

<sup>1</sup> O grau de deslizamento é definido como a razão entre as velocidades médias das fases vapor e líquida.

### 8.3 - Inventário de massa para as regiões bifásicas

As regiões do refrigerador em que o refrigerante encontra-se na condição bifásica são o tubo capilar, o evaporador, a região bifásica do condensador e o filtro secador (em algumas situações).

A massa de refrigerante contida numa região bifásica é dada pela soma das contribuições da fase vapor com a fase líquida. Estas contribuições são obtidas respectivamente através das Equações 8.4 e 8.5.

$$m_v = \int_0^{V_v} \rho_v dV_v = \rho_v \int_0^L A_v dl \quad (8.4)$$

$$m_l = \int_0^{V_l} \rho_l dV_l = \rho_l \int_0^L A_l dl \quad (8.5)$$

onde:

$$A_c = A_v + A_l \quad (8.6)$$

Trabalhando as Equações 8.4 e 8.5 chega-se a seguinte equação para determinação da massa de refrigerante numa determinada região bifásica (ver Rice (1987)):

$$m_r = m_l + m_v = V[\rho_v \alpha(\bar{x}) + \rho_l(1 - \alpha(\bar{x}))] \quad (8.7)$$

A fração de vazio ( $\alpha$ ) em função do título do refrigerante é obtida através dos modelos apresentados no item 8.4.

### 8.4 - Modelos para determinação da fração de vazio

#### Modelo homogêneo

No modelo homogêneo, as propriedades são obtidas através de uma ponderação entre as fases líquida e vapor, que escoam com a mesma velocidade. A fração de vazio em função do título pode ser obtida a partir da Equação 8.8.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)} \quad (8.8)$$

Outra forma de determinar a fração de vazio em função do título é continuar obtendo as propriedades através da ponderação entre as fases líquida e vapor, e introduzir o conceito de taxa de deslizamento,  $S$ , dada pela Equação 8.9, que exprime uma relação entre as velocidades das fases do escoamento. Neste caso, a fração de vazio pode ser obtida pela Equação 8.10. Os modelos de Rigot (1973), Zivi (1964), Smith (1969) e Premoli (1971) utilizam-se deste conceito, diferindo apenas na forma de determinação da taxa de deslizamento.

$$S = \frac{u_v}{u_l} \quad (8.9)$$

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) S} \quad (8.10)$$

### **Modelo de Rigot**

Rigot (1973) sugeriu a utilização de um fator médio, igual a 2, para a taxa de deslizamento em evaporadores de expansão direta. Desta forma, pelo modelo de Rigot:

$$S = 2 \quad (8.11)$$

### **Modelo de Zivi**

Zivi (1964) desenvolveu uma correlação através da aplicação do princípio da mínima geração de entropia a escoamentos bifásicos, desprezando as variações de fração de vazio, pressão, título e velocidades locais com o tempo. A taxa de deslizamento para a correlação de Zivi assume a seguinte forma:

$$S = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/3} \quad (8.12)$$

### Modelo de Smith

Smith (1969) propôs uma correlação considerando o escoamento como uma mistura homogênea na região central e de líquido na região anular periférica. A taxa de deslizamento para a correlação de Smith assume a seguinte forma:

$$S = K + (1 - K) \left[ \frac{\frac{1}{\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)} + K \left(\frac{1-x}{x}\right)}{1 + K \left(\frac{1-x}{x}\right)} \right]^{1/2} \quad (8.13)$$

O parâmetro  $K$  representa a relação entre a massa de água escoando em uma mistura homogênea e a massa total de água escoando. Este parâmetro foi determinado experimentalmente e assume o valor 0,4.

### Modelo de Premoli

Premoli et al. (1971) desenvolveram uma correlação de natureza empírica, dependente do fluxo de calor, para misturas bifásicas em canais verticais adiabáticos. Esta correlação foi otimizada com o critério de minimização dos erros no cálculo da densidade. A taxa de deslizamento para a correlação de Premoli assume a seguinte forma:

$$S = 1 + G_1 \left( \frac{y}{1 + yG_2} - yG_2 \right)^{1/2} \quad (8.14)$$

Os parâmetros  $y$ ,  $G_1$  e  $G_2$  são obtidos respectivamente pelas Equações 8.15, 8.16 e 8.17.

$$y = \frac{\beta_v}{1 - \beta_v} \quad (8.15)$$

$$G_1 = 1,578 Re_L^{-0,19} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,22} \quad (8.16)$$

$$G_2 = 0,0273 We_L Re_L^{-0,51} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,08} \quad (8.17)$$

O título volumétrico e os números de Reynolds e Weber baseados nas propriedades da fase líquida são obtidos respectivamente pelas Equações 8.18, 8.19 e 8.20.

$$\beta_v = \frac{1}{1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)} \quad (8.18)$$

$$Re_L = \frac{GD_i}{\mu_l} \quad (8.19)$$

$$We_L = \frac{G^2 D_i}{\sigma_s \rho_l g} \quad (8.20)$$

### Modelo de Lockhart-Martinelli

Lockhart-Martinelli (1949) desenvolveram um modelo para determinação da queda de pressão em escoamentos bifásicos e adiabáticos, que apresentaram dados de fração de vazio em função do parâmetro  $X_{tt}$ , dado pela Equação 8.21. A partir destes dados, Wallis (1969) desenvolveu um modelo posteriormente refinado por Domanski e Didion (1983), para a determinação da fração de vazio em função do parâmetro  $X_{tt}$ . Este modelo é apresentado pelas Equações 8.22 e 8.23.

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (8.21)$$

$$\alpha = \left( 1 + X_{tt}^{0,8} \right)^{-0,378} \quad X_{tt} \leq 10 \quad (8.22)$$

$$\alpha = 0,823 - 0,157 \ln X_{tt} \quad X_{tt} > 10 \quad (8.23)$$

### Modelo de Tandon

Tandon et al. (1985) desenvolveram uma correlação em função do parâmetro  $X_{tt}$  (Equação 8.21), em que o escoamento foi caracterizado como anular. Além disso, assumiu-se o escoamento como unidimensional, em regime permanente e sem gradiente de pressão na direção radial. A correlação de Tandon é dada pelas Equações 8.24 e 8.25.

$$\alpha = \left[ 1 - \frac{1,928 Re_L^{-0,315}}{F(X_{tt})} + \frac{0,9293 Re_L^{-0,63}}{F(X_{tt})^2} \right] \quad 50 < Re_L < 1125 \quad (8.24)$$

$$\alpha = \left[ 1 - \frac{0,38 Re_L^{-0,088}}{F(X_{tt})} + \frac{0,0361 Re_L^{-0,176}}{F(X_{tt})^2} \right] \quad Re_L > 1125 \quad (8.25)$$

A função  $F(X_{tt})$  e o número de Reynolds baseado nas propriedades da fase líquida são dados respectivamente pelas Equações 8.26 e 8.19.

$$F(X_{tt}) = 0,15 \left( \frac{1}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \right) \quad (8.26)$$

### Modelo de Hughmark

Hughmark (1962) desenvolveu uma correlação empírica, baseada no trabalho de Bankoff (1960). Neste trabalho, Bankoff assumiu o escoamento da mistura como uma suspensão de bolhas no líquido, com concentração máxima no centro do tubo e decréscimo monotônico na direção radial. Foi assumido que as velocidades do líquido e do vapor coincidem para uma mesma posição radial, com a velocidade média do vapor superior a do líquido, por este estar mais concentrado nas regiões de maior velocidade. Baseado nestas hipóteses, Hughmark propôs a seguinte correlação para o cálculo da fração de vazio:

$$\alpha = \frac{K_H}{1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)} \quad (8.27)$$

O parâmetro de Hughmark,  $K_H$ , é dependente do parâmetro  $Z$ , que por sua vez é dependente dos números de Reynolds baseado em propriedades obtidas de forma ponderada entre as fases líquida e vapor, número de Froude e da fração de volume líquido. A forma final da correlação para determinação do parâmetro  $Z$  é dada pela Equação 8.28.

$$Z = \left[ \frac{D_i G}{\mu_l + \alpha(\mu_v - \mu_l)} \right]^{1/6} \left[ \frac{1}{g D_i} \left( \frac{G x}{\rho_v \beta_v (1 - \beta_v)} \right)^2 \right]^{1/8} \quad (8.28)$$

Hughmark correlacionou o parâmetro  $K_H$  em função do parâmetro  $Z$ , resultando nos dados apresentados na Tabela 8.1.

As Equações 8.29 e 8.30 foram obtidas através de regressões realizadas com os dados da Tabela 8.1 e permitem determinar o valor de  $K_H$  em função de  $Z$ .

Tabela 8.1 - Parâmetro  $K_H$  em função do parâmetro  $Z$

$K_H$	$Z$
1,3	0,185
1,5	0,225
2,0	0,325
3,0	0,49
4,0	0,605
5,0	0,675
6,0	0,72
8,0	0,767
10,0	0,78
15,0	0,808
20,0	0,83
40,0	0,88
70,0	0,93
130,0	0,98

$$K_H = -0,1862 + 0,3361Z - 0,04421Z^2 + 0,002560Z^3 - 5,34 \cdot 10^{-5} Z^4 \quad Z \leq 10 \quad (8.29)$$

$$K_H = 0,5964 + 0,07829 \ln Z \quad Z > 10 \quad (8.30)$$

### 8.5 - Massa de refrigerante dissolvida no óleo do compressor

A quantidade de refrigerante dissolvido no óleo depende da pressão e da temperatura no interior da carcaça do compressor e da natureza do óleo e do refrigerante em questão. No sistema

em estudo, esta combinação é formada pelo óleo *Freol α22* e refrigerante HFC-134a. A Figura 8.1 apresenta as curvas de solubilidade desta combinação, fornecida pelo fabricante (Mitsubishi S.A.).

A solubilidade pode ser entendida como a massa de refrigerante dissolvida na massa de mistura, ou seja:

$$Sol = \frac{m_r}{m_r + m_o} \quad (8.31)$$

Através de dados extraídos da Figura 8.1, ajustou-se a seguinte equação para determinação da solubilidade em função da pressão e da temperatura da mistura:

$$Sol = \exp(C_2 + C_1 \ln T) \quad (8.32)$$

onde:

$$C_1 = -0,8249 - 0,1019P + 0,002656P^2 \quad (8.33)$$

$$C_2 = 4,1358 + 0,9101P - 0,04069P^2 \quad (8.34)$$

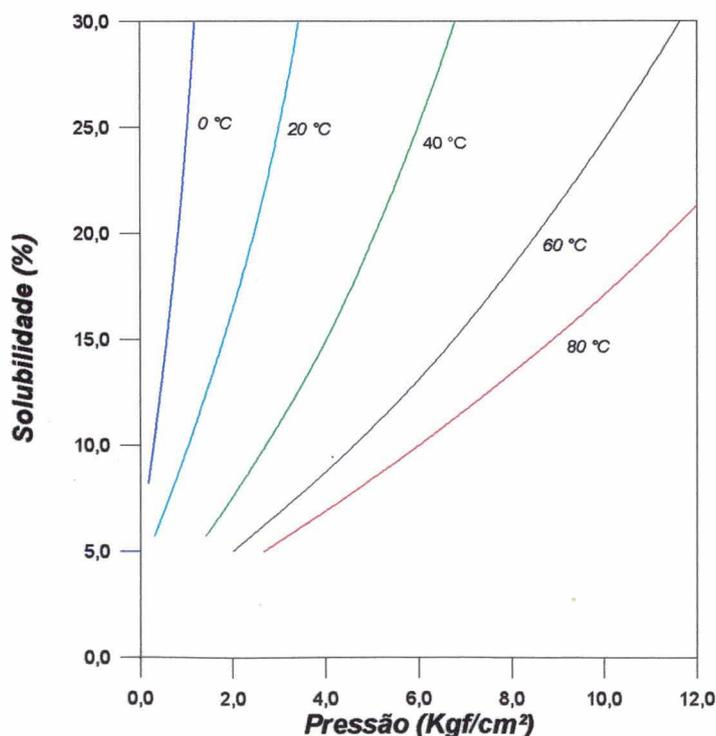


Figura 8.1 - Curva de solubilidade do refrigerante HFC-134a no óleo *Freol α22*

## **TESTES EXPERIMENTAIS**

### **9.1 - Introdução**

O modelo desenvolvido será validado através da comparação com resultados experimentais. O objetivo deste capítulo é descrever e apresentar os resultados dos ensaios realizados.

Os testes realizados nas temperaturas de 32 e 43 °C forneceram as temperaturas em diversos pontos, as pressões na sucção e descarga do compressor, além da potência elétrica.

Os testes foram realizados no interior de uma câmara com temperatura controlada, seguindo as recomendações da norma *NTB 00048*. A circulação de ar no interior da câmara foi efetuada por insuflamento através do teto perfurado, para garantir a uniformidade do fluxo de ar, cuja velocidade, em qualquer posição, não deve ultrapassar 0,25 m/s.

O sistema foi instrumentado e colocado no interior da câmara após serem retirados o termostato e o protetor térmico do compressor. O refrigerador foi posicionado entre dois anteparos de coloração preto fosco, a uma distância de 300 mm de cada um. Sua parte traseira ficou afastada 100 mm da parede falsa da câmara. Tanto o termostato como o protetor térmico do compressor foram retirados para que o sistema pudesse operar ininterruptamente.

Após a câmara atingir a condição de teste, deixou-se o sistema desligado e com a porta aberta por um período de 12 horas para uniformização das temperaturas. Em seguida, fechou-se a porta e ajustou-se a tensão para 198 V (90% da tensão nominal) e deu-se a partida no sistema. Após a passagem dos picos de corrente e pressões, ajustou-se a tensão para 220 V (tensão nominal) através de um variador de voltagem, sem que a alimentação fosse interrompida.

Após 12 horas de funcionamento, com o sistema totalmente estabilizado, iniciou-se o processo de leitura e gravação das variáveis de interesse, ao longo de aproximadamente 1 hora.

## **9.2 - Preparação do sistema**

O sistema foi fornecido e testado inicialmente pela empresa Multibrás S.A.. Por este motivo, uma série de cuidados foram tomados como forma de evitar alterações nas características do sistema (presença de óleo nas tubulações, no evaporador e no tubo capilar, carga incorreta de óleo no compressor, etc.), em decorrência dos testes realizados.

Inicialmente isolou-se o sistema em três partes que foram tratadas separadamente:

- i) *Compressor* - retirou-se o óleo, com posterior lavagem interna com fluido refrigerante CFC-11. Em seguida uma nova carga nominal de óleo (265 ml) foi desumidificada e colocada no compressor. Vale ressaltar que a desumidificação do óleo se faz necessária por ser este altamente higroscópico. O processo consiste no aquecimento do óleo a uma temperatura de aproximadamente 100 °C, com agitação simultânea, sujeito a ação de uma bomba de vácuo.
- ii) *Condensador* - nesta região (linha de descarga e região aletada) circulou-se fluido refrigerante CFC-12, no sentido do escoamento, ou seja, entrando pela linha de descarga e saindo pelo final do condensador.
- iii) *Tubo capilar, evaporador e linha de sucção* - nesta região circulou-se fluido refrigerante CFC-12, no sentido inverso ao escoamento, ou seja, entrando pela saída da linha de sucção e saindo pela entrada do tubo capilar.

Em seguida substituiu-se o filtro secador e remontou-se o sistema. Após o vácuo, o sistema foi carregado com 93 g de fluido refrigerante HFC-134a. A carga de refrigerante foi determinada pela Multibrás S.A., através de um teste que relaciona a carga de refrigerante com a condição do refrigerante na saída do evaporador.

## **9.3 - Instrumentação do sistema**

### **Transdutores de pressão**

Foram instalados transdutores de pressão da marca HBM, modelo P3MB, nas linhas de sucção (P1) e descarga (P2), ambos posicionados a uma distância de aproximadamente 8 cm da

carcaça do compressor. Suas faixas de operação são respectivamente de 0 a 20 *bar* e 0 a 50 *bar*, com incertezas de medição respectivamente de  $\pm 0,02$  *bar* e  $\pm 0,05$  *bar*.

### **Termopares**

Foram instalados 22 termopares tipo T no sistema (termopares posicionados sobre as superfícies externas dos componentes), com incerteza de medição de  $\pm 0,2$  °C. Além destes, foram instalados 8 termopares tipo T inseridos em massas padrão para medição das temperaturas do ar interno (4) e externo (4). A incerteza de medição destes termopares é de  $\pm 0,3$  °C.

Os termopares foram distribuídos em 6 regiões.

- i) *Região do compressor* - foram instalados 3 termopares no compressor, distribuídos da seguinte forma: na superfície inferior (T1), na lateral, altura do nível de óleo (T2) e no topo (T3).
- ii) *Região de alta pressão* - foram instalados 9 termopares na região de alta pressão, distribuídos da seguinte forma: na descarga do compressor (T4), no fim da linha de descarga (T5), no 2° (T6), 3° (T7), 4° (T8), 8° (T9), 13° (T10), 14° (T11) passes da serpentina do condensador e na saída do condensador (T12).
- iii) *Região da placa do evaporador* - foram instalados 7 termopares na placa do evaporador (T13 a T19), de acordo com a disposição apresentada na Figura 9.1.
- iv) *Região da linha de sucção* - foram instalados 3 termopares na linha de sucção, distribuídos da seguinte forma: no início da linha de sucção (T20), na saída do trocador de calor (T21) e na entrada do compressor (T22).
- v) *Região interior do gabinete* - foram instalados 4 termopares no interior do gabinete (T23 a T26), sendo cada um posicionado entre duas prateleiras, iniciando na região superior.
- vi) *Região externa do refrigerador* - foram instalados 4 termopares no exterior do refrigerador, sendo distribuídos da seguinte forma: região superior (T27), região lateral esquerda (T28), região frontal (T29) e região posterior (T30).

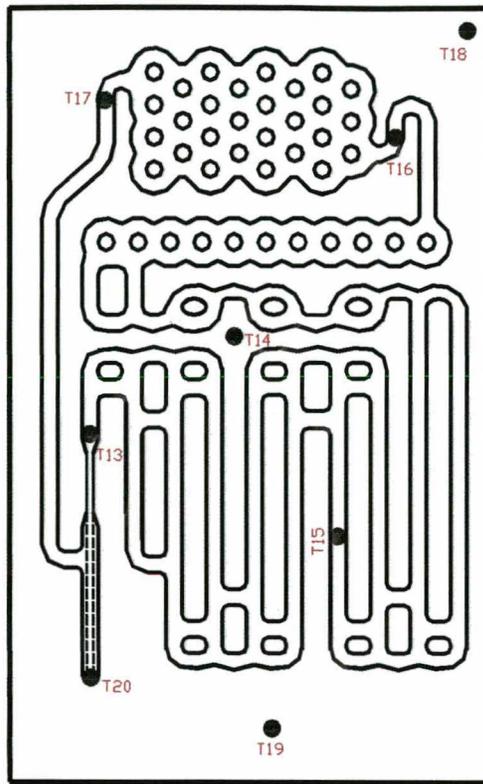


Figura 9.1 - Posicionamento dos termopares na placa do evaporador

**9.4 - Resultados experimentais**

Os resultados das medições de pressão e temperatura estão apresentados respectivamente nas Tabelas 9.1 e 9.2.

A potência elétrica consumida pelo compressor foi obtido através de um watímetro, cuja incerteza de medição é de +/- 0,25% do valor lido. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 9.3.

Nas Tabelas 9.1, 9.2 e 9.3, MM refere-se ao valor médio das leituras realizadas e DP ao seu desvio padrão.

