

# AVALIAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO



Eng.º Marcelo Rogério Ianella



Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

São Carlos  
1998

Class.	TESE-EESC
Out.	2742
Tombo	0012109

31100006913

S/S 1003665

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento  
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

Ianella, Marcelo Rogério  
Illa Avaliação teórico-experimental de um sistema de  
ar condicionado automotivo / Marcelo Rogério  
Ianella. -- São Carlos, 1998.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia  
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1998.  
Área: Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo.

1. Automóveis. 2. Ar condicionado. 3. Sistemas  
frigoríficos. 4. Ensaios. 5. Simulação. I. Título.

## FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **MARCELO ROGÉRIO IANELLA**

Dissertação defendida e aprovada em 30.10.1998  
pela Comissão Julgadora:



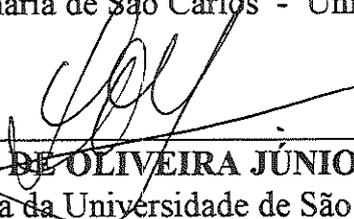
---

Prof. Dr. **JOSÉ MARIA SAIZ JABARDO (Orientador)**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



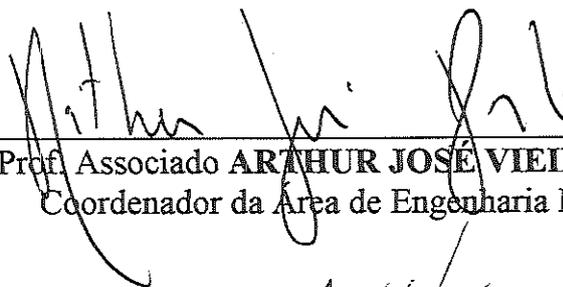
---

Prof. Tit. **WOODROW NELSON LOPES ROMA**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



---

Prof. Dr. **SILVIO DE OLIVEIRA JÚNIOR**  
(Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - EPUSP)



---

Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**  
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



---

**JOSÉ CARLOS A. CINTRA**  
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

Dedico este trabalho às pessoas sempre presentes em minha vida, meus pais, Elpídio e Maria, pelo amor, incentivo e permanente dedicação.

## *Agradecimentos*

Ao professor José Maria Saiz Jabardo, pela excelente orientação proporcionada durante a elaboração deste trabalho, pela constante preocupação e por sua amizade.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pela bolsa de estudos concedida.

À empresa *Talleres Electro Auto S.A.* (Madrid, Espanha), pela doação do equipamento e pelo suporte financeiro oferecido.

A Williams Gonzales Mamani e Elton Ferreira Higino de Cuba pela colaboração no desenvolvimento deste trabalho e pela sincera amizade.

Aos técnicos José Roberto Bogni e Roberto Carlos Pratavieira pelo auxílio dispensado na montagem da bancada experimental e pela amizade.

Às minhas irmãs, Márcia e Cláudia, que sempre me apoiaram e incentivaram.

A Suzana Okubo, pela atenção e carinho dedicados e pelo incentivo.

Aos companheiros de trabalho, Artur Augusto Morais Jarhmann, Carlos Umberto da Silva Lima, Enio Pedone Bandarra Filho, Gherhardt Ribatski, João Zoghbi Filho, Luben Cabezas Gomes, Richard Garcia Alves de Mello, Samuel Freire de Barros e Sidnei José de Oliveira, pelo apoio, amizade e pelos momentos de descontração.

Aos amigos Sandro, Fernando, Flávio, Fábio, Ricardo, Júnior, Rodivaldo, Fabrício, Celso, Anderson, Lúcio, Paulo, Diego, Eduardo e Oscar, pela convivência e pelas enriquecedoras conversas.

Aos demais professores, funcionários e colegas do Departamento de Engenharia Mecânica, pela colaboração.

# Sumário

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	vi
LISTA DE SÍMBOLOS.....	vii
RESUMO.....	x
ABSTRACT.....	xi
<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 Considerações Gerais e Objetivos.....	1
<b>2. FUNDAMENTOS.....</b>	<b>5</b>
2.1 Introdução.....	5
2.2 O Ciclo Básico de Refrigeração por Compressão a Vapor.....	5
2.3 O Ciclo Real de Compressão a Vapor.....	7
2.4 O Sistema de Ar Condicionado Automotivo.....	9
2.4.1 Introdução.....	9
2.4.2 Refrigerantes e Lubrificantes.....	10
2.4.3 Condensador.....	12
2.4.4 Evaporador.....	16
2.4.5 Compressor.....	18
2.4.5.1 O Compressor "Wobbleplate".....	20
2.4.5.2 O Compressor de Deslocamento Continuamente Variável.....	21
2.4.6 Dispositivo de Expansão.....	25
2.5 Carga de Refrigerante.....	27
2.5.1 Efeito da Carga de Refrigerante.....	28
2.5.2 Determinação da Carga de Refrigerante.....	29
<b>3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>31</b>
3.1 Equipamento Ensaiado.....	31
3.1.1 Compressor.....	31
3.1.2 Condensador.....	32
3.1.3 Evaporador.....	32
3.1.4 Válvula de Expansão.....	32
3.1.5 Outros Componentes.....	32
3.2 Descrição da Bancada Experimental.....	33
3.3 Instrumentação.....	38
3.3.1 Temperatura.....	38
3.3.1.1 Lado do refrigerante.....	39
3.3.1.2 Lado do ar.....	39
3.3.2 Pressão.....	40
3.3.3 Vazão de Refrigerante.....	41
3.3.4 Vazão de Ar.....	42
3.3.5 Rotação.....	42
3.3.6 Massa de Refrigerante.....	42
3.3.7 Sistema de Aquisição.....	42
3.4 Metodologia.....	43
3.4.1 Ensaios.....	43
3.4.2 Determinação da Carga de Refrigerante.....	45
3.4.3 Cálculo dos Resultados de Desempenho.....	47
<b>4. ANÁLISE DOS RESULTADOS.....</b>	<b>51</b>
4.1 Introdução.....	51
4.2 Determinação e Efeito da Carga de Refrigerante.....	51
4.3 Desempenho do Sistema.....	56

4.3.1 Efeito da Rotação do Compressor .....	56
4.3.2 Efeito da Temperatura do Ar na Entrada do Evaporador .....	64
4.3.3 Efeito da Vazão de Ar no Evaporador .....	70
4.3.4 Efeito da Temperatura do Ar de Condensação.....	74
4.3.5 Resumo dos Efeitos .....	78
5. AVALIAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	80
5.1 Introdução.....	80
5.2 Modelo Matemático .....	80
5.2.1 Compressor .....	81
5.2.2 Trocadores de Calor .....	84
5.2.3 Válvula de Expansão Termostática.....	87
5.2.4 Solução do Sistema de Equações .....	88
5.3 Comparação dos resultados.....	89
5.3.1 Introdução.....	89
5.3.2 Efeito da Rotação do Compressor .....	90
5.3.3 Efeito da Temperatura do Ar no Evaporador .....	97
5.3.4 Efeito da Temperatura do Ar no Condensador .....	100
5.3.5 Efeito da Vazão de Ar no Evaporador .....	103
5.3.6 Conclusões.....	107
6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....	108
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	113
APÊNDICE I.....	117
APÊNDICE II.....	123
APÊNDICE III.....	126
APÊNDICE IV.....	130

## Lista de Figuras

<i>Figura 2-1</i>	<i>Ciclo básico de compressão a vapor.....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 2-2</i>	<i>Diagrama pressão-entalpia do ciclo básico de compressão a vapor.....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 2-3</i>	<i>Diagrama pressão-entalpia do ciclo real de compressão a vapor.....</i>	<i>8</i>
<i>Figura 2-4</i>	<i>Condensador de tubos em linha e aletas.....</i>	<i>13</i>
<i>Figura 2-5</i>	<i>Condensador de serpentina de tubo plano.....</i>	<i>14</i>
<i>Figura 2-5</i>	<i>Condensador de fluxo paralelo PF<sup>m</sup> Modine.....</i>	<i>15</i>
<i>Figura 2-6</i>	<i>Esquema do condensador de microcanais de fluxo paralelo.....</i>	<i>15</i>
<i>Figura 2-7</i>	<i>Tipos de evaporadores utilizados na indústria automotiva.....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 2-8</i>	<i>Compressor de palhetas – Vista em corte.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 2-9</i>	<i>Vista em corte de um compressor “Wobbleplate” de deslocamento fixo.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 2-10</i>	<i>Compressor SDV716 –SANDEN.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 2-11</i>	<i>Compressor wobbleplate de deslocamento variável – esquema da atuação das pressões.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 2-12</i>	<i>Válvula de controle de compensação de fluxo MFCV.....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 2-13</i>	<i>Esquema do diafragma da válvula de expansão termostática.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 2-14</i>	<i>Vista em corte da válvula de expansão termostática automotiva EGELHOF.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 2-15</i>	<i>Tubo de orifício utilizado em ar-condicionado automotivo.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 3-1</i>	<i>Esquema de montagem do circuito frigorífico e instrumentação.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 3-2</i>	<i>Vista externa da montagem do conjunto ventilador/condensador.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 3-3</i>	<i>Vista interna do duto com o condensador ao fundo.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 3-4</i>	<i>Conjunto carcaça-evaporador e válvula de expansão.....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 3-5</i>	<i>Esquema de montagem dos termopares.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 3-6</i>	<i>Desenho esquemático de uma malha de termopares.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 4-1</i>	<i>Capacidade frigorífica x carga de refrigerante para distintas condições do ar no evaporador e condensador, <math>m_{ar-evap}=500</math> kg/h, <math>Var_{cond}=3</math> m/s e <math>rot=3000</math> rpm.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 4-2</i>	<i>Vazão de refrigerante x carga de refrigerante para distintas temperaturas do ar no evaporador, <math>m_{ar-evap}=500</math> kg/h, <math>T_{ar-cond}=40^{\circ}C</math>, <math>Var_{cond}=3</math> m/s e <math>rot=3000</math> rpm.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 4-3</i>	<i>Pressão na saída do evaporador x carga de refrigerante para distintas temperaturas do ar no evaporador, <math>m_{ar-evap}=500</math> kg/h, <math>T_{ar-cond}=40^{\circ}C</math>, <math>Var_{cond}=3</math> m/s e <math>rot=3000</math> rpm.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 4-4</i>	<i>COP x carga de refrigerante para distintas temperaturas do ar no condensador, <math>T_{ar-evap}=25^{\circ}C</math>, <math>m_{ar-evap}=500</math> kg/h, <math>Var_{cond}=3</math> m/s e <math>rot=3000</math> rpm.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 4-5</i>	<i>Pressão de condensação x carga de para distintas temperaturas do ar no condensador, <math>T_{ar-evap}=25^{\circ}C</math>, <math>m_{ar-evap}=500</math> kg/h, <math>Var_{cond}=3</math> m/s e <math>rot=3000</math> rpm.....</i>	<i>54</i>