Tabela 9.1 - Resultados das medições de pressão

	Temperatura ambiente (°C)			
	32		43	
	MM	DP	MM	DP
<b>P1 (bar)</b>	0,84 ± 0,02	0,017	1,12 ± 0,02	0,007
<b>P2 (bar)</b>	11,32 ± 0,05	0,029	15,16 ± 0,05	0,037

Tabela 9.2 - Resultados das medições de temperatura

	Temperatura ambiente (°C)			
	32		43	
	MM	DP	MM	DP
T1 (°C)	70,8 ± 0,2	0,043	84,1 ± 0,2	0,096
T2 (°C)	70,3 ± 0,2	0,066	83,4 ± 0,2	0,060
T3 (°C)	xxxxxx <sup>1</sup>	xxxxxx	86,9 ± 0,2	0,078
T4 (°C)	73,0 ± 0,2	0,083	88,3 ± 0,2	0,076
T5 (°C)	47,3 ± 0,2	0,016	62,0 ± 0,2	0,086
T6 (°C)	44,3 ± 0,2	0,082	56,4 ± 0,2	0,094
T7 (°C)	43,7 ± 0,2	0,077	55,7 ± 0,2	0,104
T8 (°C)	44,3 ± 0,2	0,076	56,3 ± 0,2	0,093
T9 (°C)	44,0 ± 0,2	0,080	56,1 ± 0,2	0,095
T10 (°C)	43,8 ± 0,2	0,070	55,9 ± 0,2	0,089
T11 (°C)	44,1 ± 0,2	0,068	56,2 ± 0,2	0,089
T12 (°C)	43,5 ± 0,2	0,068	55,6 ± 0,2	0,096
T13 (°C)	-27,2 ± 0,2	0,070	-21,1 ± 0,2	0,059
T14 (°C)	-28,6 ± 0,2	0,169	-22,6 ± 0,2	0,081
T15 (°C)	-30,5 ± 0,2	0,150	-24,8 ± 0,2	0,087
T16 (°C)	-28,1 ± 0,2	0,168	-21,7 ± 0,2	0,155
T17 (°C)	-26,2 ± 0,2	0,265	-17,7 ± 0,2	0,299
T18 (°C)	-25,7 ± 0,2	0,230	-18,3 ± 0,2	0,158
T19 (°C)	-26,5 ± 0,2	0,230	-20,1 ± 0,2	0,045
T20 (°C)	-28,1 ± 0,2	1,342	-17,7 ± 0,2	0,827
T21 (°C)	32,4 ± 0,2	0,097	43,6 ± 0,2	0,099
T22 (°C)	44,4 ± 0,2	0,060	55,1 ± 0,2	0,064
T23 (°C)	-2,5 ± 0,3	0,018	6,0 ± 0,3	0,044
T24 (°C)	-3,1 ± 0,3	0,017	5,5 ± 0,3	0,042
T25 (°C)	-3,5 ± 0,3	0,013	5,2 ± 0,3	0,043
T26 (°C)	-4,8 ± 0,3	0,030	4,0 ± 0,3	0,052
T27 (°C)	30,9 ± 0,3	0,021	41,3 ± 0,3	0,054
T28 (°C)	30,6 ± 0,3	0,018	41,0 ± 0,3	0,101
T29 (°C)	30,3 ± 0,3	0,026	40,8 ± 0,3	0,111
T30 (°C)	32,7 ± 0,3	0,028	43,5 ± 0,3	0,115

<sup>1</sup> Este termopar apresentou problemas que foram posteriormente corrigidos para o teste a 43 °C.

Tabela 9.3 - Resultados das medições de potência elétrica

	Temperatura ambiente (°C)			
	32		43	
	MM	DP	MM	DP
Potência elétrica (W)	67,3 ± 0,2	0,634	73,3 ± 0,2	0,411

## **VALIDAÇÃO DO MODELO**

### **10.1 - Introdução**

O modelo desenvolvido foi validado através da comparação com resultados experimentais (testes de “pull-down”), realizados nas temperaturas ambiente de 32 e 43 °C. A temperatura da câmara, registrada por três sensores de platina (Pt-100) fixados no teto da câmara, foi controlada por um CLP. A temperatura ambiente, utilizada no programa de simulação foi tomada como a média das indicações dos quatro termopares embutidos em massas padrão de cobre e afastados 10 cm do centro geométrico de cada uma das paredes do refrigerador. Desta forma, para as temperaturas ambiente de 32 e 43 °C, obteve-se respectivamente os valores de 31,1 e 41,6 °C.

Foram testados ainda o efeito dos dois modelos para o compressor, do processo de determinação do inventário de massa e de alguns parâmetros empíricos sobre os resultados obtidos. Estes resultados foram comparados com resultados experimentais com o intuito de se determinar a estrutura final do programa.

### **Modelo do compressor**

Ao contrário do que era esperado, optou-se pelo modelo semi-empírico, já que a potência elétrica consumida pelo compressor, previsto pelo modelo empírico, era em torno de 10% superior ao valor experimental.

O modelo empírico é uma função apenas das temperaturas de evaporação, condensação e do corpo do compressor. Nas condições de calorímetro este modelo apresenta um excelente comportamento, já que a temperatura do corpo do compressor, de certa forma, estabelece a condição do refrigerante na sucção do compressor.

Num refrigerador, entretanto, o estado do refrigerante na sucção do compressor depende, entre outros, da temperatura na saída do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. Este fato faz com que o modelo semi-empírico, por considerar o estado do refrigerante na sucção do compressor, se aplique melhor à condição real de funcionamento.

***Coefficiente de transferência de calor do compressor para o ambiente***

Optou-se por considerar o compressor como uma esfera e não como um cilindro. Nas comparações realizadas com resultados experimentais, a forma esférica, por originar um menor coeficiente de transferência de calor, proporcionou uma melhor estimativa para a potência elétrica consumida pelo compressor.

***Coefficiente de transferência de calor no lado externo do condensador***

A exemplo de Lunardi (1991), optou-se pela correlação de Cyphers, pois esta permitiu uma melhor concordância com os resultados experimentais.

A correlação de Papanek, por gerar valores pequenos para o coeficiente de transferência de calor, origina altos títulos na saída do condensador, além de pressões de condensação e evaporação elevadas.

O inverso ocorre com a correlação de Tanda. A não aplicabilidade da equação de Tanda é, no mínimo, um fato curioso, já que esta correlação foi obtida recentemente. Uma possível explicação é o fato da diferença entre as temperaturas da superfície externa do condensador e do ar ambiente se situar em torno de 13 °C, valor este fora da faixa de validade da equação ( $17 < \Delta T < 48$  °C). Acrescente-se a isto a afirmação do autor de que a equação proposta tende a superestimar os resultados experimentais quando o diferencial de temperatura situa-se próximo do limite inferior da faixa de validade.

***Coefficiente de transferência de calor no lado interno do condensador***

Tanto a correlação de Tandon como a de Ackers e Rosson apresentaram bons resultados, nenhuma delas com grande influência no resultado final da simulação. Neste caso optou-se pela correlação de Tandon.

***Coefficiente de transferência de calor na superfície externa da placa do evaporador***

Nas condições consideradas, os valores fornecidos pelas correlações de Alamdari e de Churchill praticamente coincidem. A escolha de qualquer uma delas não produz reflexos no resultado final da simulação. Neste caso optou-se pela correlação de Churchill.

### Modelo para a determinação da fração de vazio

A exemplo de Marques (1991), optou-se pelo modelo de Hughmark. Os demais modelos geraram valores elevados para a fração de vazio, o que levou a uma carga de refrigerante inferior ao valor experimental. Uma desvantagem deste modelo reside no fato deste ser extremamente dependente do diâmetro interno dos trocadores de calor. No evaporador, particularmente, existe uma grande dificuldade na avaliação deste diâmetro. Este assunto é tratado em maiores detalhes no item 10.2.

### 10.2 - Comparação dos resultados

#### Pressões na sucção e descarga do compressor

A comparação entre os resultados experimentais e computacionais para as pressões na sucção e descarga do compressor está apresentada na Tabela 10.1.

Tabela 10.1 - Comparação entre resultados experimentais e computacionais para as pressões na sucção e descarga do compressor

		Temperatura ambiente	
		(°C)	
		32,0	43,0
Pressão na sucção do compressor (bar)	Experimental	0,84	1,12
	Computacional	0,96	1,25
	Erro absoluto	0,12 bar	0,13 bar
	Erro relativo	14,2 %	11,6 %
Pressão na descarga do compressor (bar)	Experimental	11,32	15,16
	Computacional	11,48	15,24
	Erro absoluto	0,16 bar	0,12 bar
	Erro relativo	1,4 %	0,5 %

Pode-se verificar que o modelo reproduz razoavelmente bem os resultados experimentais para as pressões de sucção e descarga do compressor. Em ambos os casos a diferença se situa em torno de 0,12 bar.

## **Temperaturas**

A comparação entre os resultados experimentais e computacionais para as principais temperaturas do sistema está apresentada na Tabela 10.2.

As temperaturas interna do gabinete e do corpo do compressor representam a média aritmética das indicações dos vários termopares utilizados nas suas respectivas medições. A temperatura de condensação é assumida como sendo a média aritmética das leituras dos termopares colocados no 2°, 3°, 4°, 8°, 13°, 14° passes da serpentina do condensador, juntamente com a indicação do termopar colocado na saída do condensador. A temperatura de evaporação é assumida como sendo igual à média aritmética das indicações dos 7 termopares colocados na placa do evaporador (T13 a T19). A temperatura ambiente é obtida através da média aritmética das leituras dos 4 termopares instalados externamente ao refrigerador.

As maiores diferenças observadas foram as temperaturas na saída do trocador de calor, de cerca de 10 °C. Credita-se esta diferença a dificuldade de medição desta variável. O termopar foi fixado sobre a superfície do tubo, numa região muito próximo do contato inicial com o tubo capilar, o que provavelmente levou a erros de medição associados com o processo de condução de calor do capilar para a parede da linha de sucção. A alternativa seria empregar termopares de imersão e medir a temperatura do refrigerante, mas neste caso o sistema original de refrigeração seria levemente descaracterizado. Deve-se ainda observar a boa concordância entre os valores computacionais e experimentais da temperatura na entrada do compressor. Este fato, associado com a dependência desta variável em relação a temperatura na saída do trocador, torna ainda mais evidente a ocorrência do já mencionado problema de medição.

## **Potência elétrica**

A comparação entre os resultados experimentais e computacionais para a potência elétrica consumida pelo compressor está apresentada na Tabela 10.3.

Também neste caso, o modelo reproduziu razoavelmente bem os resultados experimentais.

Tabela 10.2 - Comparação entre resultados experimentais e computacionais das principais temperaturas do sistema

		Temperatura ambiente	
		(°C)	
		32,0	43,0
Temperatura interna do gabinete (°C)	Experimental	-3,5	5,2
	Computacional	-2,7	5,4
	Erro absoluto	0,8 °C	0,2 °C
Temperatura de evaporação (°C)	Experimental	-27,5	-20,9
	Computacional	-26,4	-21,0
	Erro absoluto	1,1 °C	0,1 °C
Temperatura de condensação (°C)	Experimental	43,9	56,0
	Computacional	44,5	56,0
	Erro absoluto	0,6 °C	0,0 °C
Temperatura do corpo do compressor (°C)	Experimental	70,5	84,8
	Computacional	76,3	88,4
	Erro absoluto	5,8 °C	3,6 °C
Temperatura na entrada do compressor (°C)	Experimental	44,4	55,1
	Computacional	44,9	55,2
	Erro absoluto	0,5 °C	0,1 °C
Temperatura na saída do compressor (°C)	Experimental	73,0	88,3
	Computacional	74,5	88,6
	Erro absoluto	1,5 °C	0,3 °C
Temperatura na saída da linha de descarga (°C)	Experimental	47,3	62,0
	Computacional	52,5	68,0
	Erro absoluto	5,2 °C	6,0 °C
Temperatura na saída do trocador (°C)	Experimental	32,2	43,6
	Computacional	22,8	33,1
	Erro absoluto	-9,4 °C	-10,5 °C

Tabela 10.3 - Comparação entre resultados experimentais e computacionais para a potência elétrica consumida pelo compressor

		Temperatura ambiente (°C)	
		31,1	41,6
Potência elétrica (W)	Experimental	67,3	76,3
	Computacional	68,7	77,1
	Erro absoluto	1,4 W	0,8 W
	Erro relativo	2,1 %	1,0 %

### Carga de refrigerante

Como já mencionado, dentre os modelos de fração de vazio considerados, o modelo de Hughmark foi o que levou a melhores previsões da carga de refrigerante. O valor experimental de 93 g, foi obtido através de um teste de carga realizado a 43 °C. Tal teste consiste em se adicionar, em pequenos incrementos, massa de refrigerante ao sistema até que a condição de saturação na saída do evaporador seja obtida.

Entretanto, o modelo de Hughmark é extremamente dependente do diâmetro interno dos trocadores de calor. No caso do condensador este diâmetro é conhecido, mas no caso do evaporador, existe uma dificuldade muito grande de se determinar um diâmetro interno equivalente (ver Apêndice I). Além de influenciar na determinação da carga de refrigerante, o diâmetro interno dos canais também produz reflexos no cálculo da perda de carga neste componente (ver Apêndice J).

A Figura 10.1 mostra a variação da massa total de refrigerante no sistema e da massa contida no evaporador em função do diâmetro equivalente dos canais, para a condição de temperatura ambiente de 43 °C. Fica claro que a adoção de um diâmetro equivalente de 4,7 mm (diâmetro equivalente obtido através do método descrito no Apêndice I) levaria a uma estimativa bastante discrepante do valor experimental, para a carga de refrigerante. Desta forma, optou-se por adotar como diâmetro equivalente aquele que melhor reproduzisse o valor experimental da carga de refrigerante. O valor de 10 mm foi então adotado e mantido fixo nas demais simulações realizadas.

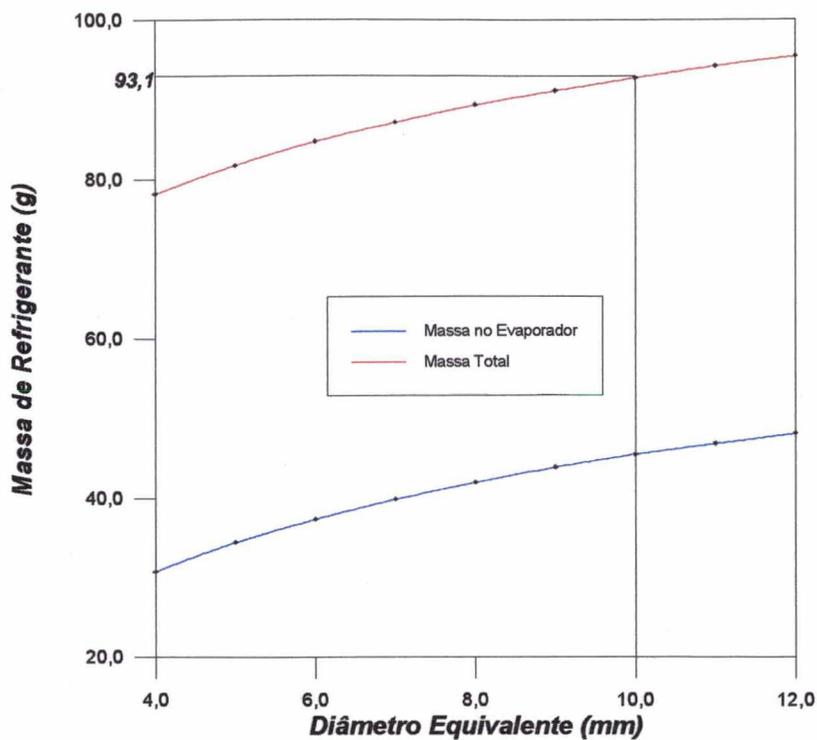


Figura 10.1 - Massa de refrigerante no evaporador e no sistema em função do diâmetro equivalente do evaporador

## **POTENCIALIDADES DO PROGRAMA**

### **11.1 - Introdução**

Uma das maiores vantagens de um programa de simulação é a sua capacidade de prever o desempenho de sistemas de refrigeração quando a temperatura ambiente ou algum parâmetro geométrico for alterado. Desta forma, este capítulo pretende explorar algumas potencialidades do programa desenvolvido.

No item 11.2, o refrigerador é simulado na sua forma original, procurando-se analisar o comportamento das principais condições de operação com a variação da temperatura ambiente.

Já no item 11.3, são feitas alterações nos parâmetros geométricos do refrigerador como forma de prever as variações na potência elétrica consumida pelo compressor e na temperatura interna do gabinete. Vale ressaltar que todos os resultados apresentados nesta fase referem-se a simulações realizadas a 43 °C. A geometria original do refrigerador é especificada no Apêndice K.

### **11.2 - Efeito da temperatura ambiente**

#### **Temperaturas interna do gabinete, de condensação e de evaporação**

As Figuras 11.1, 11.2 e 11.3 apresentam, respectivamente, a influência da temperatura ambiente sobre as temperaturas interna do gabinete, de condensação e de evaporação. Como esperado, verifica-se que essas temperaturas crescem com o aumento da temperatura ambiente. Pode-se também observar que um aumento de 11 °C na temperatura ambiente ocasionou um aumento de 12 °C na temperatura de condensação, 5,7 °C na temperatura de evaporação e 8,5 °C na temperatura interna do gabinete.

A elevação da temperatura ambiente restringe diretamente as trocas de calor no condensador, o que explica a maior elevação de temperatura neste componente. A temperatura de evaporação e a temperatura do ar no interior do gabinete sofrem uma menor elevação devido ao efeito do isolamento térmico nas paredes do refrigerador.

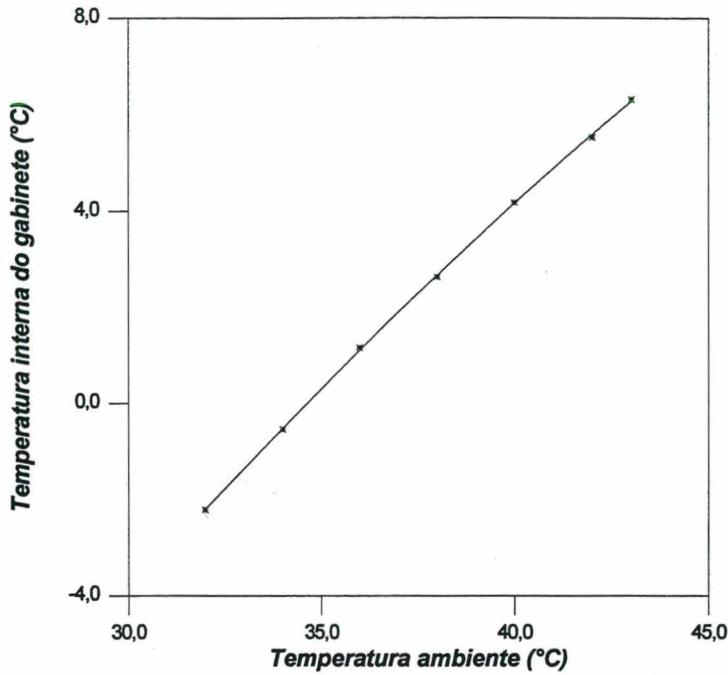


Figura 11.1 - Temperatura interna do gabinete em função da temperatura ambiente

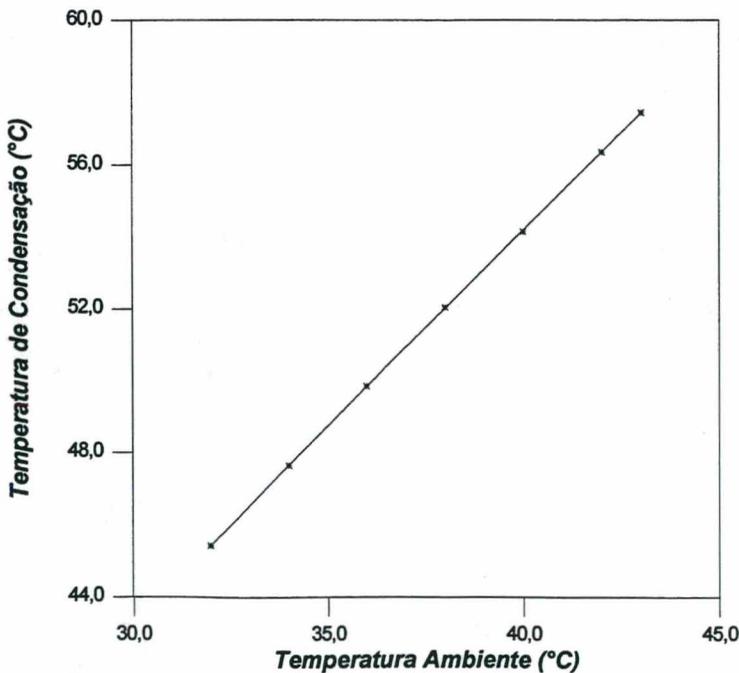


Figura 11.2 - Temperatura de condensação em função da temperatura ambiente

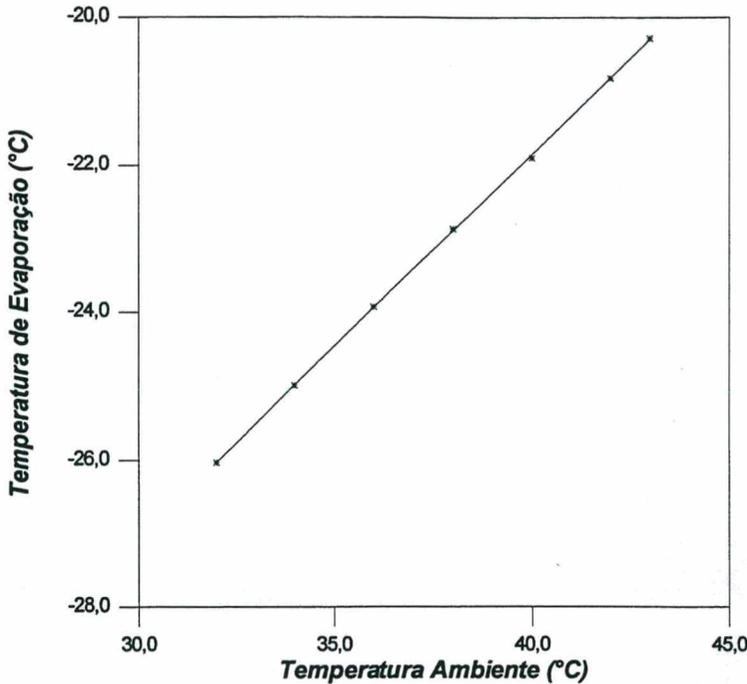


Figura 11.3 - Temperatura de evaporação em função da temperatura ambiente

### **Fluxo de massa**

A Figura 11.4 apresenta a influência da temperatura ambiente sobre o fluxo de massa deslocado pelo compressor. Verifica-se que o fluxo de massa cresce com a temperatura, sendo este crescimento relacionado principalmente com a diminuição do volume específico na câmara de sucção. Além disso ocorre um decréscimo na relação entre as pressões nas câmaras de sucção e descarga (ver Equação 2.24). Vale ressaltar que embora a temperatura de condensação aumente mais que a temperatura de evaporação, quando estes valores são convertidos em pressão esta tendência se inverte em virtude de que uma pequena variação em baixas pressões ocasiona uma grande variação na temperatura de saturação correspondente.