<b>Figura 4-6</b>	Sub-resfriamento x carga de para distintas temperaturas do ar no condensador, $T_{ar-évap}=25^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $Var_{cond}=3$ m/s e $rot=3000$ rpm.....	56
<b>Figura 4-7</b>	Vazão de refrigerante x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	58
<b>Figura 4-8</b>	Pressão na saída do evaporador x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	59
<b>Figura 4-9</b>	Pressão de descarga x rotação do compressor para $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	59
<b>Figura 4-10</b>	Efeito de refrigeração x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	60
<b>Figura 4-11</b>	Superaquecimento x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s. ....	60
<b>Figura 4-12</b>	Capacidade frigorífica, calor rejeitado no condensador e potência de compressão em função da rotação do compressor para $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	61
<b>Figura 4-13</b>	Temperatura de descarga x rotação do compressor para $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	61
<b>Figura 4-14</b>	Coefficiente politrópico x rotação do compressor para $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	62
<b>Figura 4-15</b>	Pressão de descarga x rotação do compressor para $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	62
<b>Figura 4-16</b>	Comportamento da curva de compressão para distintas rotações do compressor.....	63
<b>Figura 4-17</b>	Coefficiente $d$ e eficácia x rotação do compressor para $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ , $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s.....	63
<b>Figura 4-18</b>	Pressão na saída do evaporador e pressão de aspiração em função da temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm.....	65
<b>Figura 4-19</b>	Vazão de refrigerante x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm.....	65
<b>Figura 4-20</b>	Vazão de refrigerante x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm.....	66
<b>Figura 4-21</b>	Capacidade frigorífica, calor rejeitado no condensador e potência de compressão em função da temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm.....	67
<b>Figura 4-22</b>	Efeito de refrigeração x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm.....	67
<b>Figura 4-23</b>	Superaquecimento x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm.....	68
<b>Figura 4-24</b>	Curva característica de uma válvula de expansão termostática.....	68
<b>Figura 4-25</b>	Temperatura do ar na saída x temperatura do ar na entrada do evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm.....	69
<b>Figura 4-26</b>	Coefficiente politrópico x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm. ....	69
<b>Figura 4-27</b>	Coefficiente de eficácia x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500$ kg/h, $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ , $Var_{cond}=3$ m/s, $rot=3000$ rpm. ....	70

<b>Figura 4-28</b>	Temperatura do ar na saída x vazão de ar no evaporador. $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	71
<b>Figura 4-29</b>	$T_{in\text{-}evap}$ x vazão de ar no evaporador $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	72
<b>Figura 4-30</b>	Vazão de refrigerante x vazão de ar no evaporador. $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	72
<b>Figura 4-31</b>	Capacidade frigorífica, calor rejeitado no condensador e potência de compressão x vazão de ar no evaporador. $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	73
<b>Figura 4-32</b>	Superaquecimento x vazão de ar no evaporador. $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	73
<b>Figura 4-33</b>	Coefficiente de eficácia x vazão de ar no evaporador. $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	74
<b>Figura 4-34</b>	Capacidade Frigorífica x Temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador. $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	75
<b>Figura 4-35</b>	Vazão de refrigerante x Temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	75
<b>Figura 4-36</b>	Efeito de refrigeração x temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador. $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	76
<b>Figura 4-37</b>	Pressão na saída do evaporador e pressão de aspiração x temperatura do ar de condensação. $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	76
<b>Figura 4-38</b>	Pressão de condensação x Temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador. $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	77
<b>Figura 4-39</b>	Potência de compressão x temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador. $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	77
<b>Figura 4-40</b>	Calor rejeitado no condensador x temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador. $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	78
<b>Figura 4-41</b>	Potência de compressão x temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador. $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	78
<b>Figura 5-1</b>	Diagrama Pressão-Entalpia mostrando a compressão adiabática e a real.....	83
<b>Figura 5-2</b>	Vazão de refrigerante x rotação do compressor. Modelo original. $T_{ar\text{-}evap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	90
<b>Figura 5-3</b>	Capacidade frigorífica x rotação do compressor. Modelo original. $T_{ar\text{-}evap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	91
<b>Figura 5-4</b>	Vazão de refrigerante x rotação do compressor. Rendimento volumétrico corrigido. $T_{ar\text{-}evap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	92
<b>Figura 5-5</b>	Potência de compressão x rotação do compressor. Rendimento volumétrico corrigido. $T_{ar\text{-}evap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	93

<b>Figura 5-6</b>	Vazão de refrigerante x rotação do compressor. Rendimento de compressão adiabática corrigido. $T_{ar-évap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	93
<b>Figura 5-7</b>	Capacidade frigorífica x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	94
<b>Figura 5-8</b>	Potência de compressão x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	95
<b>Figura 5-9</b>	Temperatura de condensação x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	95
<b>Figura 5-10</b>	Calor rejeitado no condensador x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	96
<b>Figura 5-11</b>	Coefficiente de eficácia x rotação do compressor. $T_{ar-évap}=20^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ .....	97
<b>Figura 5-12</b>	Vazão de refrigerante x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	98
<b>Figura 5-13</b>	Capacidade frigorífica x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	98
<b>Figura 5-14</b>	Calor rejeitado no condensador x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	99
<b>Figura 5-15</b>	Potência de compressão x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	99
<b>Figura 5-16</b>	Coefficiente de eficácia x temperatura do ar no evaporador. $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	100
<b>Figura 5-17</b>	Vazão de refrigerante x temperatura do ar no condensador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	101
<b>Figura 5-18</b>	Capacidade frigorífica x temperatura do ar no condensador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	101
<b>Figura 5-19</b>	Calor rejeitado no condensador x temperatura do ar no condensador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	102
<b>Figura 5-20</b>	Temperatura de condensação x temperatura do ar no condensador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	102
<b>Figura 5-21</b>	Potência de compressão x temperatura do ar no condensador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	103
<b>Figura 5-22</b>	Coefficiente de eficácia x temperatura do ar no condensador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $m_{ar-évap}=500\text{ kg/h}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	103
<b>Figura 5-23</b>	Vazão de refrigerante x vazão de ar no evaporador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	104
<b>Figura 5-24</b>	Capacidade frigorífica x vazão de ar no evaporador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	105
<b>Figura 5-25</b>	Calor rejeitado no condensador x vazão de ar no evaporador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	105
<b>Figura 5-26</b>	Temperatura de condensação x vazão de ar no evaporador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	106
<b>Figura 5-27</b>	Potência de compressão x vazão de ar no evaporador. $T_{ar-évap}=25^{\circ}\text{C}$ , $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ , $Var_{cond}=3\text{ m/s}$ , $rot=3000\text{ rpm}$ .....	106

<b>Figura 5-28</b>	<i>Coefficiente de eficácia x vazão de ar no evaporador. <math>T_{ar_{evap}}=25^{\circ}C</math>, <math>T_{ar_{cond}}=40^{\circ}C</math>, <math>V_{ar_{cond}}=3</math> m/s, <math>rot=3000</math> rpm. ....</i>	<i>107</i>
<b>Figura AI-1</b>	<i>Curva de calibração dos termopares .....</i>	<i>118</i>
<b>Figura AI-2</b>	<i>Curva de calibração da rotação do motor elétrico .....</i>	<i>121</i>

## Lista de Tabelas

<i>Tabela 3-1</i>	<i>Componentes auxiliares utilizados na bancada de ensaios .....</i>	<i>33</i>
<i>Tabela 3.2</i>	<i>Resumo das condições de ensaio utilizadas .....</i>	<i>45</i>
<i>Tabela 3-2</i>	<i>Incertezas Propagadas .....</i>	<i>50</i>
<i>Tabela 4-1</i>	<i>Sub-resfriamento [°C] para distintas temperaturas do ar no condensador .....</i>	<i>55</i>
<i>Tabela 4-2</i>	<i>Resumos da análise paramétrica.....</i>	<i>78</i>
<i>Tabela 5-1</i>	<i>Parâmetros da transferência de calor no lado externo dos trocadores.....</i>	<i>85</i>
<i>Tabela 5-2</i>	<i>Parâmetros de cálculo da transferência de calor nas regiões de mudança de fase.....</i>	<i>85</i>
<i>Tabela 5-3</i>	<i>Relações <math>\varepsilon = f(NUT, C^*, \text{arranjo})</math> para os trocadores de calor.....</i>	<i>86</i>
<i>Tabela AI-1</i>	<i>Dados de calibração dos termopares.....</i>	<i>118</i>
<i>Tabela AIII-1</i>	<i>Dados Experimentais.....</i>	<i>126</i>