### **Título na saída do condensador**

Através das diversas simulações pôde-se observar que, um fator determinante sobre a potência elétrica consumida pelo compressor é o estado do refrigerante na saída do condensador. A potência elétrica cresce com o aumento do título ou com a diminuição do sub-resfriamento na entrada do tubo capilar. Em todas as temperaturas ambiente estudadas o refrigerante se encontra

na condição bifásica na saída do condensador. A variação do título em função da temperatura ambiente é mostrada na Figura 11.5.

Embora a diferença entre as temperaturas ambiente e de condensação se mantenha praticamente constante, o aumento no fluxo de massa provoca um crescimento do título na saída do condensador.

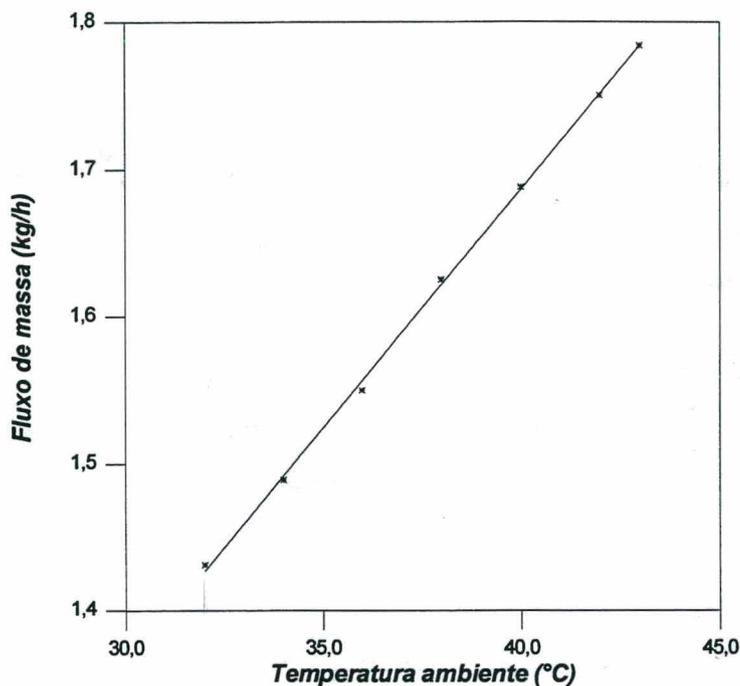


Figura 11.4 - Fluxo de massa em função da temperatura ambiente

### **Potência elétrica**

A Figura 11.6 apresenta a influência da temperatura ambiente sobre a potência elétrica consumida pelo compressor. Observando a Figura 2.20, verifica-se a existência de uma variação linear entre a potência de compressão e a potência elétrica. Deve-se ressaltar que esta figura reflete as diferentes temperaturas de evaporação e de condensação e uma única temperatura do corpo do compressor (60 °C).

Variando a temperatura ambiente, obtém-se variações nas temperaturas de evaporação e de condensação que se traduzem numa variação da potência de compressão. A pequena curvatura existente na Figura 11.6 reflete o efeito da temperatura ambiente sobre a temperatura do corpo do compressor, temperatura esta mantida constante na Figura 2.20.

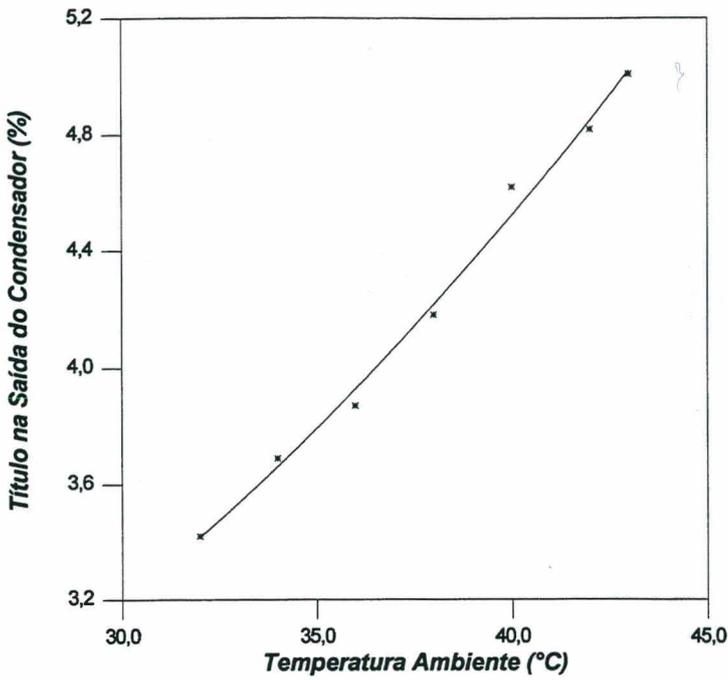


Figura 11.5 - Título na saída do condensador em função da temperatura ambiente

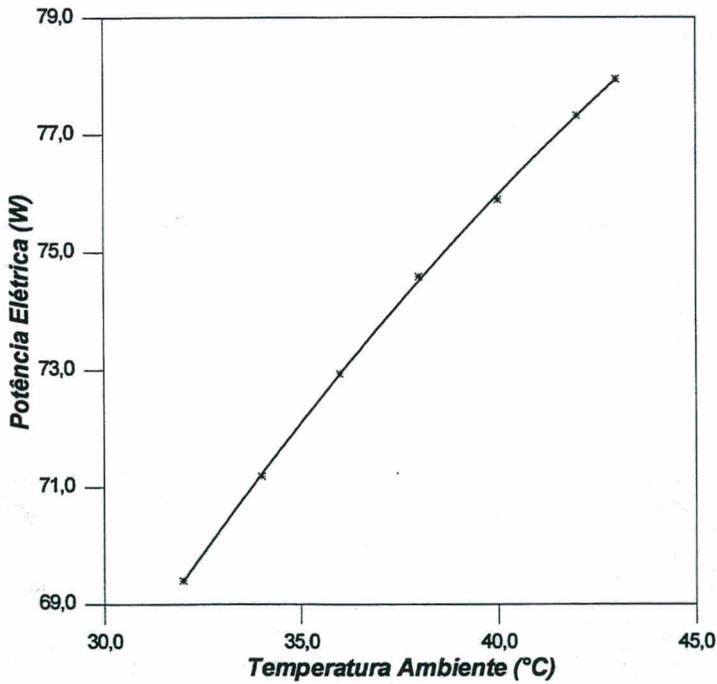


Figura 11.6 - Potência elétrica em função da temperatura ambiente

### **Ganho de calor para o interior do gabinete**

A Figura 11.7 apresenta a influência da temperatura ambiente sobre a penetração de calor para o interior do gabinete. Como o ganho de calor é diretamente proporcional a diferença entre a

temperatura ambiente e a temperatura interna do gabinete, torna-se óbvio que o comportamento desta curva seja análogo ao da curva apresentada na Figura 11.1.

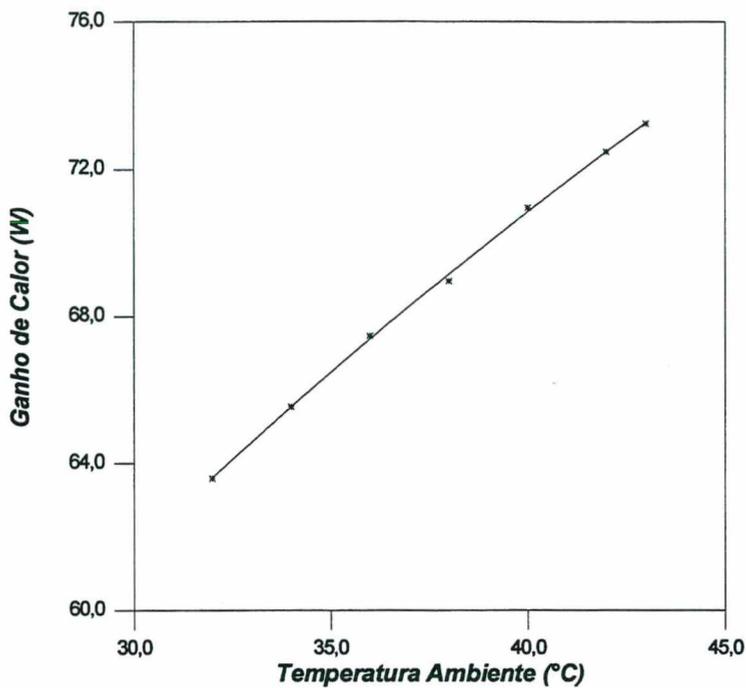


Figura 11.7 - Ganho de calor em função da temperatura ambiente

### **Carga de refrigerante no sistema**

A Figura 11.8 apresenta a influência da temperatura ambiente sobre a carga de refrigerante no sistema, para a condição de melhor desempenho do refrigerador (refrigerante na condição de vapor saturado na saída do evaporador). Pode-se verificar que aumentando-se a temperatura ambiente existe a necessidade de se aumentar a massa de refrigerante no sistema.

A Tabela 11.1 mostra a distribuição de massa de refrigerante nos componentes do sistema, para três diferentes temperaturas ambiente (36, 39 e 43 °C). Pode-se observar que em todas as condições a maior parcela de refrigerante encontra-se no evaporador, sendo este seguido pelo condensador e compressor.

A massa de refrigerante no condensador permanece praticamente inalterada, sendo este fato melhor entendido através de uma análise da Equação 8.15. Com a diminuição da temperatura ambiente ocorre uma diminuição mais acentuada do título ao longo do condensador, acompanhada por uma diminuição da densidade na fase vapor e aumento da densidade na fase

líquido. Em decorrência destas variações ocorre também uma diminuição mais acentuada da fração de vazio ao longo do condensador. Estas variações, quando incorporados na Equação 8.15 se contrabalançam, de forma que a variação na carga de refrigerante no condensador se torna imperceptível. O mesmo efeito é observado no evaporador.

Isto posto chega-se a variação de carga de refrigerante mostrada na Figura 11.8. Esta variação, embora na tendência esperada, parece ter um gradiente inferior ao indicado pela experiência prática. Este fato pode estar relacionado ao modelo empregado para computar a fração de vazio, modelo este que foi “calibrado” para a temperatura ambiente de 43 °C. Verifica-se, portanto, que em face das possíveis limitações do modelo, a variação da carga total de refrigerante ficou concentrada apenas no compressor. Neste componente, a massa de refrigerante dissolvida no óleo permanece praticamente constante (6,5 g), visto que a redução da pressão no interior da carcaça é compensada pela redução da temperatura (ver Figura 8.1). Já a massa de vapor na carcaça do compressor diminui em virtude da diminuição da densidade do refrigerante com a temperatura.

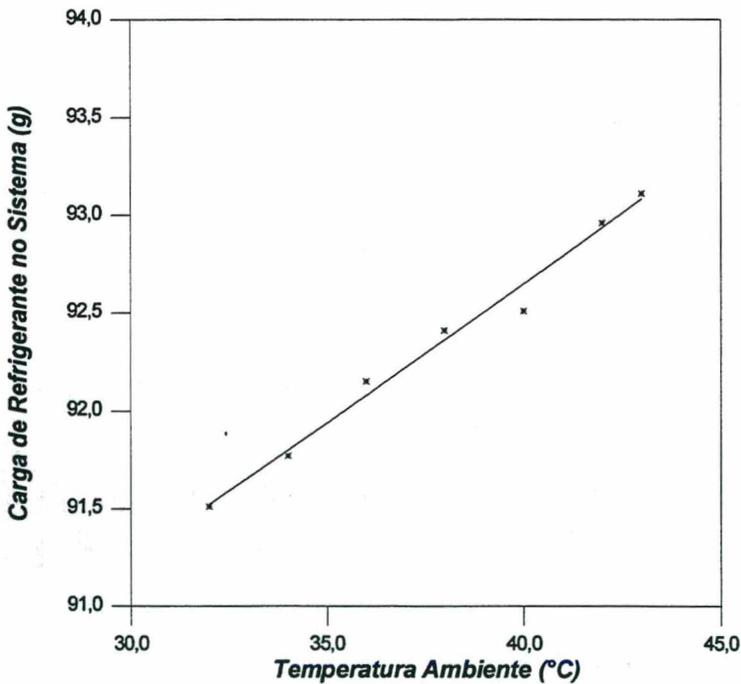


Figura 11.8 -Carga de refrigerante no sistema em função da temperatura ambiente

Tabela 11.1 - Distribuição de massa nos componentes do sistema

Componente	Temperatura Ambiente (°C)		
	36	39	43
Compressor (total / dissolvido / carcaça)	13,1	13,5 g	14,1 g
Condensador	23,5 g	23,6 g	23,7 g
Filtro Secador	7,6 g	7,7 g	7,7 g
Evaporador	45,7 g	45,7 g	45,6 g
Demais Componentes	1,9 g	1,9 g	2,0 g
Total	91,8 g	92,4 g	93,1 g

### Coefficiente de performance

Uma forma de quantificar a eficiência termodinâmica de um sistema de refrigeração consiste na utilização do coeficiente de performance. Este coeficiente é definido como a relação entre a taxa de transferência de calor no evaporador e a potência de compressão, ou seja:

$$COP_{termo} = \frac{\dot{m}(h_{Sevap} - h_{Scap})}{\dot{W}_C} \quad (11.1)$$

Vale ressaltar que a Equação 11.1 aplica-se apenas ao fluido refrigerante, não estando computadas, por exemplo, a eficiência mecânica e a eficiência do motor elétrico do compressor.

O máximo coeficiente de performance é obtido através de um sistema ideal de Carnot, onde todos os processos termodinâmicos são reversíveis. Matematicamente este coeficiente pode ser simplesmente expresso através da Equação 11.2.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (11.2)$$

A Figura 11.9 apresenta a influência da temperatura ambiente sobre os coeficientes de performance do sistema e sobre o coeficiente de performance de Carnot, além da eficiência termodinâmica do sistema, definida pela Equação 11.3. Como pode ser observado, em virtude do aumento das irreversibilidades, o coeficiente de performance de Carnot diminui com o acréscimo

da temperatura ambiente. O mesmo comportamento pode ser observado na curva que representa o coeficiente de performance do sistema, o que resultou na esperada diminuição da eficiência termodinâmica do ciclo com o aumento da temperatura ambiente.

$$\eta_t = \frac{COP_{termo}}{COP_{Carnot}} \quad (11.3)$$

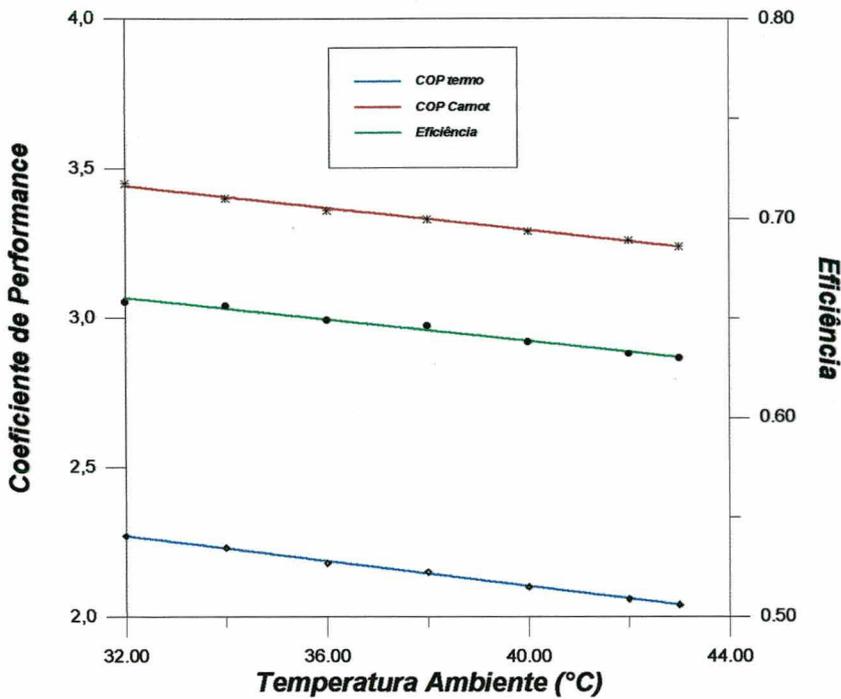


Figura 11.9 - Coeficiente de performance e eficiência em função da temperatura ambiente

### 11.3 - Desempenho do sistema em função de alterações nos parâmetros geométricos

#### Isolamento do gabinete do refrigerador

A Figura 11.10 apresenta a influência da espessura do isolamento do refrigerador sobre a potência elétrica consumida pelo compressor e sobre a temperatura interna do gabinete. Nesta análise, a área superficial externa do refrigerador foi mantida constante, ou seja, a diminuição ou aumento da espessura do isolamento foi acompanhada de uma variação no volume interno do refrigerador.

Como pode ser observado na Figura 11.10, uma redução de 15% na espessura média do isolamento das paredes do refrigerador representa um aumento de aproximadamente 1,1  $W$  na potência consumida pelo compressor e de 1,2  $^{\circ}C$  na temperatura interna do refrigerador. Aumentando-se a espessura média das paredes em 15%, a potência elétrica consumida pelo compressor e a temperatura interna do gabinete decrescem respectivamente 0,7  $W$  e 0,8  $^{\circ}C$ .

Um comportamento semelhante é obtido alterando-se a condutividade térmica do isolamento ao invés da espessura.