**Lista de Símbolos**

$A$	Área de transferência de calor [m <sup>2</sup> ]
$A_o$	Área do orifício da VET [m <sup>2</sup> ]
$C$	Capacidade calorífica [W/°C]
$C^*$	Relação entre $C_{min}$ e $C_{max}$
$C_d$	Coefficiente de descarga da VET
$C_f$	Coefficiente de atrito tipo Fanning
$COP$	Coefficiente de eficácia
$c_p$	Calor específico a pressão constante [J/kg °C]
$D$	Diâmetro dos pistões, diâmetro do tubo [m]
$D_h$	Diâmetro hidráulico [m]
$dp/dz$	Gradiente de pressão ao longo do comprimento $z$ [Pa/m]
$DV$	Deslocamento volumétrico do compressor [m <sup>3</sup> ]
$i$	Entalpia [kJ/kg]
$f$	Fator de correção do rendimento volumétrico
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$G$	Velocidade mássica [kg/m <sup>2</sup> °C]
$h$	Coefficiente de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> °C]
$\bar{h}$	Coefficiente de transferência de calor médio [W/m <sup>2</sup> °C]
$H$	Altura [m]
$k$	Coefficiente de condutividade térmica [W/m °C]
$k_A$	Coefficiente associado ao coefficiente de descarga da VET [m <sup>2</sup> ]
$L$	Curso dos pistões, comprimento [m]
$m_{ar}$	Vazão de ar [kg/h]
$m_r$	Vazão de refrigerante [kg/s]
$n$	Coefficiente de compressão politrópica
$NUT$	Número de unidades de transferência
$P$	Pressão [kPa]
$Q_c$	Calor rejeitado no condensador [kW]
$Q_e$	Capacidade frigorífica [kW]
$R$	Resistência térmica [W/°C]
$r_c$	Relação de compressão
$rot$	Rotação do compressor [rpm]
$T$	Temperatura [°C]
$TBU$	Temperatura de bulbo úmido [°C]
$\bar{U}$	Coefficiente global médio de transferência de calor médio [W/m <sup>2</sup> °C]
$V$	Velocidade [m/s]
$VET$	Válvula de expansão termostática
$W$	Potência de compressão [kW]
$X$	Título da mistura
$Z$	Número de pistões
$\delta$	Espessura da aleta do evaporador [m]
$\Delta P$	Diferença de pressão [Pa]
$\Delta T_{ln}$	Diferença de temperatura média logarítmica [°C]
$\Delta T_{sa}$	Superaquecimento [°C]

$\Delta T_{samin}$	Superaquecimento mínimo necessário para abertura da válvula
$\Delta T_{samax}$	Superaquecimento necessário para máxima abertura da válvula
$\Delta T_{sr}$	Sub-resfriamento [°C]
$\varepsilon$	Efetividade do trocador de calor
$\varepsilon_n$	Fração de espaço nocivo
$\eta_a$	Eficiência da aleta
$\eta_{ca}$	Rendimento de compressão adiabática
$\eta_v$	Rendimento volumétrico de espaço nocivo
$\eta_e$	Eficiência do aletamento externo
$\eta_i$	Eficiência do aletamento interno
$\mu$	Viscosidade cinemática [Pa.s]
$\nu$	Volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
$\rho$	Densidade do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]

### Adimensionais

$j$	Fator de Colburn [St Pr <sup>2/3</sup> ]
$Nu$	Número de Nusselt [hD/k]
$Pr$	Número de Prandtl [ $c_p\mu/k$ ]
$Re$	Número de Reynolds [GD/ $\mu$ ]

### Subscritos

$1$	Estado na aspiração do compressor
$2$	Estado na descarga do compressor e entrada do condensador
$2s$	Estado na descarga do compressor para uma compressão adiabática
$3$	Estado na saída do condensador e entrada dispositivo de expansão
$4$	Estado na saída do dispositivo de expansão e entrada do evaporador
$a$	Aleta
$aj$	Ajuste
$ar$	Referente ao ar
$asp$	Aspiração do compressor
$ca$	Compressão adiabática
$cond$	Condensador
$comp$	Compressor
$d$	Descarga do compressor
$e$	Entrada, externo
$eq$	Equivalente
$ev1$	Região de mudança de fase no evaporador
$ev2$	Região superaquecida no evaporador
$evap$	Evaporador
$i$	Interno
$iso$	Processo isoentrópico

<i>evap</i>	Evaporador, evaporação
<i>l</i>	Referente ao refrigerante líquido
<i>lo</i>	Referente à mistura bifásica escoando como líquido
<i>m</i>	Referente à mistura bifásica
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>p</i>	Relativo à parede do tubo
<i>s</i>	Saída, superfície total aletada
<i>sat</i>	Saturação
<i>t</i>	Referente à área total de transferência de calor no lado do ar
<i>v</i>	Referente ao vapor de refrigerante
<i>valv</i>	Referente à válvula de expansão

## Resumo

IANELLA, M.R. (1998). *Avaliação Teórico-experimental de um sistema de ar condicionado automotivo*. São Carlos, 1998. 139 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O aumento das exigências de conforto e da competitividade no setor automotivo, associado à recente substituição dos refrigerantes CFC's por alternativos não prejudiciais à camada de ozônio, tem levado a indústria automobilística a um constante processo de desenvolvimento e melhoria dos sistemas de ar condicionado para automóveis. Nesse sentido, foi ensaiado, em uma bancada de testes, um equipamento de ar condicionado que envolvia algumas das tecnologias recentemente desenvolvidas para melhorar a eficiência e o desempenho desses sistemas, que são o condensador de microcanais de fluxo paralelo e o compressor de deslocamento continuamente variável. O equipamento incluía também um evaporador de tubos e aletas de alumínio e uma válvula de expansão termostática, entre outros. Vários ensaios de desempenho foram realizados, permitindo uma análise paramétrica do comportamento do sistema em função de algumas variáveis controladas: temperatura e vazão de ar no evaporador, temperatura do ar de condensação e rotação do compressor. Tal análise permitiu um conhecimento detalhado do comportamento do sistema e, em especial, do funcionamento do seu controle de capacidade. Também foi feita uma análise dos efeitos do inventário de refrigerante no desempenho do circuito frigorífico. Esses estudos serviram para a validação do modelo matemático de simulação desenvolvido por Mamani (1997), baseado no mesmo equipamento. A comparação dos resultados indicou uma grande proximidade entre os resultados experimentais e os obtidos através da simulação, o que permite concluir que o referido modelo pode ser utilizado como uma boa ferramenta para a indústria automobilística no momento do projeto e desenvolvimento de sistemas de ar condicionado para cabines de veículos.

Palavras-chave: ar condicionado, automóveis, sistemas frigoríficos, ensaios, simulação

## *Abstract*

IANELLA, M.R. (1998). *Theoric-experimental evaluation of an automotive air conditioning system*. São Carlos, 1998. 139 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The increasing on comfort requirements and competitiveness in the automotive field besides the substitution of CFC's refrigerants by other non harmful to the stratosphere ozone layer has forced the automotive industry to constantly develop and improve air conditioning systems used in automobiles. In this study, tests of an air conditioning equipment which involves some technologies developed recently to improve their efficiency and performance (a multiflux microchannel condenser and a continuously variable displacement compressor) has been accomplished. The system comprised also an aluminum fin and tubes evaporator and a thermostatic expansion valve. Several performance tests were carried out in order to provide a parametric analysis of the system behaviour as a function of some controlled parameters, namely air temperature and air flux at the evaporator, air temperature at the condenser and compressor rotational speed. Such analysis showed a detailed understanding of the system behaviour and specially the operations of the capacity control. An analysis of the effects of refrigerant charge in the system has also been performed. Such studies have contributed to the validation of a mathematical simulation model, developed by Mamani (1997), which was based on a similar system. Comparisons of the results indicated a great consistency among the experimental and simulation results, what makes the model a good design and development tool for the automotive industry.

Key words: air conditioning, automobile, refrigeration systems, simulation, tests

## ***CAPÍTULO 1 - Introdução***

### **1.1 Considerações Gerais e Objetivos**

A refrigeração vem, ao longo dos anos, adquirindo maior importância em nossa sociedade em virtude das crescentes exigências das pessoas em relação ao conforto e da diversificação das necessidades de seu emprego. Suas aplicações, tais como refrigeração doméstica, ar condicionado, conservação de alimentos, em transportes, na indústria, entre outras, proporcionam uma contribuição vital para a nossa qualidade de vida. De acordo com STOECKER & JONES (1985), o ar-condicionado é a aplicação mais disseminada da refrigeração e pode ser definido como o processo de condicionamento de ar cujo objetivo é controlar a sua temperatura, umidade, nível de contaminação e distribuição, proporcionando conforto aos ocupantes do recinto climatizado. Uma das formas mais comumente empregadas é a climatização de cabines de veículos (trens, carros, caminhões, aviões, etc.), dentre as quais se destaca o ar-condicionado para automóveis devido ao grande número de unidades produzidas. Este setor constitui o objetivo do presente estudo.

O ar-condicionado automotivo apresenta algumas particularidades em relação à maioria das outras aplicações, dentre as quais destaca-se o alto grau de transitoriedade das suas condições de operação. Esses transitórios incluem a temperatura do compartimento de passageiros, vazão de ar através do evaporador e condensador e a rotação do compressor.

As principais fontes de carga térmica de um sistema de ar condicionado de veículos correspondem à radiação solar através dos vidros, infiltração de ar exterior pelas frestas e pelo sistema de renovação de ar, condução através das paredes ou do

teto e calor liberado pelos corpos das pessoas, compartimento do motor e instrumentos. Dessa forma, devido à grande área envidraçada, limitado volume interno e isolamento térmico da cabine relativamente reduzido, a carga térmica do sistema apresenta uma elevada intensidade, estando significativamente exposta às condições exteriores, o que justifica as oscilações da temperatura interna do compartimento. A esses aspectos deve-se acrescentar o fato de a vazão de ar através do evaporador, bem como a quantidade de ar proveniente do exterior serem variáveis ajustadas pelo passageiro segundo seus critérios de conforto, o que também afeta a carga térmica.

As variações na rotação do compressor são devidas ao seu acionamento pelo motor do veículo, cuja rotação é dependente da velocidade e da marcha em que o automóvel se encontra. O acionamento é feito por meio de uma correia que une a polia do compressor à polia motora situada no eixo de manivelas, sendo fixa a relação de transmissão. Contudo, o compressor somente é acionado quando a embreagem situada no interior de sua polia é ativada, o que ocorre no momento em que o passageiro liga o sistema de ar condicionado. A embreagem é desativada no momento em que o sistema é desligado ou através de um sinal elétrico enviado por algum outro dispositivo de controle ou segurança, como por exemplo pressostatos ou termostatos.

Outro fator afetado pela velocidade do veículo é a vazão de ar através do condensador, que fica posicionado na parte dianteira do veículo, imediatamente atrás da grade de entrada de ar.