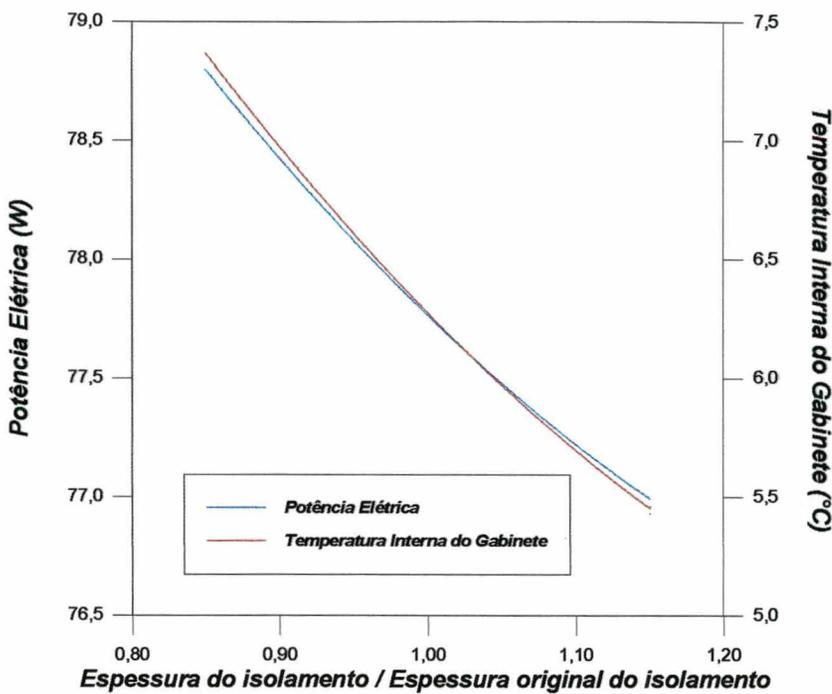


Figura 11.10 - Desempenho do refrigerador em função da espessura do isolamento

### **Emissividade das superfícies externas do refrigerador**

A Figura 11.11 apresenta a influência da emissividade das paredes externas do refrigerador sobre a potência elétrica consumida pelo compressor e sobre a temperatura interna do gabinete. Com a diminuição da emissividade das paredes externas do refrigerador pôde-se observar que as temperaturas das paredes externas estabilizaram-se em valores inferiores aos observados na condição original, enquanto que o ganho de calor para o interior do gabinete se manteve inalterado, não produzindo qualquer reflexo sobre a potência elétrica consumida pelo compressor. A diminuição nas temperaturas das paredes externas do refrigerador ocasionou uma diminuição nas temperaturas das paredes internas e, conseqüentemente, da troca de calor por

radiação no lado interno, já que a temperatura de evaporação se manteve inalterada. Como o ganho de calor ficou constante e a troca térmica por radiação sofreu uma redução, torna-se óbvio que a troca térmica por convecção sofreu um acréscimo. Este acréscimo associado a já mencionada diminuição das temperaturas das paredes internas explica o abaixamento na temperatura interna do gabinete.

Como pode ser observado na Figura 11.11, uma redução de 0,9 para 0,5 no valor da emissividade das paredes externas do refrigerador representa uma diminuição de aproximadamente 1,1 °C na temperatura interna do gabinete.

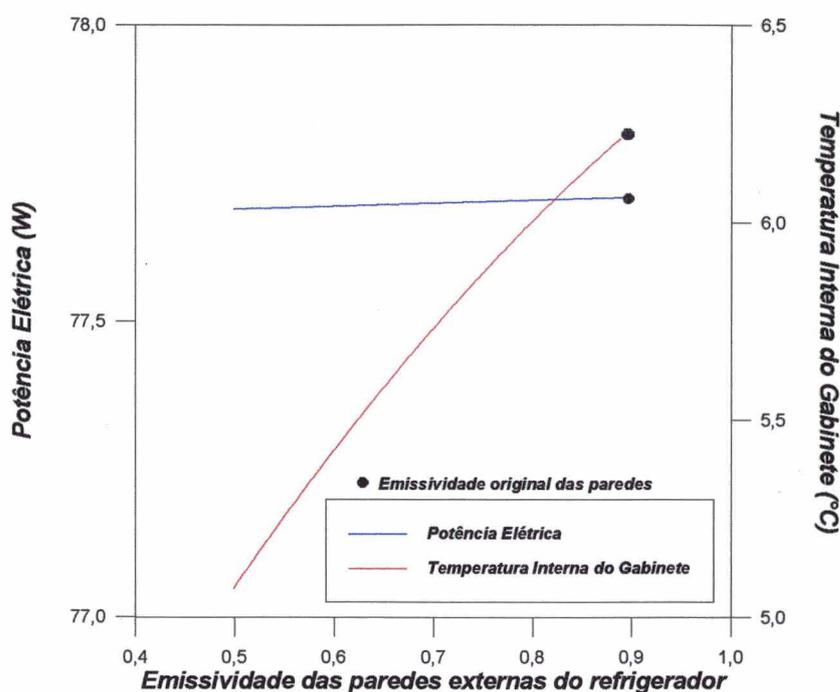


Figura 11.11 - Desempenho do refrigerador em função da emissividade das paredes externas do refrigerador

### Condensador

A Figura 11.12 apresenta a influência do número de aletas do condensador sobre a potência elétrica consumida pelo compressor e sobre a temperatura interna do gabinete. Pode-se verificar que quanto maior o número de aletas menor será a potência elétrica e a temperatura interna do gabinete. Este efeito explica-se através do aumento da temperatura de condensação com a redução do número de aletas. Este aumento vem acompanhado de um aumento na temperatura de evaporação, responsável pelo aumento da temperatura interna do gabinete. O aumento da potência elétrica é decorrente dos aumentos nas temperaturas de evaporação e

condensação. Vale ressaltar que a correlação de Cyphers, utilizada na determinação do coeficiente de transferência de calor externo do condensador não leva em conta o espaçamento entre as aletas, portanto, deve-se utilizar o bom senso na escolha do número máximo de aletas que pode ser utilizado numa simulação.

Como pode ser observado na Figura 11.12, uma redução de 33% no número total de aletas do condensador resulta num aumento de aproximadamente  $1,0W$  na potência consumida pelo compressor e  $0,3\text{ }^{\circ}C$  na temperatura interna do gabinete. Aumentando-se o número total de aletas do condensador em 25%, a potência elétrica consumida pelo compressor e a temperatura interna do gabinete decrescem respectivamente  $0,8\text{ }W$  e  $0,3\text{ }^{\circ}C$ .

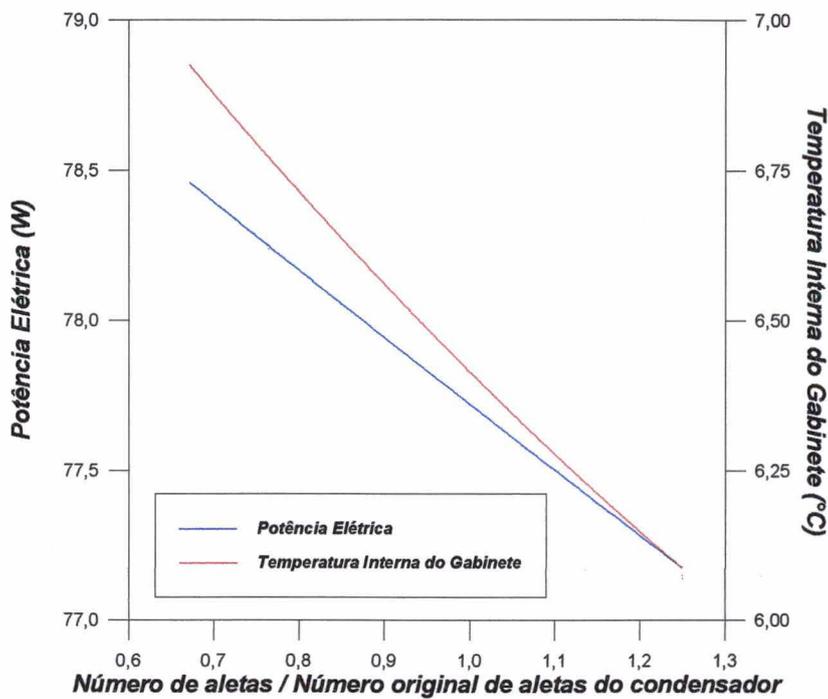


Figura 11.12 - Desempenho do refrigerador em função do número de aletas do condensador

Vale ressaltar que um aumento na área de troca de calor do condensador (número de aletas) vem acompanhado de uma redução na temperatura de condensação, com pouco efeito sobre o título do refrigerante na saída do condensador.

### Evaporador

A Figura 11.13 apresenta a influência da altura da placa do evaporador sobre a potência elétrica consumida pelo compressor e sobre a temperatura interna do gabinete. Diminuindo a

altura da placa do evaporador ocorre uma diminuição na potência elétrica, já que a temperatura de condensação mantém-se praticamente constante e a temperatura de evaporação sofre uma redução. A redução da temperatura de evaporação ocorre porque ao se reduzir a área da placa, reduz-se também a quantidade de energia sendo entregue no evaporador pelo lado do ar. Com o intuito de estabelecer o equilíbrio, o compressor reduz a sua capacidade de refrigeração através da redução da temperatura de evaporação. Apesar da redução da temperatura de evaporação, a temperatura interna do gabinete se eleva devido a redução na área de troca de calor.

Como pode ser observado na Figura 11.13, uma redução de 18% na altura da placa do evaporador resulta numa diminuição de aproximadamente 2,0 W na potência consumida pelo compressor e um aumento aproximado de 1,8 °C na temperatura interna do gabinete. Aumentando-se a altura da placa do evaporador em 17%, a potência elétrica consumida pelo compressor aumenta aproximadamente 1,9 W e a temperatura interna do gabinete decresce aproximadamente 0,7 °C.

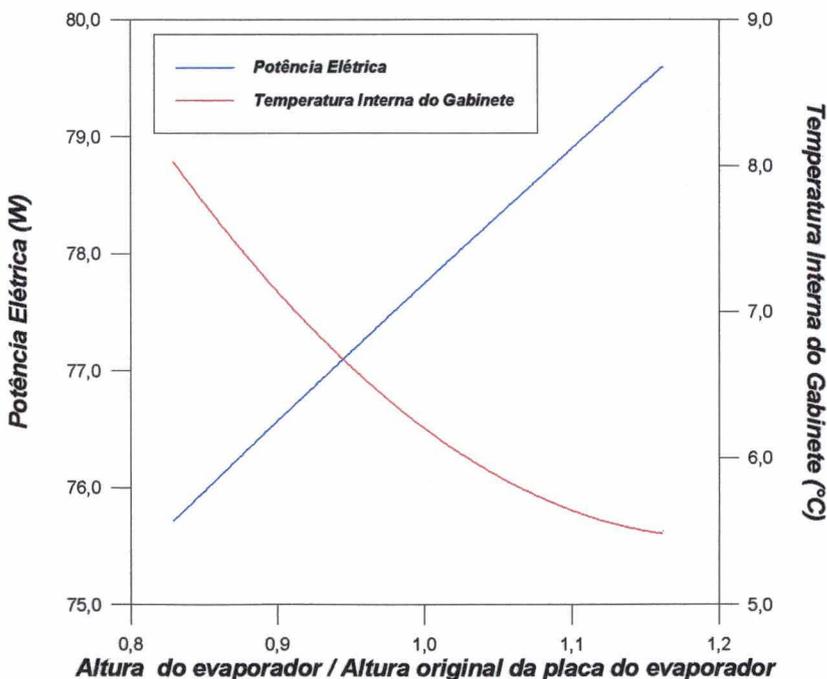


Figura 11.13 - Desempenho do refrigerador em função da altura da placa do evaporador

### **Tubo capilar**

As Figuras 11.14 e 11.15 apresentam respectivamente a influência do diâmetro interno e do comprimento do tubo capilar sobre a potência elétrica consumida pelo compressor e sobre a temperatura interna do gabinete. Aumentando o comprimento ou diminuindo o diâmetro interno

do tubo capilar, a passagem de refrigerante é restringida, o que ocasiona um aumento na temperatura de condensação sem que haja variação significativa na temperatura de evaporação. Com o aumento apenas da temperatura de condensação, haverá uma redução no fluxo de massa deslocado pelo compressor e um aumento menos significativo no trabalho de compressão, o que explica a redução da potência elétrica consumida pelo compressor. No que se refere à diminuição da temperatura interna do gabinete, esta pode ser creditada ao aumento da capacidade de refrigeração. Com a diminuição do fluxo de massa, ocorre uma diminuição na entalpia do refrigerante na saída do condensador e, conseqüentemente, um aumento do efeito refrigerante específico mais significativo do que a própria redução do fluxo de massa.

A transição de escoamento bifásico para escoamento sub-resfriado na saída do condensador acontece para valores de comprimento ou diâmetro interno do tubo capilar compreendido em algum ponto das linhas tracejadas das Figuras 11.14 e 11.15, não devendo o comportamento destas curvas ser levado em consideração, apenas servir de alerta para a importância do estado do refrigerante na entrada do tubo capilar.

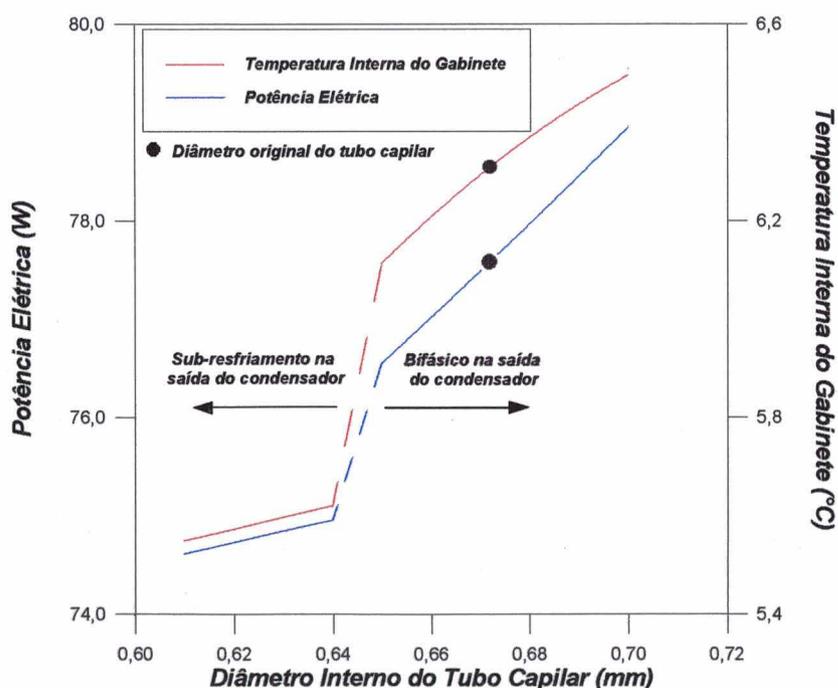


Figura 11.14 - Desempenho do refrigerador em função do diâmetro interno do tubo capilar

Através de uma análise das Figuras 11.14 e 11.15, pode-se observar que o comportamento do sistema é muito mais sensível a variações no diâmetro do que no comprimento do tubo capilar, já que se observarmos por exemplo a condição de entrada bifásica no capilar, um

aumento de  $0,05 \text{ mm}$  no diâmetro interno representa um aumento de aproximadamente  $2,0 \text{ W}$  na potência elétrica consumida pelo compressor e  $0,4 \text{ }^\circ\text{C}$  na temperatura interna do gabinete. Já no comprimento do capilar, uma redução de  $1,0 \text{ m}$  representa uma variação de aproximadamente  $0,8 \text{ W}$  na potência elétrica consumida pelo compressor e  $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$  na temperatura interna do gabinete.

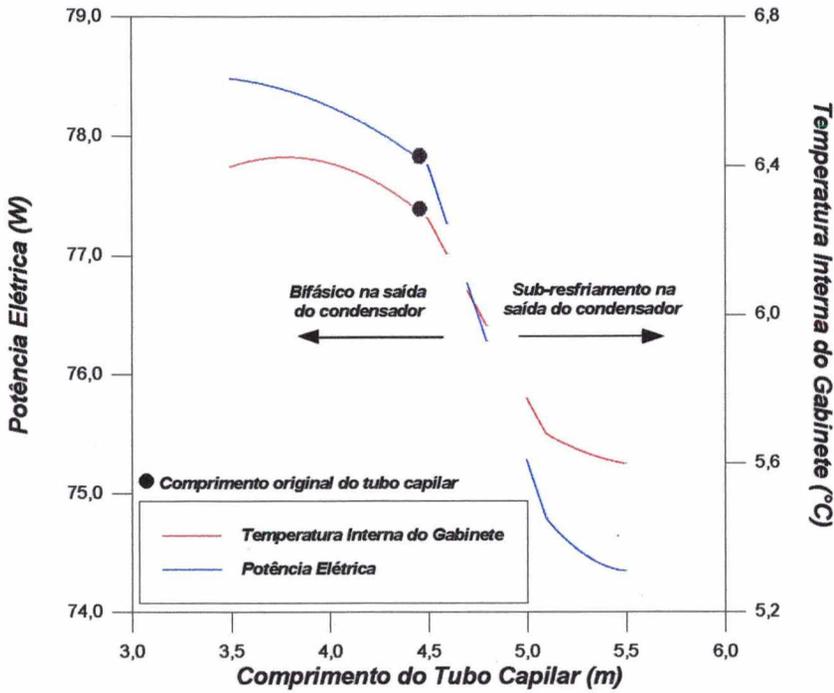


Figura 11.15 - Desempenho do refrigerador em função do comprimento do tubo capilar

### Trocador de calor tubo capilar-linha de sucção

As Figuras 11.16 e 11.17 apresentam respectivamente a influência do comprimento do trocador de calor e do comprimento da região de entrada do trocador de calor sobre a potência elétrica consumida pelo compressor e sobre a temperatura interna do gabinete. Na Figura 11.16 o trocador de calor foi mantido na posição original, ou seja, na extremidade final do tubo capilar enquanto que na Figura 11.17 o comprimento do trocador de calor foi mantido constante, variando-se apenas a sua posição em relação ao tubo capilar.

O aumento na potência elétrica e na temperatura interna do gabinete com o aumento do comprimento do trocador de calor pode ser creditado ao aumento no fluxo de massa. Com o aumento no fluxo de massa aumenta também o título na saída do condensador, já que a temperatura de condensação permanece praticamente inalterada. Com o aumento do título na saída do condensador, o título na saída do tubo capilar também aumenta, reduzindo ligeiramente a

capacidade de refrigeração do sistema. Os valores de fluxo de massa, temperaturas de condensação e evaporação, títulos na saída do condensador e do capilar e a capacidade de refrigeração do sistema para os comprimentos de trocador de calor de 1,8, 1,9 e 2,2 m estão apresentados na Tabela 11.2.