Essas características tornam o controle climático de um veículo para passageiros um problema complexo. Uma das soluções mais eficazes e criativas encontradas para compensar essas variações foi o desenvolvimento de compressores com controle de deslocamento volumétrico, que correspondem ao tipo de compressor utilizado no sistema a ser estudado neste trabalho e que será apresentado mais detalhadamente no capítulo 2.

Outra particularidade desse tipo de equipamento é que utiliza o motor do veículo para seu acionamento, aumentando o consumo de combustível, o que se torna mais significativo no caso de automóveis com motores de baixa potência. Entretanto,

à medida que aumentam as necessidades de economia de combustível, reduzem-se o tamanho e peso dos veículos e a potência disponível dos motores. Isto exige que os sistemas de ar condicionado tenham dimensões cada vez mais restritas e, simultaneamente, maiores eficiências para permitir que as demandas térmicas sejam satisfeitas sem grandes exigências de potência dos motores. Isto requer um contínuo desenvolvimento de novas tecnologias que se adaptem aos diversos modelos e características de veículos, que se multiplicam na medida das exigências do mercado.

Outro aspecto que deve ser observado é que a recente substituição dos refrigerantes CFC's, normalmente empregados em circuitos frigoríficos, por refrigerantes alternativos, não prejudiciais à camada de ozônio, também atingiram o setor automobilístico. Isto vem obrigando as indústrias a desenvolverem continuamente novos sistemas e componentes que se adaptem aos novos refrigerantes sem apresentarem perda de desempenho e durabilidade do equipamento.

Diante desse cenário de constantes mudanças e inovações, torna-se interessante e, até mesmo, imprescindível para a indústria automotiva dispor de uma ferramenta de projeto que lhe possibilite uma maior agilidade durante o desenvolvimento de novos sistemas e componentes, reduzindo assim o tempo total do ciclo de projeto. Atualmente faz-se necessário um grande número de testes durante a fase de desenvolvimento de um novo sistema, o que implica em tempo excessivo e elevado custo. Com esse objetivo, MAMANI (1997) desenvolveu, no Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da USP - São Carlos, um modelo de simulação de um circuito frigorífico automotivo em regime permanente, que foi ajustado com base no sistema que equipa o veículo *SEAT-Ibiza*, fornecido pela empresa espanhola ELECTRO AUTO S.A., fabricante do equipamento. Este sistema compreende alguns componentes que caracterizam o estado da arte em termos de refrigeração automotiva - o compressor de deslocamento variável e o condensador de microcanais, além de componentes convencionais como evaporador de tubos e aletas de alumínio, válvula de expansão termostática, filtro desidratador e separador de líquido. O presente trabalho busca, através de um estudo experimental em uma bancada de ensaios, levantar o desempenho desse equipamento, analisando o comportamento do sistema, reproduzindo em laboratório as diversas condições de

operação a que o sistema de ar condicionado é submetido. Nesse sentido, o presente estudo tem como finalidade proporcionar uma referência para a validação do modelo desenvolvido por MAMANI (1997) e, também, possibilitar um melhor conhecimento do funcionamento e do comportamento das novas tecnologias empregadas no equipamento ensaiado.

É de esperar, portanto, que os resultados fornecidos por esse trabalho contribuam para proporcionar uma maior agilidade e confiança à indústria automotiva no momento do projeto, desenvolvimento e adaptação de sistemas de ar condicionado, reduzindo, assim, a necessidade de inúmeros ensaios de desempenho para cada nova configuração do sistema. Essas condições tornam-se imprescindíveis à medida que a indústria automobilística se torna mais competitiva e exigente.

## ***CAPÍTULO 2 – Fundamentos***

### **2.1 Introdução**

Neste capítulo são apresentadas as características e os princípios de funcionamento de sistemas de ar condicionado para aplicações automotivas. Esse tipo de sistema utiliza, como princípio básico, o ciclo de compressão a vapor. Dessa forma, para uma adequada compreensão dos fenômenos e conseqüente melhor interpretação do comportamento do sistema automotivo, é necessário um profundo conhecimento do ciclo de compressão a vapor. Por esse motivo, é apresentado, a seguir, um resumo dos seus princípios de funcionamento, seguido de uma descrição detalhada dos sistemas automotivos, dando especial atenção àquele utilizado nos ensaios conduzidos neste trabalho.

### **2.2 O Ciclo Básico de Refrigeração por Compressão a Vapor**

O ciclo de compressão a vapor é o mais difundido nas aplicações em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Neste ciclo, o vapor de um fluido de trabalho (fluido refrigerante) é comprimido, a seguir condensado a alta temperatura e pressão através da rejeição de calor para o meio, depois expandido até patamares inferiores de pressão e, finalmente, evaporado a baixa temperatura através da troca de calor com o ambiente a ser resfriado. As Figuras 2-1 e 2-2 ilustram o ciclo básico de compressão a vapor.

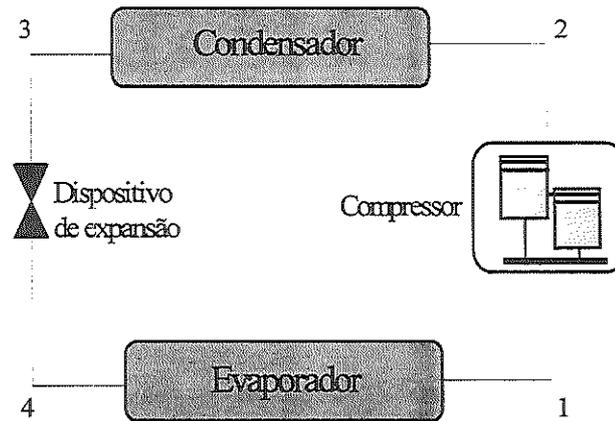


Figura 2-1 Ciclo básico de compressão a vapor

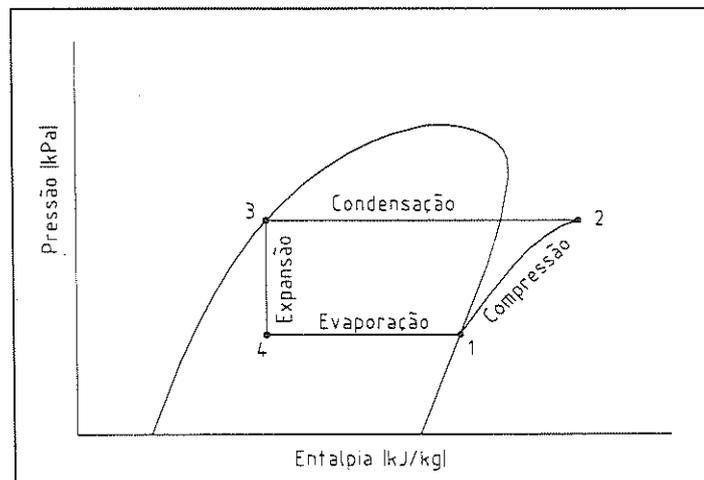


Figura 2-2 Diagrama pressão-entalpia do ciclo básico de compressão a vapor

Os processos envolvidos no ciclo básico de compressão são idealizados, pois desconsideram-se as irreversibilidades existentes nos processo reais. Conforme esquematizado nas Figuras 2.1 e 2.2, os processos básicos são os seguintes:

- 1-2 Compressão isoentrópica desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação.
- 2-3 Rejeição de calor a pressão constante resfriando o vapor e então condensando-o.
- 3-4 Expansão adiabática do líquido saturado até a pressão de evaporação.
- 4-1 Evaporação a pressão constante até o estado de vapor pela remoção de calor do meio a ser resfriado.

No que se refere ao desempenho de um sistema frigorífico baseado no ciclo de compressão a vapor, os principais parâmetros são os seguintes:

- Capacidade frigorífica: Taxa de calor retirado do meio a ser resfriado:

$$Q_e = (i_1 - i_4)m_r \quad (2-1)$$

- Potência de compressão: Potência transferida ao refrigerante durante o processo de compressão:

$$W = (i_2 - i_1)m_r \quad (2-2)$$

- Capacidade de condensação: Taxa de calor rejeitado no condensador. Corresponde à soma da capacidade frigorífica e da potência de compressão:

$$Q_c = (i_3 - i_2)m_r \quad (2-3)$$

- Coeficiente de eficácia: Relação entre a capacidade frigorífica (o que se deseja) e a potência de compressão (o que se gasta):

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (2-4)$$

### 2.3 O Ciclo Real de Compressão a Vapor

O ciclo real de compressão a vapor apresenta algumas diferenças com relação ao ciclo básico, como resultado das ineficiências de alguns dos processos envolvidos e de alterações de ordem prática. As principais diferenças são as perdas de carga presentes nos trocadores de calor, o sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e o superaquecimento do vapor que deixa o evaporador e atinge a aspiração do compressor, conforme pode ser visto na Figura 2-3. Ao contrário do ciclo básico, em que se despreza a perda de carga nos trocadores, no ciclo real o atrito provoca uma perda de carga no escoamento do refrigerante nas distintas linhas, fazendo com que os processos de evaporação e condensação ocorram a pressões não constantes. O sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador garante que somente líquido chegue ao dispositivo de expansão. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador tem como finalidade evitar que refrigerante líquido atinja a

aspiração do compressor, o que poderia danificá-lo. Outra diferença é o fato de o processo de compressão não ser isoentrópico em virtude das trocas de calor ocorridas com o meio e das irreversibilidades existentes.