Tabela 11.2 - Desempenho do sistema em função do comprimento do trocador de calor

$L_{tc}$ (m)	$\dot{m}$ (kg/h)	$T_E$ (°C)	$T_C$ (°C)	$x_{Scond}$	$x_{Scap}$	$\dot{Q}_E$ (W)
1,8	1,764	-20,6	57,4	0,029	0,295	73,6
1,9	1,784	-20,4	57,4	0,050	0,300	73,4
2,2	1,811	-20,1	57,3	0,079	0,320	73,0

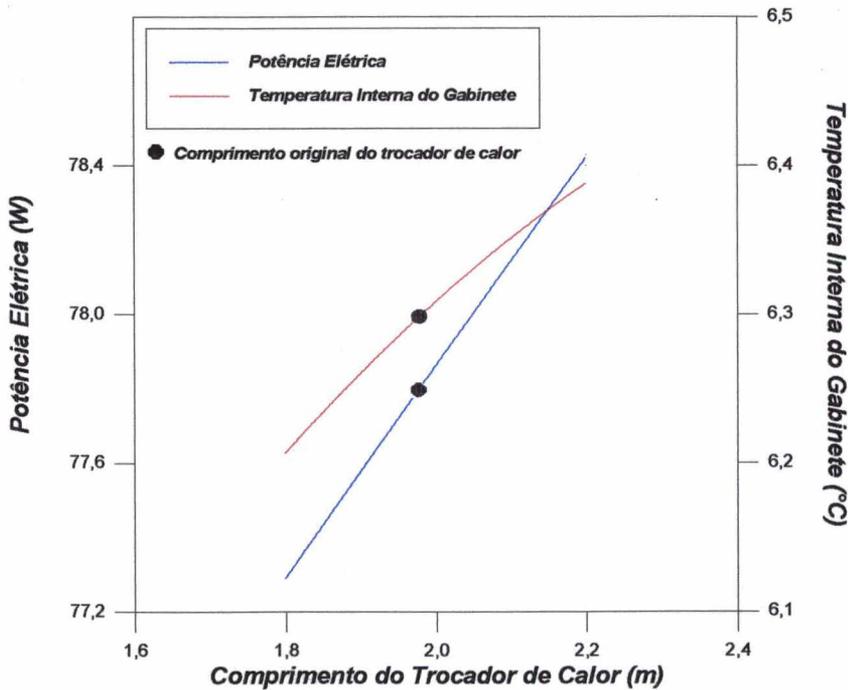


Figura 11.16 - Desempenho do refrigerador em função do comprimento do trocador de calor

Através da diminuição do comprimento da região de entrada do trocador de calor (afastando o trocador do evaporador) ocorre um aumento na potência elétrica e na temperatura interna do gabinete, que também pode ser creditado ao aumento no fluxo de massa. Neste caso a situação ainda é mais crítica, visto que o aumento no fluxo de massa vem acompanhado de uma redução na temperatura de condensação. Por este motivo, o título na saída do condensador e conseqüentemente na saída do capilar aumenta bastante, ocasionando uma redução considerável da capacidade de refrigeração do sistema. Os valores de fluxo de massa, temperaturas de

condensação e evaporação, títulos nas saídas do condensador e do capilar e a capacidade de refrigeração do sistema para os comprimentos de região de entrada do trocador de calor de 1,5, 2,0 e 2,6 m estão apresentados na Tabela 11.3

Tabela 11.3 - Desempenho do sistema em função do comprimento da região de entrada do trocador de calor

$L_{en}$ (m)	$\dot{m}$ (kg/h)	$T_E$ (°C)	$T_C$ (°C)	$x_{Scond}$	$x_{Scap}$	$\dot{Q}_E$ (W)
1,5	1,897	-19,4	56,8	0,165	0,359	71,8
2,0	1,857	-19,8	57,1	0,117	0,339	72,5
2,6	1,784	-20,4	57,4	0,050	0,305	73,4

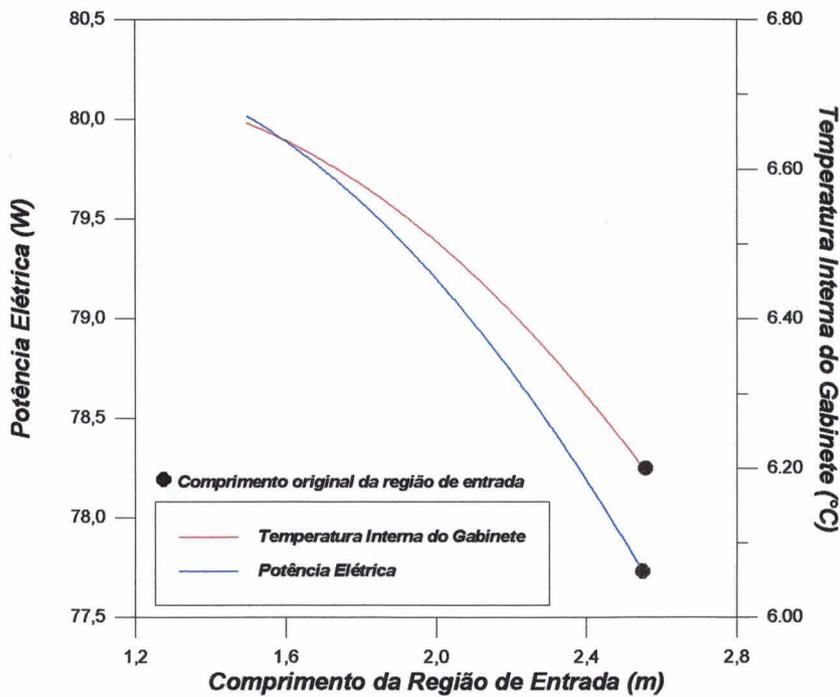


Figura 11.17 - Desempenho do refrigerador em função da posição do trocador de calor

As variações da temperatura interna do gabinete e da potência elétrica consumida pelo compressor apresentadas nas Figuras 11.16 e 11.17, embora pequenas, devem ser analisadas com cuidado, já que estas, de uma certa maneira, são contra intuitivas.

Deve-se entretanto ressaltar que Bansal et al. (1996) mostram que o efeito individual de variações, tanto no comprimento de entrada como no comprimento do trocador, não afetam significativamente o consumo de energia do refrigerador, o mesmo não ocorrendo quando estes parâmetros são variados simultaneamente.

Deve-se ressaltar que em todas as análises apresentadas neste capítulo, o programa está sempre trabalhando com a carga ótima de refrigerante. Em outras palavras, variações na temperatura ambiente ou em qualquer parâmetro geométrico não provocam alterações no estado do refrigerante na saída do evaporador.

## **CONCLUSÕES E SUGESTÕES**

### **12.1 - Conclusões**

É inegável a importância de programas de simulação na fase de desenvolvimento de novos refrigeradores. Obviamente, a simulação computacional não elimina totalmente a necessidade de realização de testes experimentais, embora o número desses possa ser consideravelmente reduzido. Neste trabalho apresentou-se um programa de simulação desenvolvido para um modelo específico de refrigerador, embora este possa ser facilmente estendido a outros modelos.

A metodologia utilizada no desenvolvimento do programa consistiu na simulação individual de cada componente com posterior inter-relacionamento entre eles. Com isto, além do sistema como um todo, cada componente pode também ser simulado através da sua subrotina específica.

Verificou-se que o modelo do compressor baseado apenas em dados experimentais obtidos em calorímetro, modelação esta comumente citada na literatura, não reproduz perfeitamente a condição de funcionamento do refrigerador.

Outro ponto importante foi a utilização do projeto fatorial fracionado em dois níveis que, juntamente com o programa CAPHEAT, permitiu o desenvolvimento de correlações para prever o comportamento do trocador de calor.

O programa permitiu também a determinação da carga ótima de refrigerante necessária ao sistema. Entretanto, o valor fornecido pelo programa não deve ser tratado como absoluto, em razão da dificuldade em se avaliar o diâmetro interno dos canais do evaporador.

Na determinação do ganho de calor para o interior do gabinete, os erros associados com o fato das paredes do refrigerador serem tratadas isoladamente foram compensados com a realização dos testes de  $UA$ , que acabaram por concentrar na região da gaxeta todas estas incertezas.

Os resultados do programa foram comparados com resultados experimentais, obtidos em duas temperaturas ambiente, quando verificou-se uma boa concordância para a maioria das variáveis analisadas.

Todas as abordagens empregadas na modelação dos diversos componentes foram baseadas em experimentos realizados, na sua grande maioria, ou no NRVA (Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar) ou em empresas coligadas, o que contribuiu decisivamente para o observado nível de desempenho do programa.

A análise de sensibilidade, realizada no Capítulo 11, comprovou que o programa desenvolvido pode ser usado como uma poderosa ferramenta de auxílio a projeto. A sua utilização, sem dúvida, contribuirá para o desenvolvimento de sistemas de refrigeração mais eficientes.

### ***12.2 - Recomendações para trabalhos futuros***

Foram testadas três correlações para o coeficiente de transferência de calor no lado externo do condensador, as quais apresentaram resultados bem distintos entre si. Recomenda-se portanto a realização de um trabalho experimental envolvendo condensadores do tipo arame sobre tubo, com geometria e condições de operação similares aos encontrados na prática.

Sugere-se também o desenvolvimento de equações que permitam simular o comportamento de trocadores de calor do tipo lateral. A inclusão destas equações no programa permitiria avaliar o efeito do tipo de trocador de calor sobre o desempenho do sistema.

A partir da estrutura geral apresentada, torna-se possível a inclusão de novas subrotinas, de forma que uma série de modelos de refrigeradores possam ser simulados.

Para o compressor, recomenda-se a repetição dos testes realizados em um modelo de maior capacidade da família EM. Caso o expoente politrópico e as curvas de variação de pressão e temperatura entre os passadores e câmaras de sucção e descarga apresentem resultados similares, o modelo desenvolvido (modelo semi-empírico) poderá ser utilizado para qualquer compressor da família.

Finalmente recomenda-se a realização de trabalhos, tanto de natureza experimental como computacional, objetivando investigar a transferência de calor através da região da gaxeta do refrigerador. O desenvolvimento de uma metodologia de cálculo específica, tornaria desnecessária a realização de testes de *UA*.

## *Referências Bibliográficas*

ACKERS, W.E., ROSSON, H.F., Condensation Inside a Horizontal Tube, Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol. 56, No. 30, 1960, pp. 145-149.

ALAMDARI, F., HAMMOND, G.P., Improved Data Correlations for Buoyancy-Driven Convection in Rooms, Building Services Engineering Research & Tecnology, Vol. 4, 1983, pp. 106-112.

BANKOFF, S. G., A Variable Density Single-Fluid Model for Two-Phase Flow With Particular Reference to Steam-Water Flow, Trans. ASME, J. Heat Trans., Vol 82, 1960, pp. 265-272.

BANSAL, P.K., MCGILL, I., LLOYD, P.M., Statistical Analysis of Capillary Tube Variations in Refrigerators, International Refrigeration Conference at Purdue, West Lafayette, USA, July, 1996, pp. 77-82.

BITTLE, R.R., STEPHENSON, W.R., PATE, M.B., An Experimental Evaluation of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger Performance With R-152a, ASHRAE Transactions, Vol. 100, Part 1, 1995, pp. 124-135.

BOX, G.E.P., HUNTER, W.G., HUNTER, J.S., Statistics for Experimenters, John Wiley and Sons, New York, 1978.

CAREY, V.P., Liquid-Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization Processes in Heat Transfer Equipment, Hemisphere Publishing Corporation, USA, 1992.

CHURCHILL, S.W., Free Convection Around Immersed Bodies, Heat Exchanger Design Handbook, Section 2.5.7, Hemisphere Publishing Corp., New York, 1983.

CHURCHILL, S. W., CHU, H.H.S., Correlation Equations for Laminar and Turbulent Free Convection for a Vertical Plate, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 18, 1975, pp. 1323-1329.

CHURCHILL, S.W., USAGI, R., A General Expression for the Correlation of Rates of Transfer and Other Phenomena, A. I. Ch. JI 18, 1972, pp. 1121-1128.

CYPHERS, J.A., CESS, R.D., SOMERS, E.V., Heat Transfer Character of Wire and Tube Heat Exchangers, Proceedings of the 45th ASRE Semiannual Meeting, New Orleans, USA, 1958, pp. 86-90.

DAVIS, G.L., SCOTT, T.C., Component Modeling Requeriments for Refrigeration System Simulation, Proceedings of the International Compressor Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, 1976, pp. 401-408.

DIRIK, E., INAN, C., TANES, M.Y., Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Non-Adiabatic Tubes With HFC-134a, Intr. Refrig. Conf. Proc., Purdue University, Vol. 1, 1994, pp. 365-370.

DIRIK, E., IZ, H., AYDIN,C., Performance Optimization of a Larder Type Refrigerator Unit Using Computer Aided Analysis Tools, Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, 1996, pp.459-464.

DITTUS, F.W., BOELTER, L.M.K., Publications on Engineering, University of California, Berkeley, Vol.2, 1930, p. 443.

DOMANSKI, P., DIDION, D., Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device, NBS Building Science Series 155, 1983.

FLYNN, S., ROUCH, K., FINE, A., Finite Element Analysis of Heat Transfer Through the Gasket Region of Refrigerators/Freezers, EPA/430/R -92/009, Washington, D.C., U.S. Environmental Protection Agency, 1992.

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

HUGHMARK, G.A., Holdup in Gas -Liquid Flow, Chemical Engineering Progress, Vol. 58, No. 4, 1962, pp. 62-65.

INCROPERA, F.P., DeWITT, D.P., Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, Singapore, 2nd Ed., 1990.

JAKOBSEN, A., Energy Optimisation of Refrigeration Systems - The Domestic Refrigerator - a Case Study, Ph. D. Thesis, The Technical University of Denmark (DTU), 1995.

KUSUDA, T., NBSLD - National Bureau of Standards Heating and Cooling Load Determination Program, 1975.

LEFEVRE, E.J., EDE, A.J., Laminar Free Convection from the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder, Proceedings 9th International Congress Applied Mechanical, Brussels, Vol. 4, 1956, pp. 175-183.

LOCKHART, R.W., MARTINELLI, R.C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, Chemical Engineering Progress, Vol. 45, No.1, 1949, pp. 39-48.

LUNARDI, M.A., Simulação Numérica do Comportamento Dinâmico de Refrigeradores Domésticos, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, 1991.

MARQUES, M.E., Simulação Numérica de Condicionadores de Ar de Janela, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, 1991.

McADAMS, W.H., Heat Transmission, McGraw-Hill, 3rd Ed., New York, 1954, Chapter 7.

MEZAVILA, M.M., Simulação do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não-Adiabáticos, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, 1995.

MOODY, L.F., Friction Factors for Pipe Fows, Transactions of ASME, [S.1.], Vol. 66, No. 8, Nov. 1944, pp. 671-684.

NTB00048, Refrigeradores, Congeladores e Aparelhos Similares - Abaixamento de Temperatura "Pull-Down" - Método de Ensaio, Norma Técnica Brasmotor, 1992.

NTB00119, Isolação Térmica de Refrigeradores e Congeladores - Determinação do Fator  $UxA$  - Método de Ensaio, Norma Técnica Brasmotor, 1992.

PAPANEK, W.J., Convective Film Coefficients for a Wire and Tube Heat Exchanger, Ph. D. Thesis, Purdue University, 1958.

PREMOLI, A., FRANCESCO, D., PRINA, A., A Dimensional Correlation for Evaluating Two-Phase Mixture Density, La Termotecnica, Vol. 25, No. 1, 1971, pp. 17-26.

REEVES, R.N., BULLARD, C.W., CRAWFORD, R.R., Modeling and Experimental Parameter Estimation of a Refrigerator/Freezer System, Relatório Técnico ACRC TR-9, University of Illinois, 1992.

RICE, C.K., The Effect of Void Fraction Correlation on Refrigerant Charge Inventory Predictions, ASHRAE Transactions, Vol. 93, Part 1, 1987, pp. 341-367.

RIGOT, G., Fluid Capacity of na Evaporator in Direct Expansion, Chaud-Froid-Plomberie, No. 328, 1973, pp. 133-144.

SHAO, D.W., GRANRYD, E., Heat Transfer and Pressure Drop of HFC134a - Oil Mixtures in a Horizontal Condensing Tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 8, 1995, pp. 524-533.

SILVA, L.W., Avaliação Experimental da Transferência de Calor em Evaporadores 'Roll-Bond', Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, 1998.

SMITH, S.L., Void Fraction in Two-Phase Flow: A Correlation Based Upon an Equal Velocity Head Model, Proc. Instn. Mech Engrs., Vol. 184, Part 1, No. 36, 1969, pp. 647-664.

STOECKER, W.F., JONES, J.W., Refrigeração e Ar Condicionado, Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.

TANDA, D.W., TAGLIAFICO, L., Radiation and Natural Convection Heat Transfer from Wire-and-Tube Heat Exchangers in Refrigeration Appliances, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No. 7, 1997, pp. 461-469.

TANDON, T.N., VARMA, H.K., GUPTA, C.P., An Experimental Investigation of Forced Convection Condensation During Annular Flow Inside a Horizontal Tube, ASHRAE Transactions, Vol. 91, 1985, pp. 343-355.

TANDON, T.N., VARMA, H.K., GUPTA, C.P., A Void Fraction Model for Annular Two-Phase Flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, No. 1, 1985, pp. 191-198.

WALLIS, G. B., One-Dimensional Two-Phase Flow, New York: McGraw-Hill, 1969, pp. 51-54.

ZIVI, S.M., Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production, Transactions ASME, Journal of Heat Transfer, Series C, Vol. 86, 1964, pp. 247-252.

## **COEFICIENTES DAS CURVAS AJUSTADAS NO CAPÍTULO 2**

### **A.1 - Coeficientes da Equação 2.1**

A1 = 0,8301602587604E+01  
A2 = -0,6282539098213E-01  
A3 = 0,3402565886748E-03  
A4 = 0,3684297551025E+00  
A5 = -0,4706915809832E-02  
A6 = 0,3771864206067E-04  
A7 = 0,5151405947331E-02  
A8 = -0,9000233111568E-04  
A9 = 0,6534438797950E-06

### **A.2 - Coeficientes da Equação 2.2**

A1 = 0,1168624943454E+03  
A2 = -0,3359875410153E+00  
A3 = 0,1541566799590E-01  
A4 = 0,7164618287932E+01  
A5 = -0,2458517012297E+00  
A6 = 0,2902225189370E-02  
A7 = 0,2089608961018E+00  
A8 = -0,8336825732812E-02  
A9 = 0,8218999006974E-04

### **A.3 - Coeficientes da Equação 2.3**

A curva do fator de correção para o fluxo de massa em função da temperatura do corpo do compressor é obtida seguindo-se os seguintes passos:

1. O valor padrão de  $\dot{m}$  será aquele em que a temperatura do corpo do compressor é 60,0 °C. Neste ponto,  $G_{CP}$  será assumido como sendo igual a 1,0.
2. É montada uma tabela  $G_{CP} \times T_{CP}$ , onde  $G_{CP}$  será assumido como o valor de  $\dot{m}$  na temperatura do corpo do compressor analisada, dividido pelo valor de  $\dot{m}$  na temperatura padrão.
3. Através da tabela montada no item 2, ajusta-se uma função  $G_{CP}$  dependente da temperatura do corpo do compressor.

Os coeficientes da Equação 2.3 estão apresentados a seguir.

$A_1 = 3,2858$   
 $A_2 = -0,0914366$   
 $A_3 = 0,001215$

**A.4 - Coeficientes da Equação 2.4**

A obtenção do fator de correção para o consumo de energia do compressor em função da temperatura do corpo do compressor é feita seguindo-se o procedimento indicado no item A.3.

Os coeficientes da Equação 2.4 estão apresentados a seguir.

$$A_1 = 5,2642$$

$$A_2 = -0,1743$$

$$A_3 = 0,0023595$$

**A.5 - Coeficientes da Equação 2.5**

$$A_1 = -24,1618$$

$$A_2 = 1,62349$$

$$A_3 = -0,00706214$$

**A.6 - Coeficientes da Equação 2.6**

$$A_1 = 0,11763$$

$$A_2 = 0,00472064$$

$$A_3 = 5,622143E-005$$

**A.7 - Coeficientes da Equação 2.7**

$$A1 = -0,1706599439125E+02$$

$$A2 = 0,6653615409621E+00$$

$$A3 = -0,6316086396073E-02$$

$$A4 = -0,5512036233320E+01$$

$$A5 = 0,2062640501328E+00$$

$$A6 = -0,1907296879699E-02$$

$$A7 = -0,5258925564312E+00$$

$$A8 = 0,1949090978999E-01$$

$$A9 = -0,1788037287829E-03$$

$$A10 = -0,1951689791591E-01$$

$$A11 = 0,7187092700273E-03$$

$$A12 = -0,6545633641587E-05$$

$$A13 = -0,2505295938179E-03$$

$$A14 = 0,9173249516720E-05$$

$$A15 = -0,8294648614056E-07$$

**A.8 - Coeficientes da Equação 2.8**

$$A1 = -0,2082134065533E+01$$

$$A2 = 0,3982019399443E+00$$

$$A3 = -0,3070518142523E-02$$

$$\begin{aligned}A4 &= -0,9062463037960E+00 \\A5 &= 0,2931676635182E-01 \\A6 &= -0,3279787043168E-03\end{aligned}$$

***A.9 - Coeficientes da Equação 2.9***

$$\begin{aligned}A1 &= -0,5960960432749E+02 \\A2 &= 0,2931627988979E+01 \\A3 &= -0,2356046405931E-01 \\A4 &= -0,9292970026748E+01 \\A5 &= 0,3070488724973E+00 \\A6 &= -0,2859022353544E-02 \\A7 &= -0,2416374268531E+00 \\A8 &= 0,8581897448040E-02 \\A9 &= -0,8255808312893E-04\end{aligned}$$

***A.10 - Coeficientes da Equação 2.10***

A obtenção do fator de correção para a elevação de temperatura na sucção em função da temperatura do corpo do compressor é feita seguindo-se o procedimento indicado no item A.3.