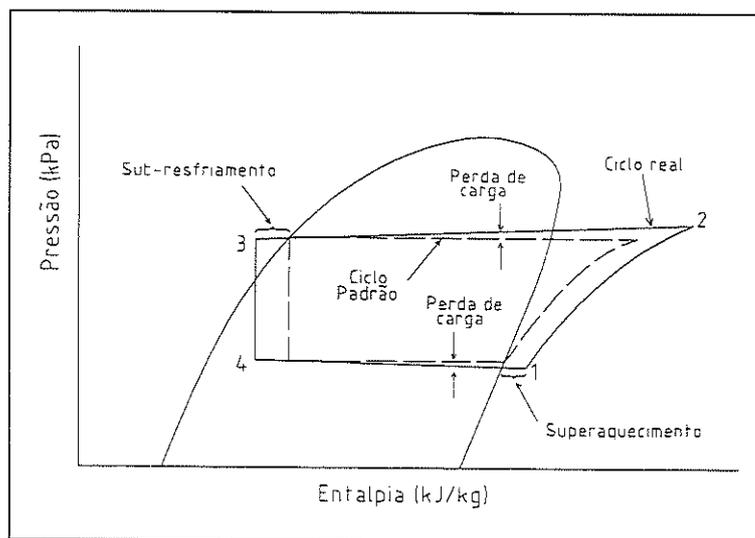


Figura 2-3 Diagrama pressão-entalpia do ciclo real de compressão a vapor

No caso de sistemas de ar condicionado de automóveis, as cargas térmicas são bastante elevadas devido, principalmente, à radiação solar, o que exige vazões de refrigerante relativamente elevadas e conseqüentes altas perdas de carga, não somente nos trocadores, mas também nas linhas de conexão. Além disso, as constantes mudanças nas condições operacionais nesse tipo de sistema, anteriormente mencionadas, afetam o comportamento do sistema, conforme poderá ser verificado posteriormente neste trabalho. Como exemplo, as irreversibilidades do processo de compressão mostram-se intimamente relacionadas às variações na rotação do compressor, fazendo com que a curva de compressão se afaste em maior ou menor grau da curva de compressão isoentrópica. As variações das condições do ar na entrada dos trocadores também podem alterar significativamente as temperaturas de condensação e evaporação, bem como a potência de compressão e, conseqüentemente, o coeficiente de eficácia do sistema.

## 2.4 O Sistema de Ar Condicionado Automotivo

### 2.4.1 Introdução

Conforme mencionado anteriormente, os sistemas de ar condicionado para aplicações automotivas possuem diversas particularidades que o diferenciam dos sistemas frigoríficos convencionais. Por esse motivo, nesta seção é apresentada, sob uma perspectiva histórica, uma descrição dos principais componentes e fluidos de trabalho utilizados nesses sistemas, além de algumas considerações sobre a importância da carga de refrigerante no circuito. Uma atenção especial é dada à discussão sobre as características do tipo de sistema utilizado nos ensaios. Uma busca bibliográfica relativamente extensiva foi efetuada, procurando propiciar um suporte para o desenvolvimento deste trabalho. Entretanto, poucos são os trabalhos científicos produzidos nessa área, sendo que a maior parte das pesquisas são desenvolvidas dentro da própria indústria automotiva, não divulgadas no meio científico. Os poucos trabalhos publicados são, na maioria das vezes, superficiais e pouco descritivos, podendo ser encontrados em publicações de entidades do setor, como, por exemplo, a SAE (Society of Automotive Engineers) e informações técnicas dos fabricantes.

O desenvolvimento do ar-condicionado para automóveis originou-se, segundo TOYODA & HIRAGA (1990), no sudoeste dos Estados Unidos. Os primeiros sistemas foram desenvolvidos por uma empresa independente para equipar alguns modelos de carros na década de 40. Somente em 1952, surgiram os primeiros veículos equipados com ar-condicionado de fábrica, produzidos pela Chrysler. Desde então, inúmeros aprimoramentos e inovações vêm sendo introduzidos no controle climático de cabines de veículos visando a eficiência do sistema e o conforto dos ocupantes do veículo. Essas inovações tornam-se mais prementes na medida em que as necessidades de redução no consumo de combustível e tamanho dos automóveis impõem que os equipamentos de ar condicionado sejam cada vez menores e mais eficientes.

Recentemente, um novo desafio foi imposto à engenharia de climatização automotiva: desenvolver um sistema de ar-condicionado, no qual o refrigerante

CFC-12, até então utilizado, fosse substituído por um alternativo não nocivo à camada de ozônio, sem prejuízo no desempenho, confiabilidade e durabilidade do equipamento. A necessidade dessa substituição surgiu como consequência da assinatura do Protocolo de Montreal em 1986, que determinou a redução progressiva na produção e consumo de refrigerantes CFC, incluindo o CFC-12, culminando com a interrupção de sua produção em janeiro de 1996 nos países industrializados e em 2006 nos países com consumo anual inferior a 300 gramas por habitante, agrupados no artigo 5 do Protocolo.

Nas seções seguintes são apresentados um breve histórico e o atual estágio do desenvolvimento de sistemas de ar condicionado automotivo no que diz respeito a refrigerantes, lubrificantes e componentes.

#### 2.4.2 Refrigerantes e Lubrificantes

Após a assinatura do Protocolo de Montreal, também a indústria automobilística foi obrigada a desenvolver intensas pesquisas na busca por novos refrigerantes que apresentassem um desempenho similar ao CFC-12, refrigerante até então utilizado nos sistemas de ar condicionado automotivos. O novo refrigerante deveria satisfazer diversos critérios, tais como reduzido impacto ambiental, propriedades termodinâmicas adequadas que proporcionassem um bom desempenho frigorífico e compatibilidade com materiais e lubrificantes. Após vários estudos, o refrigerante que se mostrou mais adequado foi o HFC-134a, porém, antes de sua aceitação definitiva, diversos ensaios de desempenho e compatibilidade foram realizados.

BATEMAN (1990) realizou vários testes com o HFC-134a e concluiu ser este o refrigerante mais adequado para substituir o CFC-12 em sistemas de ar condicionado automotivo. No entanto, dependendo do sistema, algumas modificações deveriam ser efetuadas para garantir aceitáveis níveis de desempenho frigorífico e durabilidade do sistema. Quanto à compatibilidade com os materiais usados, as mangueiras de conexão usadas com o CFC-12 mostraram-se adequadas para o HFC-134a, porém os elastômeros (“O-rings” e gaxetas) e dissecantes deveriam ser substituídos por outros já disponíveis no mercado. Concluiu-se também

que alguns tipos de glicóis polialcalinos (PAG's) eram os melhores lubrificantes disponíveis até o momento para o uso com o HFC-134a.

Uma das principais características necessárias para um óleo de lubrificação é a solubilidade no refrigerante. Essa característica é a que permite que o óleo se dissolva no refrigerante, percorra todo o circuito e retorne para o compressor. Lubrificantes com baixa solubilidade podem se depositar em alguns pontos das linhas, acumulando-se gradativamente, o que pode prejudicar o desempenho do sistema e comprometer a lubrificação do compressor.

Os lubrificantes à base de PAG's foram introduzidos no mercado de ar condicionado automotivo em virtude de os óleos minerais, normalmente utilizados como lubrificante em sistemas com CFC-12, não serem adequados para sistemas operando com HFC-134 devido à sua pobre solubilidade no refrigerante. Além disso, lubrificantes devem apresentar boa estabilidade térmica, hidrolítica e oxidativa.

AZAMI et al (1990) testaram o comportamento de três tipos de lubrificantes para sistemas de ar condicionado automotivo: glicol-polialcalino (PAG), poliol-éster e lubrificantes químicos fluorados, apresentando dados quantitativos a respeito de cada tipo testado. O objetivo desse estudo foi fornecer dados para uma definição mais criteriosa do lubrificante a ser utilizado com o HFC-134a.

EL-BOURINI et al (1990) realizaram testes comparativos de desempenho térmico entre sistemas providos com o HFC-134a e com o CFC-12. Os testes foram efetuados utilizando calorímetros, túnel de vento veicular e na estrada, observando-se um desempenho inferior para o HFC-134a, principalmente a baixas velocidades e em condições de marcha lenta. Contudo, o sistema alternativo mostrou-se adequado após sofrer algumas modificações como, por exemplo, a substituição do condensador de serpentina por um com capacidade de troca de calor 30% superior, no caso, o condensador de multifluxo (ou fluxo paralelo).

Segundo o estudo comparativo de MIGNOT & HENON (1995), o HFC-134a caracteriza-se por apresentar algumas propriedades que o diferenciam do CFC-12. As propriedades de transporte como calor específico, viscosidade e condutividade são mais favoráveis para o HFC-134a. Entretanto, sua temperatura de saturação é inferior à do CFC-12 para as mesmas pressões de condensação, o que implica em

temperaturas de condensação inferiores e conseqüentemente queda na diferença média de temperatura entre o fluido refrigerante e o ar externo. Essa queda implica numa redução na transferência de calor, que supera o ganho de desempenho resultante de propriedades de transporte mais favoráveis, provocando, assim, uma queda na taxa de calor rejeitado no condensador. Resultados numéricos mostraram que o uso do HFC-134a pode reduzir o desempenho de um condensador em até 20% quando comparado ao CFC-12 para os mesmos níveis de pressão.

STRUSS et al (1990) fizeram uma comparação, em veículos localizados em túnel de vento, do desempenho de ambos refrigerantes utilizando vários trocadores. Seus resultados também mostraram um desempenho inferior para o HFC-134a, além de pressões de descarga mais altas. Sugeriu-se a compensação de tais inconvenientes por meio de ajustes no dispositivo de expansão, do aumento da capacidade do condensador (aumento da área ou troca do condensador) ou de um incremento na vazão do ar de condensação.

Dessa forma, após muitas pesquisas, o HFC-134a foi definitivamente adotado como o refrigerante substituto ao CFC-12 e os lubrificantes PAG foram reconhecidos, até o momento, como o mais adequado para o uso com tal refrigerante. Todos os automóveis atualmente saem da linha de produção equipados com sistemas que utilizam a mistura HFC-134a/PAG e condensadores mais eficientes para compensar as perdas devidas à substituição do refrigerante.

### 2.4.3 Condensador

O condensador é o componente responsável pela rejeição de calor do fluido refrigerante para o meio exterior, envolvendo o processo de condensação do fluido refrigerante. Durante anos, os trocadores de tubos de seção circular e aletas de alumínio foram os mais utilizados em sistemas de ar condicionado. Seu baixo custo, alta confiabilidade e fácil fabricação eram os atrativos que compensavam suas limitações de desempenho. Contudo, no que se refere aos sistemas automotivos, as regulamentações quanto à economia de combustível e as novas tendências estilísticas tornaram os veículos menores e mais aerodinâmicos, o que reduziu o espaço disponível para os equipamentos de ar condicionado e também a vazão de ar através

do radiador e do condensador. Esses fatores, associados a maiores cargas térmicas, resultantes do constante aumento da área total envidraçada do veículo, além da necessidade de adaptação aos novos refrigerantes, obrigaram a indústria automotiva a desenvolver novos tipos de condensadores, que fossem mais eficientes, menores e mais leves que os convencionais. Por esse motivo, diversos tipos foram desenvolvidos ao longo dos anos no setor automotivo, dentre os quais, podemos destacar os seguintes:

1 - Condensador de tubos e aletas de alumínio. Possui, como padrão construtivo, tubos de cobre de seção circular, em geral com diâmetro de 3/8", e aletas de alumínio estampadas em forma de placas, cujo colarinho pode ser do tipo sólido (sem divisões) ou do tipo partido. Suas vantagens são o baixo custo, a facilidade e versatilidade na construção e a confiabilidade, apresentando, entretanto, um baixo desempenho térmico.

2 - Condensador de tubos de pequeno diâmetro e fluxo paralelo. COX et al (1989) apresentaram este tipo de condensador como um substituto potencial aos de tubos e aletas convencionais, porém com melhor desempenho (Figura 2-4). Os tubos possuem diâmetro menores, entre 6 e 8 mm, visando uma maior área de troca de calor por unidade de volume e são dispostos em linha com a finalidade de reduzir a resistência ao escoamento de ar. As aletas são mais finas com colarinho do tipo sólido e o distribuidor, de fluxo paralelo, visando uma menor perda de carga e melhor distribuição do refrigerante. Essas características permitem uma boa troca de calor num volume mais compacto, reduzindo também a carga de refrigerante do circuito.

3 - Condensador de serpentina de tubos planos (Figura 2-5). É constituído basicamente por dois elementos, um tubo plano de alumínio extrudado de dimensões da ordem de 5x35 mm com múltiplas passagens internas de refrigerante e aletas de alumínio do tipo "louver". O tubo é dobrado na forma de serpentina e as aletas são montadas nos espaços entre a serpentina e soldadas às paredes do tubo.

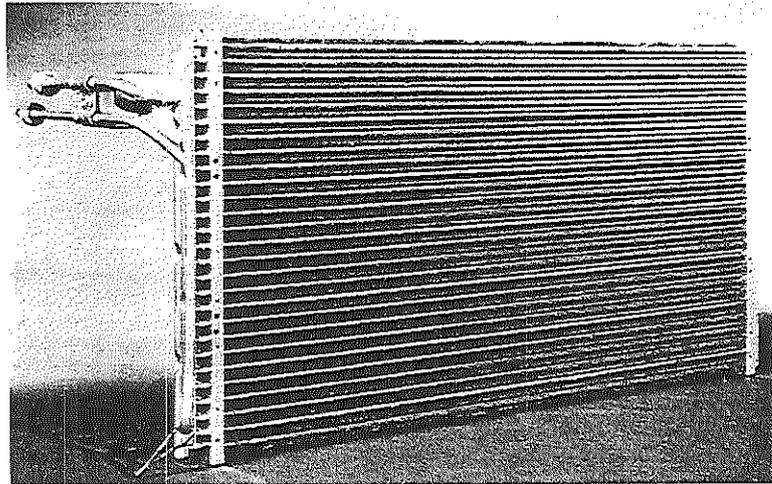


Figura 2-4 Condensador de tubos em linha e aletas

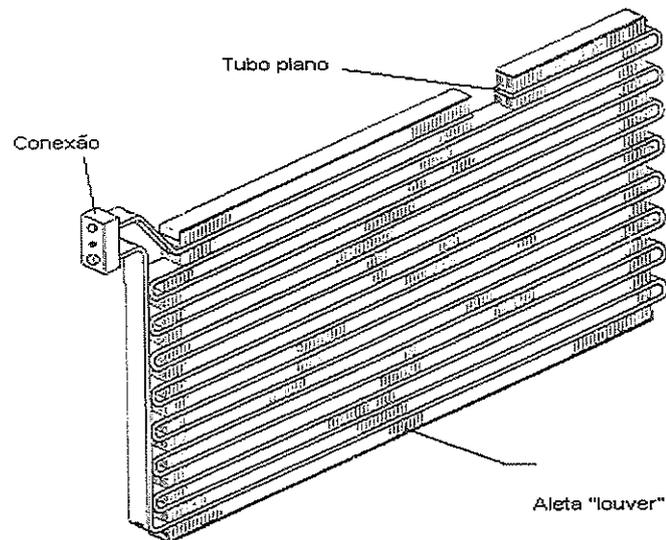


Figura 2-5 Condensador de serpentina de tubo plano

4 - Condensador de fluxo paralelo *PF<sup>tm</sup> Modine* (Figura 2-6). Desenvolvido pela empresa *Modine Manufacturing Co.*, é constituído por tubos planos, distribuidores cilíndricos e aletas do tipo “louver” ou veneziana. Os tubos, de dimensões da ordem de 2x15 mm, são soldados por brazagem aos distribuidores e possuem, no seu interior, espaçadores ondulados com as cristas em contato com as paredes do tubo, cuja finalidade é melhorar a transferência de calor e aumentar a resistência a altas pressões. As aletas são dispostas nos espaços entre os tubos no formato de serpentina e os distribuidores cilíndricos permitem um fluxo paralelo de refrigerante.

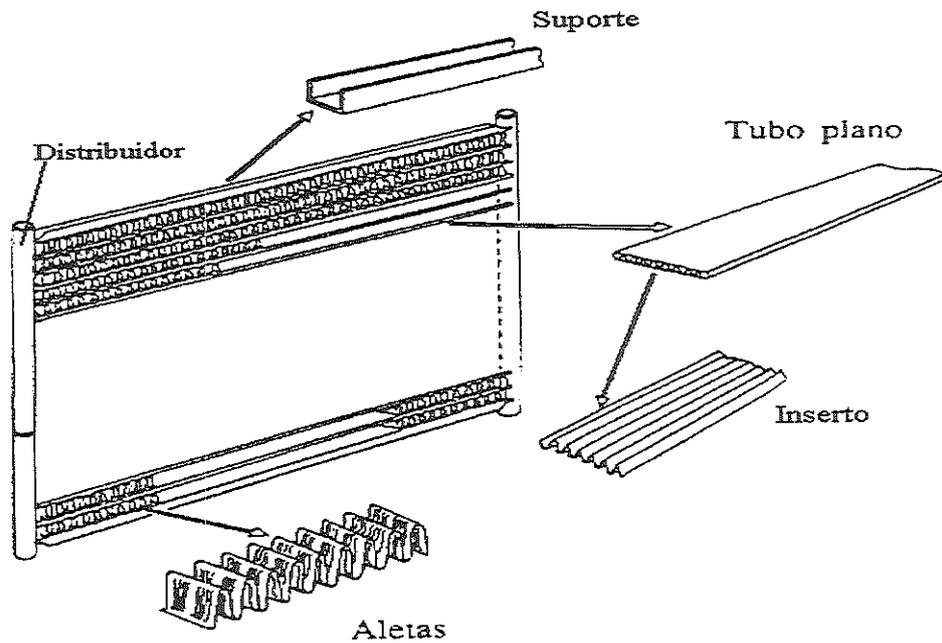


Figura 2-6 Condensador de fluxo paralelo *PF™ Modine*

5 - Condensador de microcanais de fluxo paralelo (Figura 2-7). Este tipo de condensador é muito similar ao *PF™ Modine*. Neste caso, os tubos, também de alumínio, são extrudados com diversos canais internos de dimensões reduzidas - da ordem de 1 mm de diâmetro (microcanais)- podendo apresentar secções de diversas formas geométricas (circular, quadrada, triangular, com microaletas, etc.).

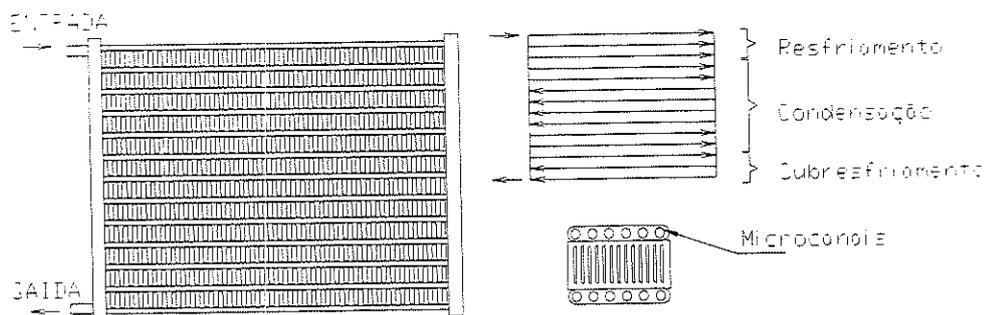


Figura 2-7 Esquema do condensador de microcanais de fluxo paralelo

COX et al (1989) realizaram testes comparativos entre condensadores de fluxo paralelo de pequenos diâmetros (tipo 2) e condensadores tradicionais de tubos e

aletas (tipo 1). Várias configurações de ambos os tipos foram testadas e os resultados comprovaram que o condensador de pequenos diâmetros apresenta menor perda de carga no lado do ar e no lado do refrigerante, exibindo características de transferência de calor equivalentes e, até mesmo, superiores. Além disso, apresentam uma redução de cerca de 30% no peso e de 15% no volume interno em relação ao de tubos e aletas convencional, possibilitando uma diminuição de 15% na carga de refrigerante do circuito.

STRUSS et al (1989) conduziram ensaios de desempenho para dois tipos de condensadores: um de fluxo paralelo PF<sup>tm</sup> *Modine* (tipo 4) e o outro de serpentina (tipo 3). Os testes foram realizados em quatro veículos diferentes em túnel de vento veicular, trocando-se somente os condensadores. Os resultados mostraram que os sistemas equipados com condensador de fluxo paralelo requerem uma carga de refrigerante em torno de 25 % menor que aqueles equipados com condensador de serpentina, apresentando peso e volume inferiores e mesmo desempenho térmico.

SUGIHARA & LUKAS (1989) confirmam o bom desempenho do condensador de fluxo paralelo PF<sup>tm</sup> *Modine*, indicando suas qualidades, como melhor transferência de calor, menor perda de carga em ambos os lados, do refrigerante e do ar, menor carga de refrigerante e reduzidos peso e tamanho.