Os coeficientes da Equação 2.10 estão apresentados a seguir.

$$\begin{aligned}A_1 &= 0,493765 \\A_2 &= 0,00898993\end{aligned}$$

***A.11 - Coeficientes da Equação 2.11***

A obtenção do fator de correção para a queda de temperatura na descarga em função da temperatura do corpo do compressor é feita seguindo-se o procedimento indicado no item A.3.

Os coeficientes da Equação 2.11 estão apresentados a seguir.

$$\begin{aligned}A_1 &= 1,10515 \\A_2 &= -0,00188869\end{aligned}$$

***A.12 - Coeficientes da Equação 2.26***

$$\begin{aligned}A_1 &= 31,7763 \\A_2 &= 1,43716\end{aligned}$$

## **DETERMINAÇÃO DO EXPOENTE POLITRÓPICO**

A determinação do expoente politrópico é feita através dos dados obtidos em calorímetro. Como em todos os testes foram determinadas as temperaturas e pressões nas câmaras de sucção e descarga, seu valor foi determinado diretamente através da equação B.1 (vale lembrar que o volume específico é função da temperatura e pressão do refrigerante).

$$P_{SUC} v_{SUC}^n = P_{DES} v_{DES}^n \quad (B.1)$$

O valor médio do expoente politrópico obtido através dos vários testes e da Equação B.1 é de 1,011. Este valor é bastante próximo do valor associado com uma compressão isotérmica, embora este não seja o caso. Associa-se isto ao fato das medições de pressão e temperatura terem sido realizadas na câmara de sucção e descarga e não no interior do cilindro do compressor. Este valor de expoente politrópico será utilizado nas Equações 2.23, 2.24 e 2.25.

Outra relação utilizada para o cálculo do expoente politrópico foi obtida através da substituição da Equação de estado dos gases perfeitos na Equação B.1, resultando na Equação B.2.

$$\frac{T_{DES}}{T_{SUC}} = \left( \frac{P_{DES}}{P_{SUC}} \right)^{(n-1)/n} \quad (B.2)$$

O valor médio do expoente politrópico obtido através dos vários testes de calorímetro e da Equação B.2 é de 1,059. Por ser a Equação B.2 a mesma utilizada no cálculo da temperatura na câmara de descarga, este valor de expoente politrópico será utilizado na Equação 2.16.

A diferença entre os valores de expoente politrópico quando calculado pelas Equações B.1 e B.2 deve-se ao fato de que nesta última a compressibilidade do refrigerante é desconsiderada.

**COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO COMPRESSOR PARA O AMBIENTE**

**C.1- Assumindo o compressor como um cilindro**

No caso do compressor ser modelado como um cilindro vertical, existem três superfícies que trocam calor: região superior, região lateral e região inferior. Neste caso, o diâmetro do cilindro é grande, sendo muito maior que a espessura da camada limite térmica, portanto, a curvatura do cilindro não altera o mecanismo de transferência de calor.

**Região Lateral**

Para a região lateral será utilizada a correlação para placa plana vertical proposta por Churchill e Chu (1975), Equação C.1.

$$h = \frac{k}{H_c} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_{Hc}^{1/6}}{\left[ 1 + \left[ \frac{0,492}{Pr} \right]^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (C.1)$$

**Região Inferior**

Para a região inferior será utilizada a correlação para placa plana horizontal com superfície quente voltada para baixo proposta por McAdams (1954), Equação C.2.

$$h = \frac{k}{L} (0,27 Ra_L^{1/4}) \quad 10^5 < Ra_L < 10^{10} \quad (C.2)$$

$$L = \frac{D}{4} \quad (C.3)$$

**Região Superior**

Para a região superior será utilizada a correlação para placa plana horizontal com superfície quente voltada para cima proposta por McAdams (1954), Equação C.4 ou C.5.

$$h = \frac{k}{L} (0,54 Ra_L^{1/4}) \quad 10^4 < Ra_L < 10^7 \quad (C.4)$$

$$h = \frac{k}{L} (0,15 Ra_L^{1/3}) \quad 10^7 < Ra_L < 10^9 \quad (C.5)$$

Os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção calculados pelas correlações anteriores, devem ser adicionados ao coeficiente de transferência de calor por radiação linearizado, calculado através da Equação C.6. Nesta equação é assumido que as superfícies que trocam calor com a superfície do compressor estão na temperatura ambiente.

$$h_{rad} = \sigma \varepsilon (T_{CP} + T_{amb}) (T_{CP}^2 + T_{amb}^2) \quad (C.6)$$

**C.2- Assumindo o compressor como uma esfera**

No caso do compressor ser modelado com uma esfera, será utilizada a correlação de Churchill (1983), Equação C.7.

$$h = \frac{k}{D_{cp}} \left[ 2 + \left( \frac{0,589 Ra_{Dcp}^{0,25}}{\left( 1 + (0,469 / Pr)^{0,5625} \right)^{0,4444}} \right) \right] \quad \begin{cases} Ra_{Dcp} \leq 10^{11} \\ Pr \geq 0,7 \end{cases} \quad (C.7)$$

Também, neste caso, deve-se adicionar os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação.

O número de Rayleigh em todos os casos é determinado através da Equação C.8.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{CP} - T_{amb})L^3}{\nu^2} Pr \quad (C.8)$$

Vale ressaltar que na simulação global do compressor, os parâmetros calculados mostraram-se pouco sensíveis ao coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa da carcaça e o ambiente.

A escolha por assumir o compressor como uma esfera ou como um cilindro será feita após a realização dos testes experimentais, sendo citada no Capítulo 10.

## ***METODOLOGIA DE SOLUÇÃO DA LINHA DE DESCARGA E DAS REGIÕES SUPERAQUECIDA E SUB-RESFRIADA DO CONDENSADOR***

Os fluxogramas apresentados na Figuras D.1, D.2 e D.3 mostram respectivamente a seqüência completa de cálculos e iterações utilizada na solução da linha de descarga e das regiões superaquecida e sub-resfriada do condensador.

As Equações 3.4, 3.5, 3.6 e 3.7 utilizadas na solução da região bifásica, foram substituídas respectivamente pelas Equações D.1, D.2, D.3 e D.4. Os pontos 1, 2, 3, 4 e 5 que aparecem nas Equações D.4, referem-se aos apresentados na Figura 3.2 e as correlações para cálculo dos coeficientes de transferência de calor interno e externo estão apresentados no item 3.3.

Na região saturada, a temperatura do refrigerante é constante e igual a temperatura de saturação. Nas outras regiões, a temperatura do refrigerante é variável e, por este motivo, será considerada igual a média entre as temperaturas na entrada e na saída da região correspondente.

O comprimento total da linha de descarga é dividido em intervalos, de forma a reduzir a diferença entre as temperaturas de entrada e saída da região, o que minimiza o erro associado com o processo de média da temperatura interna.

Na região superaquecida, a diferença entre as temperaturas de entrada e saída é dividida em intervalos, de forma a minimizar o erro associado com o processo de média da temperatura interna.

As divisões em intervalos da linha de descarga e da região superaquecida não foi repetida na região subresfriada, pois o grau de subresfriamento na saída do condensador, quando existe, é sempre muito pequeno.

$$T_{sild} = T_r - \frac{q_{ld}}{h_{iclf} A_{ild}} \quad (D.1a)$$

$$T_{sic} = T_r - \frac{q_{sup}}{h_{iclf} A_{icsup}} \quad (D.1b)$$

$$T_{sic} = T_r - \frac{q_{sub}}{h_{iclf} A_{icsub}} \quad (D.1c)$$

$$T_{seld} = T_{sild} - \frac{q_{ld}}{\frac{\ln\left(\frac{r_{eld}}{r_{ild}}\right)}{2pL_{ld}k}} \quad (D.2a)$$

$$T_{sec} = T_{sic} - \frac{q_{sup}}{\frac{\ln\left(\frac{r_{ec}}{r_{ic}}\right)}{2pL_{sup}k}} \quad (D.2b)$$

$$T_{sec} = T_{sic} - \frac{q_{sub}}{\frac{\ln\left(\frac{r_{ec}}{r_{ic}}\right)}{2pL_{sub}k}} \quad (D.2c)$$

$$T_{amb} = T_{seld} - \frac{q_{ld}}{h_{eld}A_{eld}} \quad (D.3a)$$

$$T_{amb} = T_{sec} - \frac{q_{sup}}{h_{ecal}A_{ecsup}} \quad (D.3b)$$

$$T_{amb} = T_{sec} - \frac{q_{sub}}{h_{ecal}A_{ecsub}} \quad (D.3c)$$

$$q_{ld} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (D.4a)$$

$$q_{sup} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (D.4b)$$

$$q_{sub} = \dot{m}(h_4 - h_5) \quad (D.4c)$$

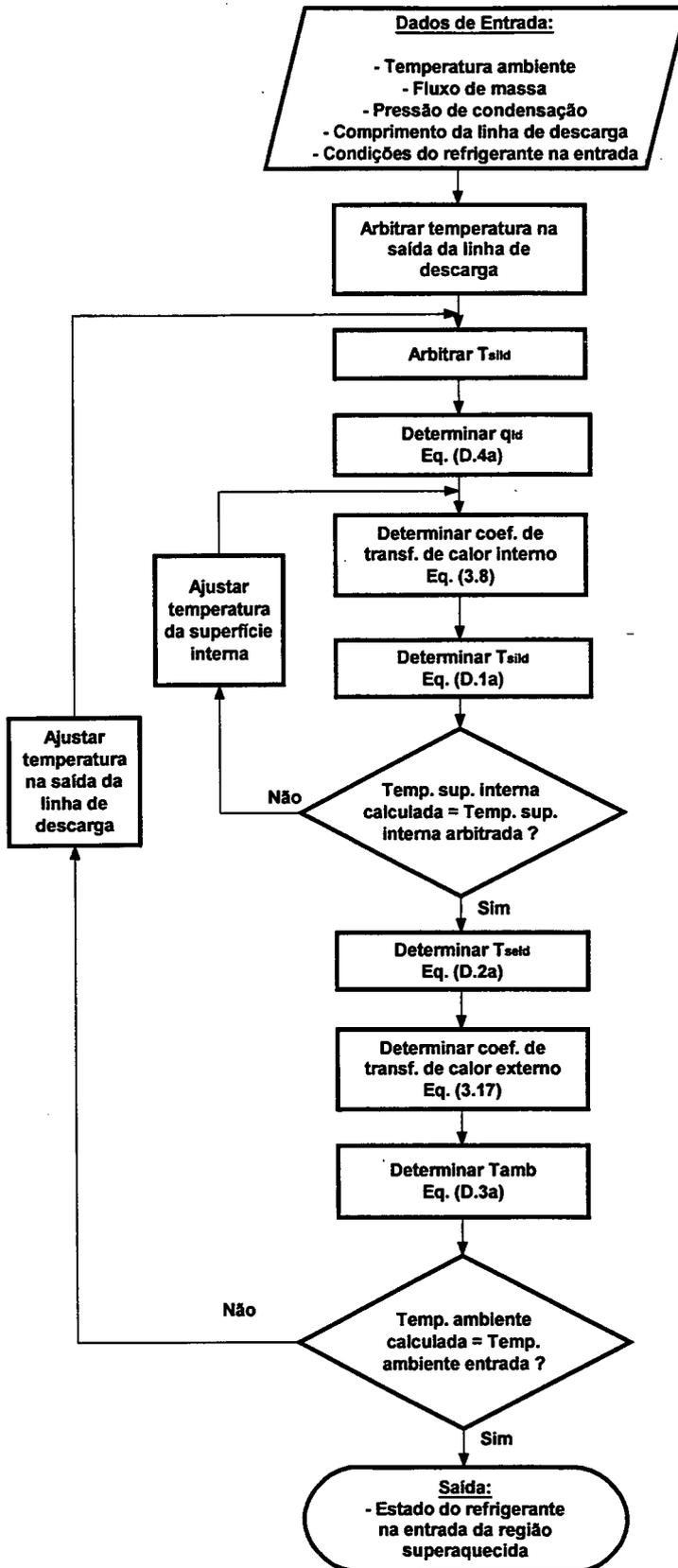


Fig. D.1 - Fluxograma da linha de descarga

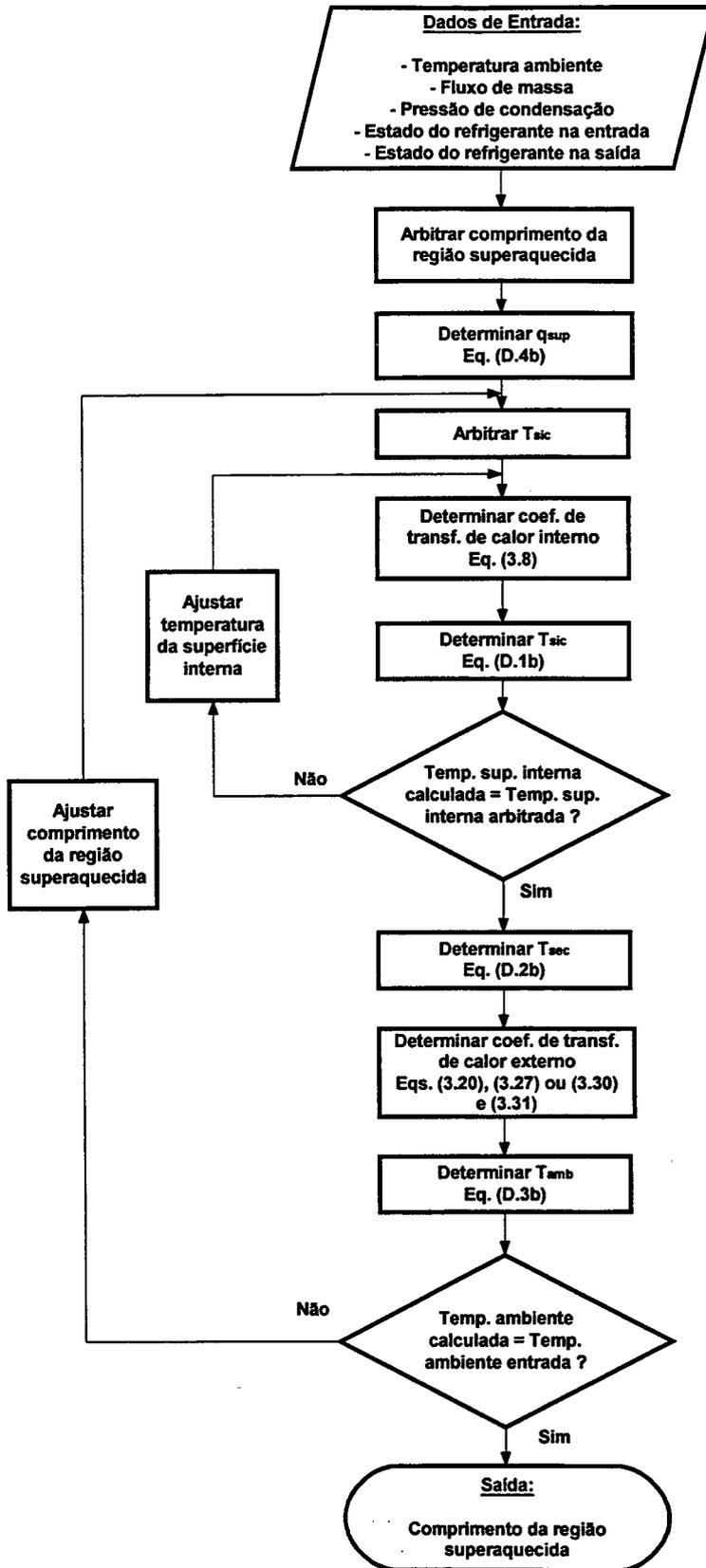


Fig. D.2 - Fluxograma da região superaquecida do condensador

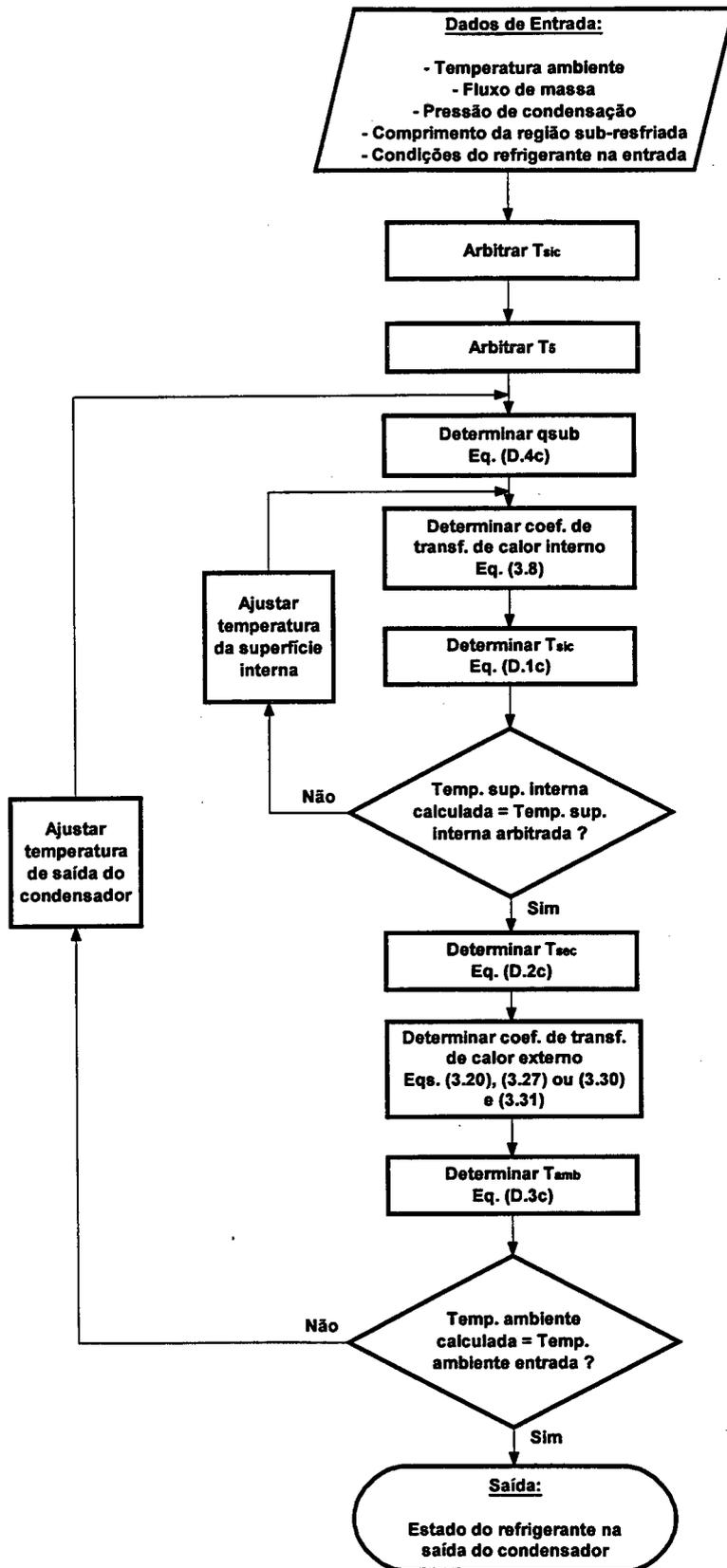


Fig. D.3 - Fluxograma da região sub-resfriada do condensador

## **PROCESSO DE MEDIÇÃO DO DIÂMETRO INTERNO DO TUBO CAPILAR**

### ***E.1 - Confeção das amostras***

A confeção das amostras foi realizada na EMBRACO, e consistiu no embutimento de pedaços do tubo capilar numa resina “epóxi”, que também é introduzida no interior dos tubos. Em seguida, as matrizes de resina foram lixadas até que as seções transversais dos tubos ficassem à mostra. A deformação das bordas dos pedaços de tubo foi minimizada devido à introdução de resina no seu interior.

### ***E.2 - Medição das amostras***

A medição das amostras foi realizada no Laboratório de Materiais (LABMAT) da Universidade Federal de Santa Catarina, utilizando-se um Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV).

### ***E.3 - Valores medidos***

Através da utilização do MEV, pôde-se determinar a área interna das amostras de tubo capilar e conseqüentemente seus respectivos diâmetros (ver Equação E.1). Além da área, o MEV mediu diretamente o diâmetro interno do tubo capilar, fornecendo um valor médio. A Tabela E.1 apresenta os valores de área e diâmetro fornecidos pelo MEV ( $A_{MEV}$ ,  $D_{MEV}$ ), bem como o valor do diâmetro equivalente de cada amostra, obtido através da Equação E.1.

$$D_{EQ} = \sqrt{\frac{4A_{MEV}}{\pi}} \quad (E.1)$$

Vale ressaltar que o diâmetro nominal do tubo capilar medido é de 0,6 mm.

### ***E.4 - Tratamento estatístico dos dados***

Na Tabela E.2 estão apresentados os valores da média das medidas, desvio padrão e máxima diferença absoluta entre uma medida e a média, que são respectivamente calculados a partir das Equações E.2, E.3 e E.4.

Tabela E.1 - Valores de  $A_{MEV}$ ,  $D_{MEV}$ ,  $D_{EQ}$

Amostra	$A_{MEV}$ (mm <sup>2</sup> )	$D_{MEV}$ (mm)	$D_{EQ}$ (mm)
1.1	0,357024	0,68273	0,67422
1.2	0,354995	0,68081	0,67231
1.3	0,358991	0,68259	0,67608
1.4	0,358909	0,68224	0,67600
2.1	0,351287	0,67330	0,66879
2.2	0,355859	0,67720	0,67312
2.3	0,349978	0,67155	0,66754
2.4	0,365942	0,68744	0,68259

$$MM = \frac{\sum M_i}{n} \tag{E.2}$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum |M_i - MM|^2}{(n-1)}} \tag{E.3}$$

$$\Delta M_{max} = \max |M_i - MM| \tag{E.4}$$

onde:

DP = desvio padrão

$M_i$  = "i"-ésimo valor medido

MM = Média das "n" medidas

$\Delta M_{max}$  = máxima diferença absoluta entre uma medida e a média

n = número de medidas

Tabela E.2 - Média, desvio padrão e máxima diferença absoluta entre uma medida e a média

	$A_{MEV}$	$D_{MEV}$	$D_{EQ}$
MM (mm)	0,356623	0,67973	0,67383
DP (mm)	0,004981	0,00533	0,00470
$\Delta M_{max}$ (mm)	0,009319	0,00643	0,00876

### E.5 - Incerteza de medição

A incerteza de medição será tomada como o máximo valor absoluto da diferença de cada amostra e a média das medidas, como mostrado na Equação E.5. A incerteza de medição relacionada ao MEV foi desconsiderada devido ao seu reduzido valor.

$$I_m = \pm \Delta M_{max} \tag{E.5}$$

**E.6 - Fotos dos tubos capilares**

As Figuras E.1 a E.8 apresentam fotos dos perfis das áreas internas das amostras do tubos capilares.

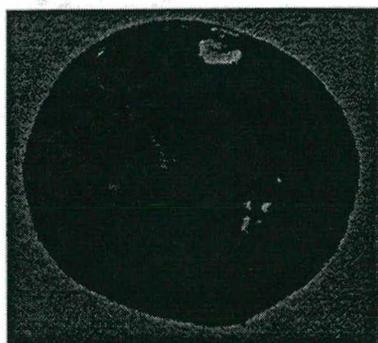


Figura E.1 - Amostra 1.1

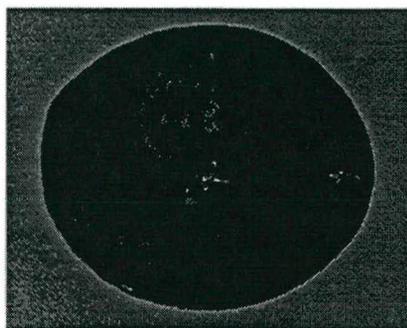


Figura E.5 - Amostra 2.1

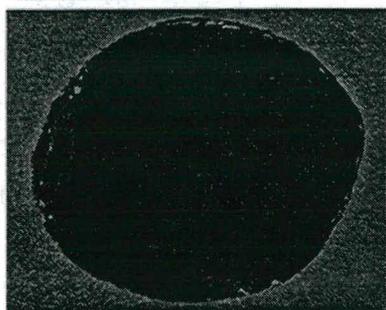


Figura E.2 - Amostra 1.2

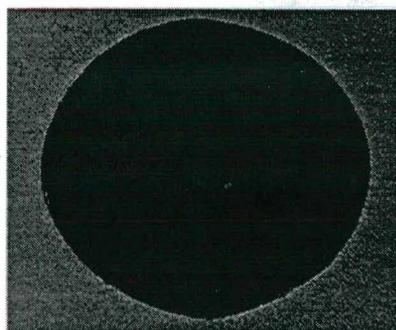


Figura E.6 - Amostra 2.2

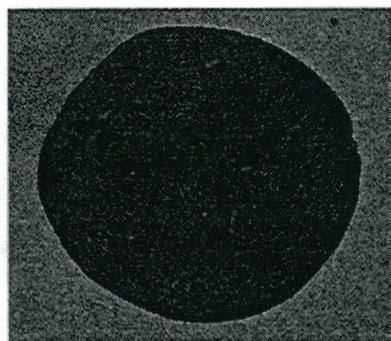


Figura E.3 - Amostra 1.3

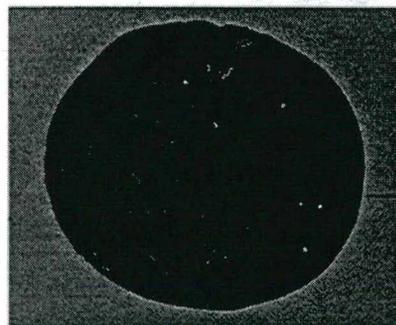


Figura E.7 - Amostra 2.3

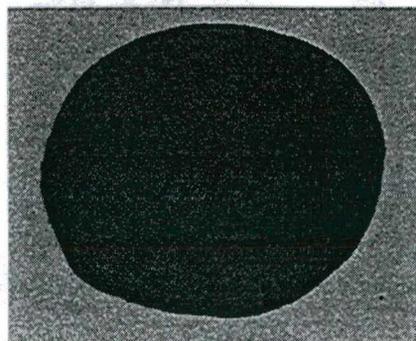


Figura E.4 - Amostra 1.4

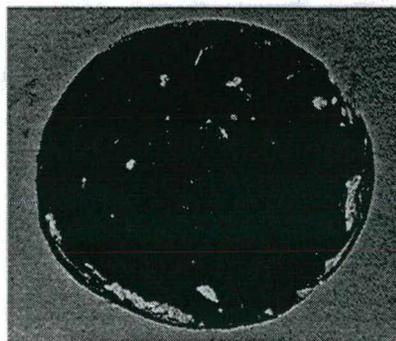


Figura E.8 - Amostra 2.4

**VARIAÇÃO DO FLUXO DE MASSA, TEMPERATURA NA SAÍDA DO TROCADOR E TÍTULO NA SAÍDA DO CAPILAR EM FUNÇÃO DAS VARIÁVEIS DE ENTRADA**

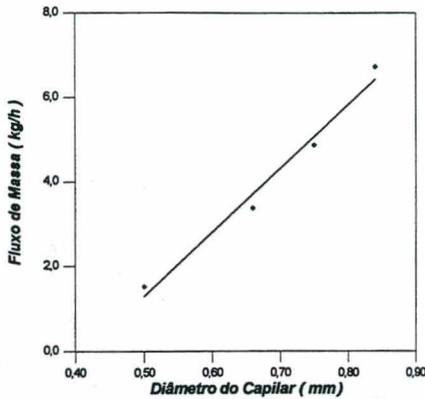


Figura F.1 - Fluxo de massa em função do diâmetro interno do capilar

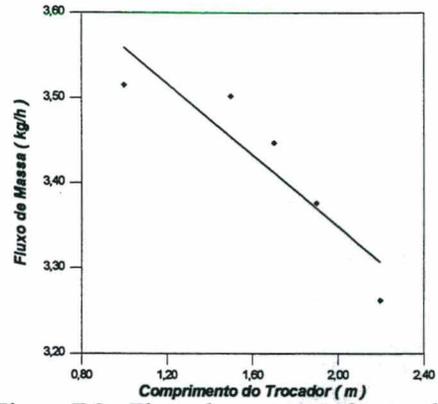


Figura F.2 - Fluxo de massa em função do comprimento do trocador

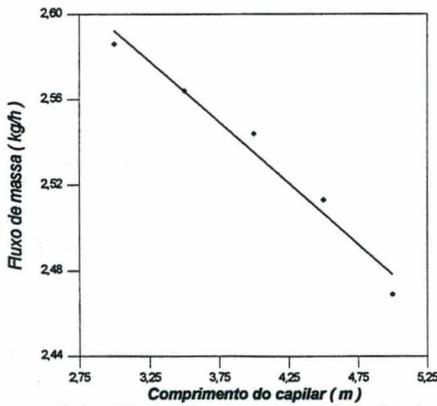


Figura F.3 - Fluxo de massa em função do comprimento do capilar

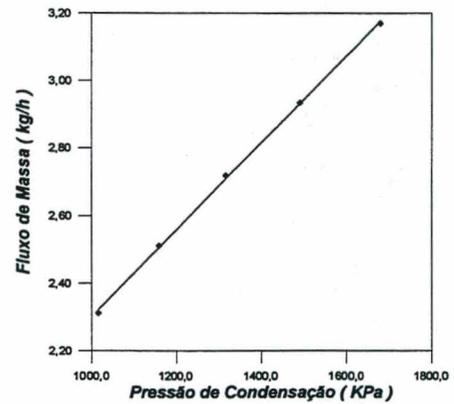


Figura F.4 - Fluxo de massa em função da pressão de condensação

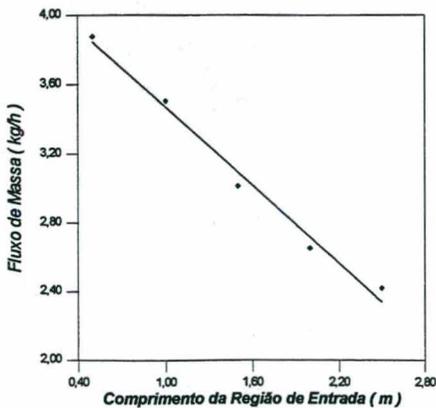


Figura F.5 - Fluxo de massa em função do comprimento da região de entrada

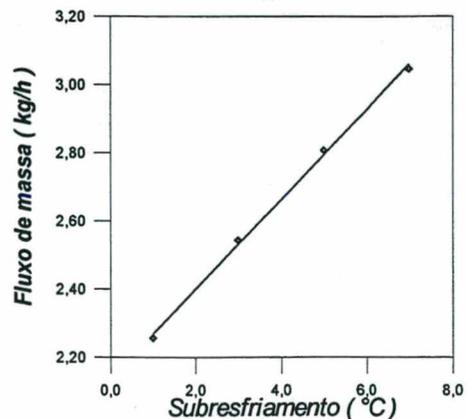


Figura F.6 - Fluxo de massa em função do grau

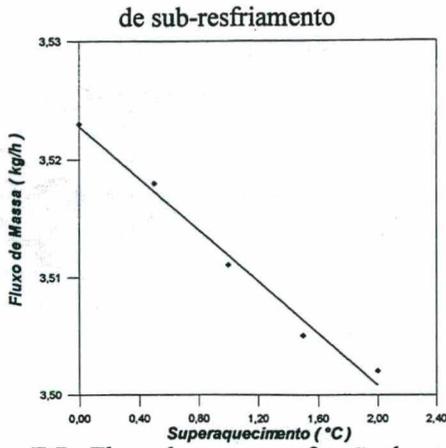


Figura F.7 - Fluxo de massa em função do grau de superaquecimento

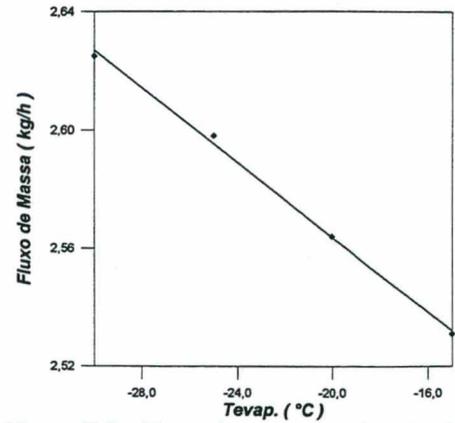


Figura F.8 - Fluxo de massa em função da temperatura de evaporação

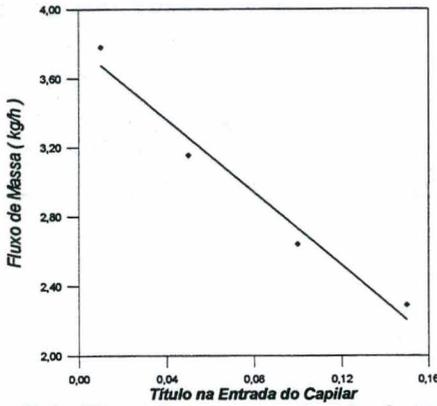


Figura F.9 - Fluxo de massa em função do título na entrada do capilar

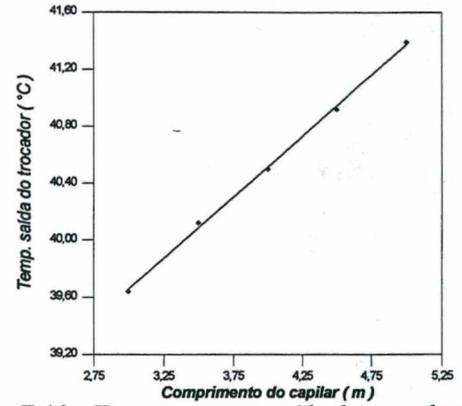


Figura F.10 - Temperatura na saída do trocador em função do comprimento do capilar

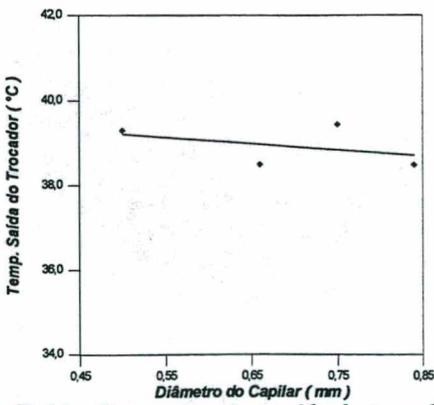


Figura F.11 - Temperatura na saída do trocador em função do diâmetro interno do capilar

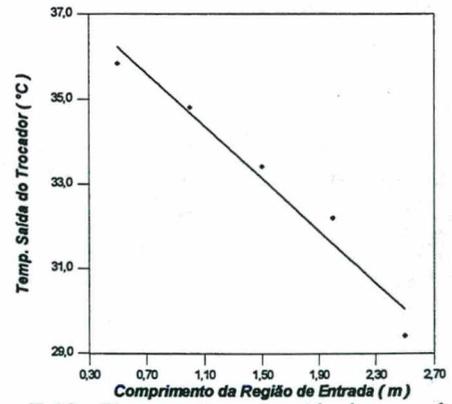


Figura F.12 - Temperatura na saída do trocador em função do comprimento da região de entrada

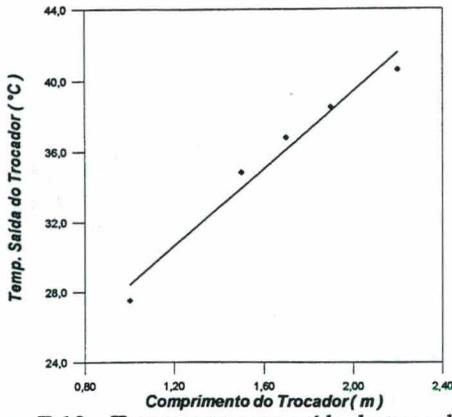


Figura - F.13 - Temperatura na saída do trocador em função do comprimento do trocador

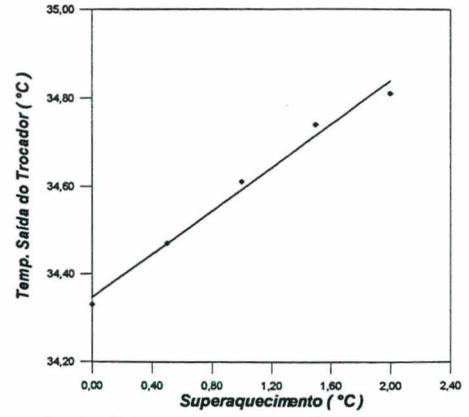


Figura F.14 - Temperatura na saída do trocador em função do grau de superaquecimento

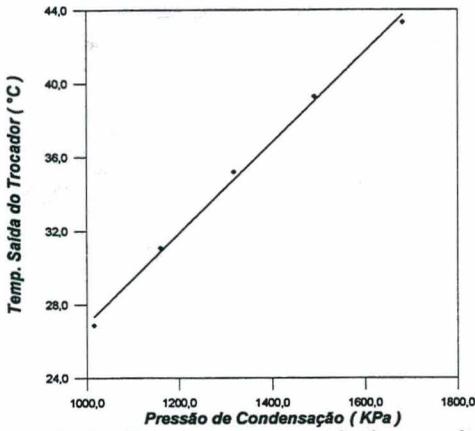


Figura - F.15 - Temperatura na saída do trocador em função da pressão de condensação

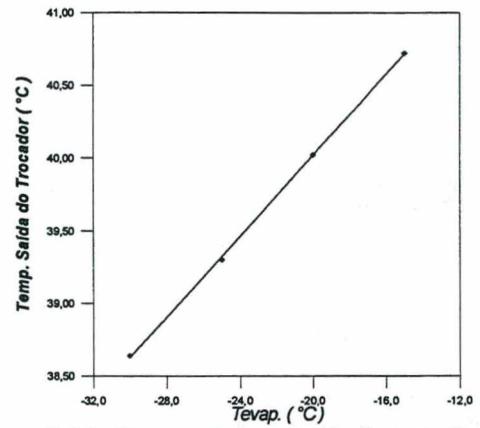


Figura F.16 - Temperatura na saída do trocador em função da temperatura de evaporação

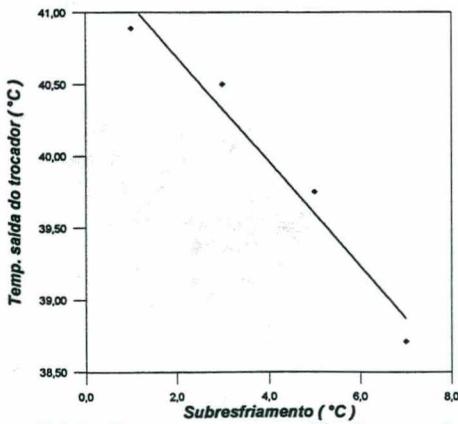


Figura F.17 - Temperatura na saída do trocador em função do grau de sub-resfriamento

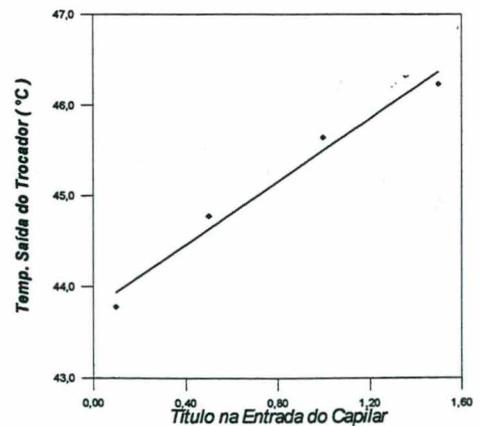


Figura F.18 - Temperatura na saída do trocador em função do título na entrada do capilar