A substituição dos tradicionais condensadores de serpentina pelos de fluxo paralelo, como uma forma de compensar a perda de desempenho, quando da substituição do refrigerante CFC-12 pelo HFC-134a também foi aconselhada por EL-BOURINI & ADACHI (1990) e STRUSS et al (1990).

#### 2.4.4 Evaporador

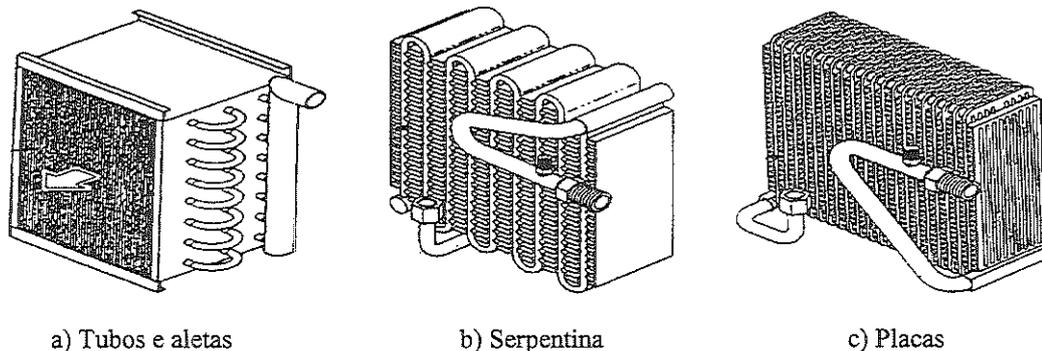
O evaporador é o componente responsável direto pelo efeito de refrigeração em um sistema frigorífico. Em seu interior, o fluido refrigerante evapora-se, trocando calor com o ar que o atravessa. No setor automotivo utilizam-se, basicamente, três tipos de evaporadores:

1 - Evaporador de tubos e aletas (Figura 2-8a). Constituído por tubos de cobre ou alumínio e aletas de alumínio em forma de placas, é o tipo de evaporador mais largamente utilizado em ar-condicionado. Suas principais características são a

fabricação relativamente fácil, que não requer tecnologia nem equipamento avançado, e o fato de poder ser projetado livremente de forma a se ajustar ao espaço disponível. Contudo, possui um baixo desempenho por unidade de volume.

2 - Evaporador de serpentina (Figura 2-8b). É composto por um tubo contínuo de alumínio achatado com múltiplas passagens internas independentes e dobrados em forma de serpentina. As aletas, também de alumínio, são inseridas entre as dobras do tubo e soldadas por brazagem às paredes. Apresenta os mesmos atrativos que o de tubos e aletas, porém com um desempenho superior.

3 - Evaporador de placas (Figura 2-8c). Neste tipo, placas metálicas são conformadas, formando canais internos por onde passa o refrigerante, que é distribuído pelos canais através de distribuidores na parte superior e recolhidos em coletores inferiores. Os tubos são soldados por brazagem às aletas onduladas. O escoamento em geral é do tipo corrente cruzada. Seu projeto é limitado às formas da matriz de conformação, mas seu custo de fabricação pode ser reduzido pela produção em larga escala. Possui o melhor desempenho dentre os três tipos e, por isso, sua utilização vem aumentando significativamente nos últimos anos.



**Figura 2-8** Tipos de evaporadores utilizados na indústria automotiva

NAKAZAWA et al (1984) apresentaram um evaporador do tipo serpentina com algumas características otimizadas quanto ao espaçamento entre aletas e entre tubos e espessura das aletas. Seu desempenho foi então comparado ao dos evaporadores acima citados. Foi observado que, quando ensaiados com o mesmo soprador, o evaporador de serpentina otimizado possuía a maior capacidade de

refrigeração por unidade de área frontal, cerca de 11% superior ao de serpentina convencional, aproximadamente igual ao de placas para altas vazões de ar e um pouco superior para baixas vazões. Os evaporador de tubos e aletas mostraram uma capacidade bastante dependente das suas configurações, porém sempre inferior ao de serpentina otimizado e, em geral, também inferior ao de placas.

KUROSAWA & NOGUCHI (1987) realizaram testes comparando o desempenho de vários evaporadores do três tipos citados anteriormente, inclusive um novo modelo de placas de contra-corrente. As capacidades, quando medidas para as mesmas vazões de ar, mostraram uma nítida vantagem para os trocadores de placas, seguidos pelos de tubos e aletas, ao mesmo tempo em que se observou uma clara desvantagem para os do tipo serpentina. Entretanto, como as perdas de carga no lado do ar são distintas para cada evaporador, as capacidades também foram levantadas através de ensaios utilizando mesmo soprador. Neste caso, os evaporadores de placas apresentaram uma capacidade por unidade de volume 10%, em média, superior aos de serpentina e 20 superior ao de tubos e aletas. O modelo de placas de contra-corrente mostrou um desempenho 4% superior ao modelo de correntes cruzada.

#### 2.4.5 Compressor

O compressor é o componente responsável pela compressão do gás refrigerante desde a pressão de evaporação até a de condensação, promovendo a circulação de refrigerante pelo circuito. O processo requer a introdução de trabalho, que, no caso de sistemas automotivos, provém do motor do veículo. Para satisfazer as crescentes necessidades de conforto e economia de combustível nos veículos equipados com ar-condicionado, muitos compressores foram desenvolvidos ao longo dos anos buscando melhorar o desempenho e a eficiência e reduzir o nível de ruído. Alguns tipos surgiram e rapidamente desapareceram do mercado, enquanto outros permaneceram ou ressurgiram e ainda se mantêm em contínuo desenvolvimento e aprimoramento. Dentre os tipos existentes, podemos destacar os seguintes:

- 1 - Compressor radial de pistões. Apresenta os cilindros dispostos radialmente em torno do eixo, que funciona como girabrequim. Foi introduzido no mercado norte-americano na década de 70 e sua produção está praticamente extinta.

2 – Compressor de pistões axiais tipo “Swashplate”. Possui um disco (swash plate) posicionado concentricamente ao eixo e com um determinado ângulo de inclinação, no qual são fixados os pistões, que são distribuídos em intervalos iguais em torno do eixo, de modo que a compressão seja axial. Foi o principal tipo produzido pela indústria automotiva na década de 60 até meados da década de 80 e hoje apresenta um modelo com controle de deslocamento.

3 – Compressor de pistões axiais tipo “Wobbleplate” (Figura 2-10). Seu mecanismo de funcionamento é muito similar ao “Swashplate”, porém, neste caso, os pistões são posicionados apenas na parte superior do disco (wobble plate). Foi criado na década de 50 e renasceu nos anos 70 com tamanho e peso reduzidos. Na década seguinte, foi introduzida uma nova versão com 7 cilindros, que, na atualidade é um dos principais tipos de compressores produzidos. Atualmente seu principal atrativo é possibilitar o controle de deslocamento e, conseqüentemente, a capacidade, característica introduzida nas novas versões desse compressor. Pelo fato de corresponder ao tipo de compressor utilizado nos ensaios do presente trabalho, sua descrição mais detalhada será feita mais adiante.

4 – Compressor rotativo de palhetas. Pode apresentar dois tipos de característica construtiva: a convencional, na qual um rotor gira excentricamente no interior de uma câmara cilíndrica; e a mais utilizada em sistemas automotivos (Figura 2-9), com o rotor coaxialmente a uma câmara oval. Em ambos os tipos, cada câmaras de compressão é formada pelo espaço entre duas palhetas consecutivas, o rotor e a parede da câmara. Foi introduzido no Japão no início da década de 80 e posteriormente na Europa e EUA. Atualmente, pode ganhar maior importância por meio de sua nova versão com controle contínuo de deslocamento, apresentada por NAKAJIMA & HILL (1990), que possui as vantagens de ser mais compacto e silencioso que os outros tipos com controle de deslocamento.

5 - Compressor “Scroll” ou caracol. Foi introduzido no mercado automobilístico no início dos anos 80 e vem provando sua competitividade devido à sua operação suave e silenciosa. Também possui versões com deslocamento variável.

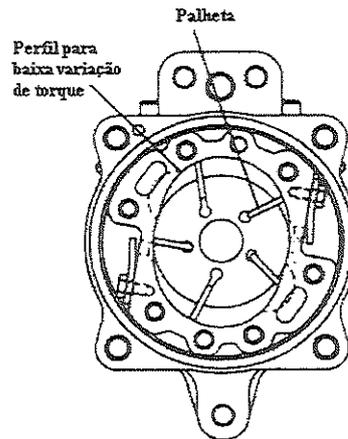


Figura 2-9 Compressor de palhetas – Vista em corte

Segundo TOYODA & HIRAGA (1990), os compressores “Wobbleplate” e “scroll” ocupam, atualmente, uma posição privilegiada no mercado, sendo sua produção correspondente à quase totalidade dos compressores fabricados desde o início da década.

#### 2.4.5.1 O Compressor “Wobbleplate”

Nesta seção são descritos brevemente os mecanismos e princípios de funcionamento do compressor “Wobbleplate” de deslocamento fixo (Figura 2-10), a partir do qual se originou o compressor de deslocamento continuamente variável, que corresponde ao tipo de compressor utilizado neste trabalho.