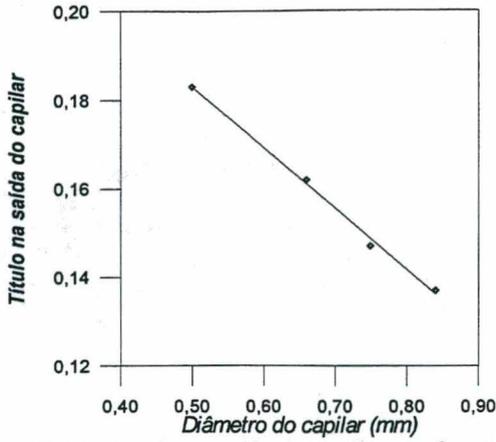


Figura F.19 - Título na saída do capilar em função do diâmetro interno do capilar

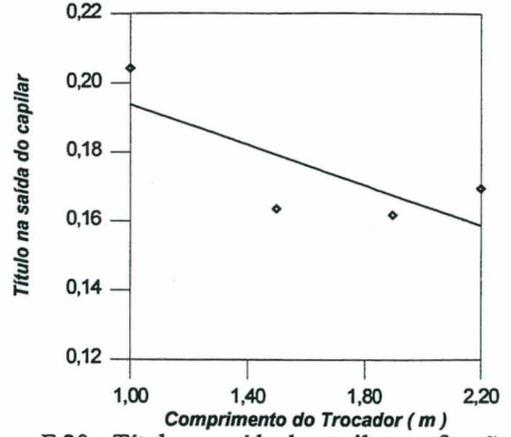


Figura F.20 - Título na saída do capilar em função do comprimento do trocador

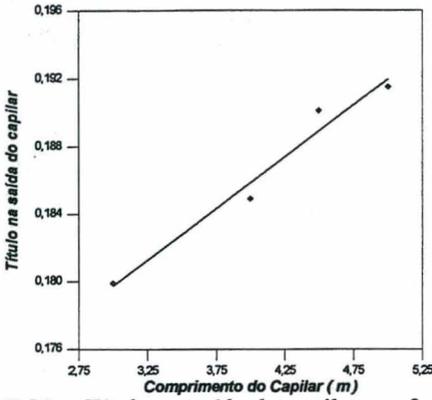


Figura F.21 - Título na saída do capilar em função do comprimento do capilar

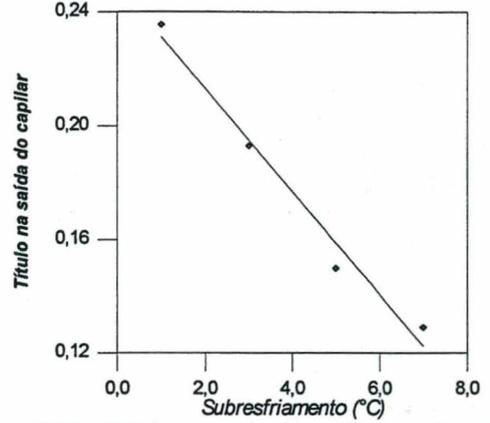


Figura F.22 - Título na saída do capilar em função do grau de sub-resfriamento

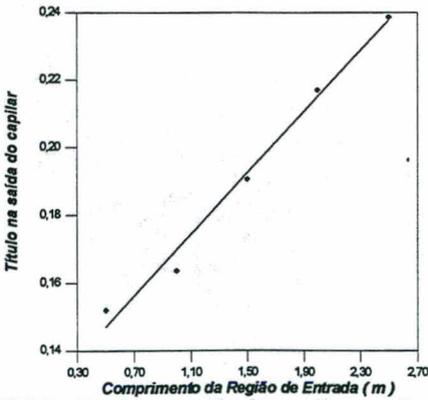


Figura F.23 - Título na saída do capilar em função do comprimento da região de entrada

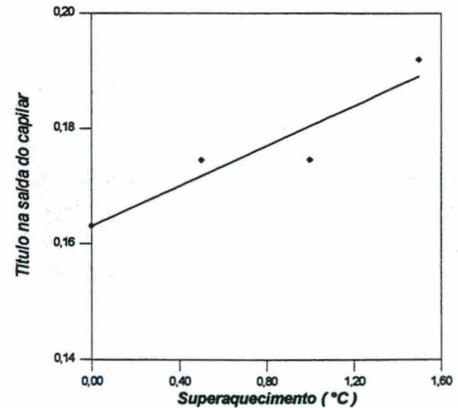


Figura F.24 - Título na saída do capilar em função do grau de superaquecimento

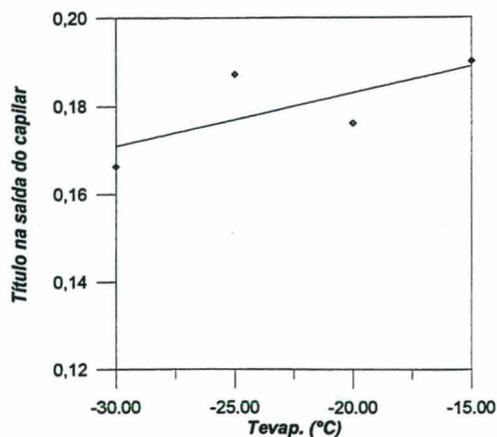


Figura F.25 - Título na saída do capilar em função da temperatura de evaporação

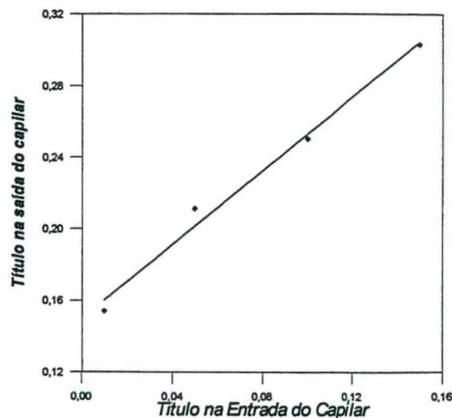


Figura F.26 - Título na saída do capilar em função do título na entrada do capilar

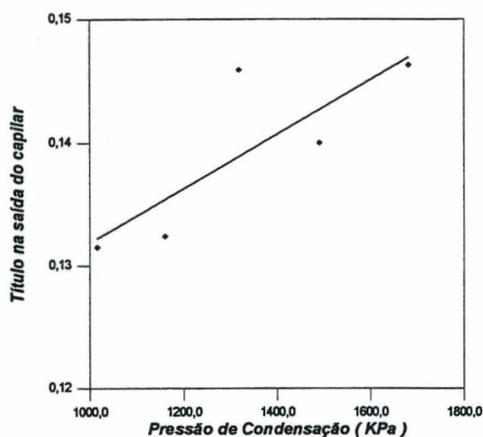


Figura F.27 - Título na saída do capilar em função da pressão de condensação

**VARIAÇÕES DE UA AO LONGO DO PERÍODO DE AQUISIÇÃO DE DADOS**

**Temperatura ambiente de 18 °C**

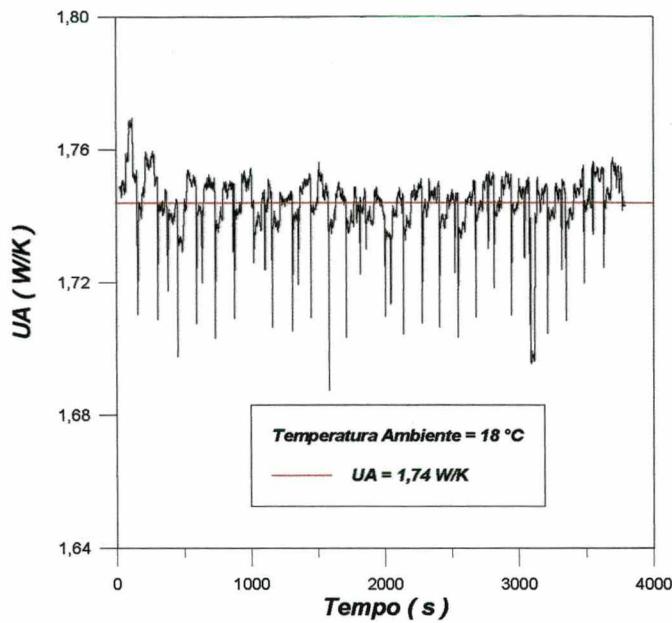


Figura G.1 - UA em função do tempo para temperatura ambiente de 18 °C

**Temperatura ambiente de 25 °C**

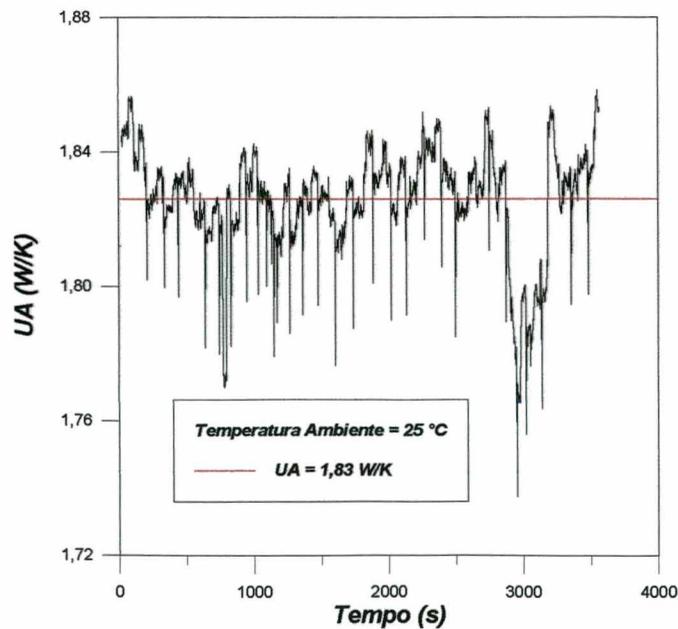


Figura G.2 - UA em função do tempo para temperatura ambiente de 25 °C

**Temperatura ambiente de 32 °C**

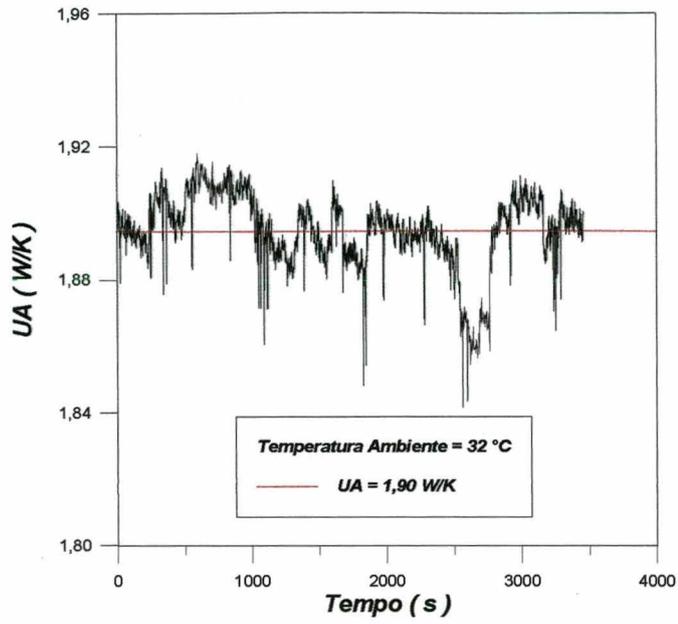


Figura G.3 - UA em função do tempo para temperatura ambiente de 32 °C

**DETERMINAÇÃO DOS VOLUMES INTERNOS DO COMPRESSOR, EVAPORADOR E FILTRO SECADOR**

**H.1 - Volume interno do compressor**

Para a determinação do volume interno do compressor, este foi primeiramente retirado do sistema. Em seguida, retirou-se o óleo lubrificante e procedeu-se uma lavação interna com CFC-11. O compressor foi então evacuado e carregado com uma massa conhecida de HFC-134a e posteriormente colocado no interior da câmara de testes com temperatura controlada. A pressão e a temperatura do refrigerante no interior do compressor foram monitorados através de um transdutor de pressão da marca HBM, modelo P3MB, com faixa de operação de 0 a 20 *bar* e precisão de +/- 0,02 *bar* e três termopares tipo T fixados na carcaça do compressor, com precisão de +/- 0,2 °C. Vale ressaltar que assumiu-se a temperatura do refrigerante como sendo igual a média das temperaturas superficiais do compressor.

Através da massa de refrigerante, pressão e temperatura, determinou-se o volume interno do compressor através da Equação H.1.

$$V = \frac{m_r}{\rho(P, T)} \tag{H.1}$$

A Tabela H.1 apresenta um resumo das medições, que foram realizadas em duas temperaturas diferentes.

Tabela H.1 - Volume interno do compressor

massa (g)	60,68	60,68
Temperatura (°C)	41,9	51,9
Pressão (bar)	6,8	7,2
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	29,82	30,62
Volume (l)	2,03	1,98

O volume interno do compressor foi assumido como sendo a média dos dois valores obtidos, ou seja, 2,00 l.

### H.2 - Volume interno do evaporador

Por motivos práticos, o evaporador foi isolado do sistema juntamente com o tubo capilar e a linha de sucção. No restante, seguiram-se os mesmos procedimentos adotados na determinação do volume interno do compressor. A Tabela H.2 apresenta um resumo das duas medições realizadas.

Tabela H.2 -Volume interno do evaporador

massa (g)	6,05	6,05
Temperatura (°C)	41,8	51,7
Pressão (bar)	7,5	8,0
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	33,5	34,6
Volume (l)	0,18	0,17

O valor do volume interno do evaporador foi assumido como sendo a média dos dois valores obtidos, subtraída dos volumes de refrigerante na linha de sucção e no tubo capilar, determinados a partir de seus comprimentos e diâmetros internos. O valor resultante foi de 0,14 l.

### H.3 - Volume interno do filtro secador

Inicialmente o filtro secador foi retirado do sistema. Após a retirada da sílica este foi preenchido com água e pesado. Este processo foi repetido por cinco vezes. A massa de água e o volume interno obtido através da Equação H.1 estão apresentados na Tabela H.3. Vale ressaltar que a densidade da água foi medida através de um densímetro, apresentando valor de 969 kg/m<sup>3</sup>.

O volume interno do filtro secador foi obtido através da média dos valores apresentados na Tabela H.3, subtraindo-se o volume ocupado pela sílica que pesou 9,02 g e possui uma densidade de 2330 kg/m<sup>3</sup> (Incropera and De Witt (1990)). O valor resultante foi de 0,011 l.

Tabela H.3 - Volume interno do filtro secador

<b>massa (g)</b>	<b>Volume (l)</b>
14,84	0,015
14,71	0,015
15,09	0,016
15,00	0,015
14,53	0,015

## ***DIÂMETRO INTERNO EQUIVALENTE DO EVAPORADOR***

Uma forma de determinar o diâmetro interno equivalente dos canais do evaporador consiste na utilização da Equação I.1, que considera a seção transversal dos canais como sendo circular. A área superficial interna dos canais é fornecida pelo fabricante ( $0,153 \text{ m}^2$ ) e o volume interno foi determinado experimentalmente (ver Apêndice H). Através desta equação, o diâmetro interno equivalente resultante assume o valor de  $4,7 \text{ mm}$ .

$$D_{evap} = \frac{4V_{evap}}{A_{evap}} \quad (I.1)$$

Pode-se observar que a placa do evaporador é formada por regiões, como por exemplo o acumulador de líquido, que dificulta a aceitação incondicional da hipótese de seção transversal uniforme e circular.

**PERDA DE CARGA NO EVAPORADOR EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO EQUIVALENTE**

As Figuras J.1 e J.2 apresentam respectivamente as perdas de carga no evaporador em função do diâmetro equivalente e as correspondentes variações na temperatura de saturação para uma temperatura ambiente de 43 °C. Vale ressaltar, para efeito de comparação, que a perda de carga no condensador para a mesma condição é de 0,017 bar, ocasionando uma variação de 0,05 °C na temperatura de saturação.

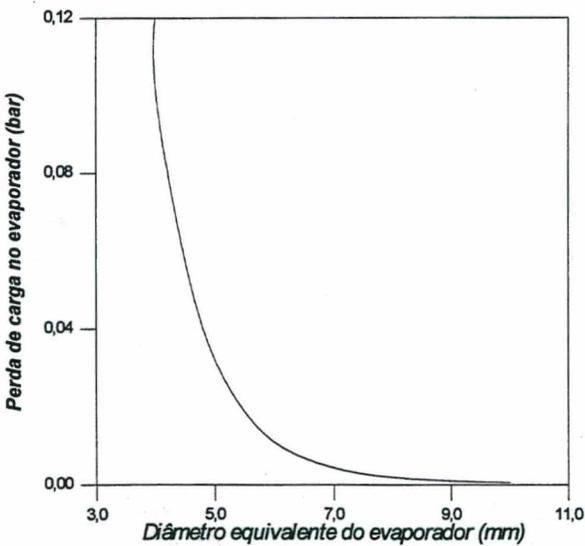


Figura J.1 - Perda de carga no evaporador em função do diâmetro equivalente do evaporador

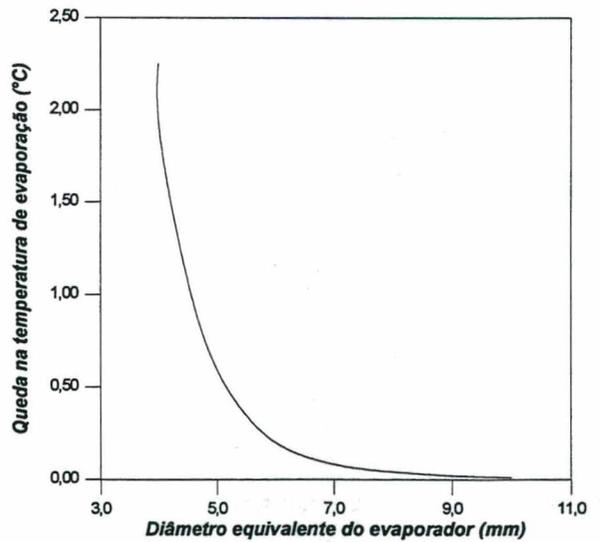


Figura J.2 - Queda na temperatura de evaporação em função do diâmetro equivalente do evaporador

**GEOMETRIA ORIGINAL DO REFRIGERADOR**

***K.1 - Compressor***

Fabricante: EMBRACO S.A.

Modelo: EM 30 HNR

Volume do cilindro: 3,01  $cm^3$

***K.2 - Linha de descarga***

Comprimento: 1,50 *m*

Diâmetro interno: 3,34 *mm*

Diâmetro externo: 4,76 *mm*

***K.3 - Condensador***

Altura do condensador: 84 *cm*

Largura do condensador: 47 *cm*

Comprimento de tubo: 7,50 *m*

Número de passes da serpentina: 15

Espaçamento entre os tubos: 56 *mm*

Número de aletas: 104

Diâmetro das aletas: 1,5 *mm*

Comprimento das aletas: 85,5 *cm*

***K.4 - Trocador de calor tubo capilar-linha de sucção***

Comprimento do tubo capilar: 4,5 m  
Diâmetro interno do tubo capilar: 0,674 mm  
Diâmetro externo do tubo capilar: 2,10 mm  
Comprimento do trocador de calor: 1,945 m  
Comprimento da região de entrada: 2,555 m  
Diâmetro interno da linha de sucção: 4,80 mm  
Diâmetro externo da linha de sucção: 6,12 mm

***K.5 - Evaporador***

Altura do evaporador: 48,2 cm  
Largura do evaporador: 30,2 cm

***K.6 - Linha de sucção***

Comprimento: 29,0 cm  
Diâmetro interno: 4,80 mm  
Diâmetro externo: 6,12 mm

***K.7 - Gabinete***

Altura externa: 1,435 m  
Altura interna: 1,343 m  
Largura externa: 0,510 m  
Largura interna: 0,476 m

Profundidade externa: 0,473 *m*

Profundidade interna: 0,400 *m*

Espessura média do isolamento:

região superior: 37,4 *mm*

região lateral: 36,4 *mm*

região posterior: 47,0 *mm*

região inferior: 39,0 *mm*

região da porta: 47,0 *mm*

Condutividade térmica do isolamento:

região superior: 0,020 *W/mK*

região lateral: 0,020 *W/mK*

região posterior: 0,020 *W/mK*

região inferior: 0,020 *W/mK*

região da porta: 0,021 *W/mK*