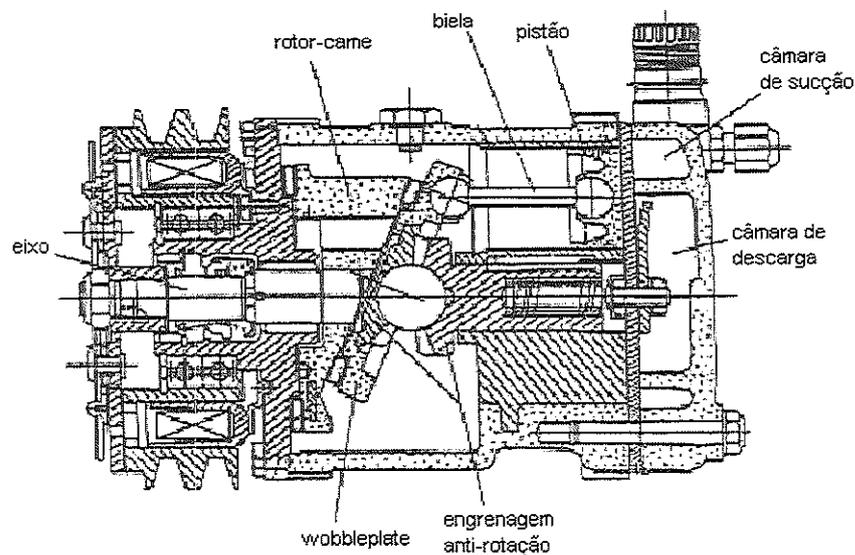


Figura 2-10 Vista em corte de um compressor “Wobbleplate” de deslocamento fixo

Trata-se de um compressor de pistões axiais, cujo princípio de funcionamento consiste na conversão do movimento rotativo de seu eixo em um deslocamento axial dos pistões. Isso é conseguido através do emprego de um disco (wobble plate) no qual são conectadas, de forma distribuída ao longo do perímetro do mesmo, as bielas dos pistões de modo que o seu curso seja axial. O disco é posicionado concentricamente ao eixo e apoiado sobre uma superfície (rotor-came) solidária ao eixo com um ângulo de inclinação fixo. O contato entre as superfícies é realizado por meio de um rolamento axial de agulhas. Uma engrenagem anti-rotação impede que o disco gire, permitindo somente um movimento de nutação em torno do eixo à medida que o rotor-came gira apoiado em sua superfície. Esse movimento é o responsável pelo deslocamento alternado dos pistões.

#### **2.4.5.2 O Compressor de Deslocamento Continuamente Variável**

O compressor com controle de deslocamento surgiu com a finalidade de eliminar alguns inconvenientes típicos de sistemas equipados com compressores de deslocamento fixo, para os quais o ajuste às condições de carga é conseguido através do engate e desengate da embreagem do compressor. Esse sistema liga-desliga gera uma descontinuidade no funcionamento do ar-condicionado, produzindo oscilações térmicas indesejadas, além de uma sensação de desconforto para o passageiro devida ao solavanco no motor do veículo quando do engate e desengate do compressor

O primeiro compressor de deslocamento variável surgiu em 1985 e, segundo SKINNER & SWADNER (1985), representou a maior transformação em termos de tecnologia de ar-condicionado automotivo nas últimas décadas. Tratava-se do compressor V-5 de cinco cilindros desenvolvido pela General Motors, baseado no princípio do compressor “Wobbleplate”, desenvolvido na década de 50. Segundo os referidos autores, apresentava as seguintes vantagens:

- Operação contínua, evitando a ciclagem do motor;
- Menores oscilações na temperatura de descarga;
- Melhor desumidificação do ar da cabine;
- Economia de combustível.

O princípio de funcionamento desse tipo de compressor consiste na variação do curso dos pistões de forma a permitir uma adaptação da taxa de deslocamento volumétrico às condições de carga térmica do sistema e rotação do compressor. Desse modo, à medida que se aumenta a carga térmica ou diminui a rotação, aumenta-se o deslocamento e vice-versa.

Posteriormente outras empresas desenvolveram seus próprios compressores de deslocamento variável, como é o caso da empresa japonesa SANDEN, que criou o compressor SDV716 (Figura 2-11), utilizado nos ensaios deste trabalho, cujos princípios de funcionamento são os mesmos do compressor V-5 da General Motors. Trata-se de um compressor de 7 cilindros tipo “Wobbleplate”, com deslocamento variável, desenvolvido para satisfazer, segundo TAKAI et al (1989), os seguintes requisitos:

- Grande faixa de controle de capacidade, eliminando a ciclagem da embreagem e suas consequências indesejadas.
- Proteção quase perfeita contra o congelamento do evaporador;
- Confiabilidade em quaisquer condições dentro do campo de operação;
- Operação silenciosa;
- Tamanho e peso reduzidos.

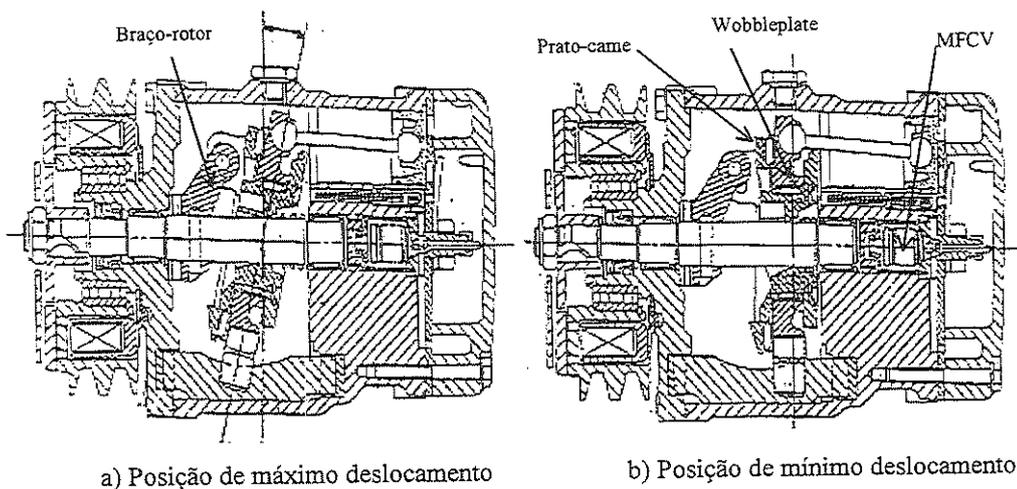


Figura 2-11 Compressor SDV716 –SANDEN

A diferença básica entre este tipo de compressor e o compressor “Wobbleplate” de deslocamento fixo é que, neste caso, o rotor-came foi dividido em

duas partes: uma fixa ao eixo, o braço-rotor, e outra móvel, o prato-came, que são interligadas entre si por um pino articulado. Dessa forma, o prato-came possui um movimento com dois graus de liberdade: rotação solidária ao braço-rotor e regulação do ângulo de inclinação em torno do pino articulado. Como esse ângulo é transmitido ao disco no qual são fixadas as bielas, o curso dos pistões é ajustado em função do mesmo. Assim, à medida que se aumenta o ângulo, aumenta-se o deslocamento dos pistões e, inversamente, quando se diminui o ângulo, reduz-se o deslocamento. Esse controle do ângulo de inclinação é conseguido através do ajuste do diferencial entre as pressões do cárter e da sucção de maneira que esta se mantenha constante. A pressão de sucção atua na parte superior dos pistões durante o processo de aspiração (ver Figura 2-12), gerando um momento em torno do pino articulado no sentido do aumento do ângulo, enquanto a pressão do cárter exerce uma força de sentido oposto na parte inferior dos pistões, gerando uma tendência de diminuição do deslocamento. O momento produzido pela pressão de descarga e pela pressão do cárter no pistão durante a descarga é desprezível, uma vez que o braço de força em relação ao pino articulado é pequeno. Dessa forma, a posição de equilíbrio ocorrerá no momento em que houver um equilíbrio dos momentos gerados em torno do pino. Quando ocorre um aumento da carga térmica, elevam-se a pressão de evaporação e, conseqüentemente, a de sucção. O aumento desta gera um desequilíbrio de momentos no disco, levando o compressor a uma posição de maior deslocamento. Isto produz um aumento na vazão de refrigerante, que, por sua vez, induz uma redução nas pressões de sucção e de evaporação, procurando restabelecer seus valores iniciais. Efeitos opostos ocorrem quando da diminuição da carga térmica. Neste caso, o controle de capacidade opera no sentido de evitar a formação de neve no evaporador. Isto é possível uma vez que a pressão e a temperatura de evaporação são mantidas aproximadamente constantes, não atingindo, portanto, valores suficientemente baixos a ponto de permitir a formação de neve nas aletas.

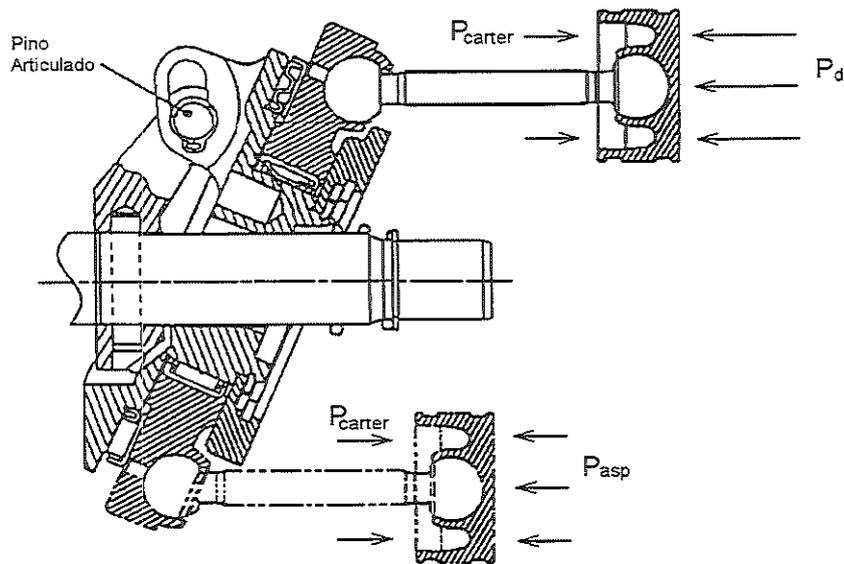


Figura 2-12 Compressor wobbleplate de deslocamento variável – esquema da atuação das pressões

Entretanto, a variação da vazão de refrigerante gera, em princípio, outro inconveniente. À medida que se aumenta a vazão, eleva-se também a perda de carga nas linhas entre o evaporador e a aspiração do compressor, do que resultaria um acréscimo na pressão de evaporação. Para solucionar este problema, o compressor SDV-716 é provido de uma válvula de controle de compensação de vazão - MFCV (“mass flow compensation valve”). Trata-se de uma válvula de fole (Figura 2-13) que controla o ponto de ajuste da pressão de aspiração através do sensoreamento da pressão de descarga, dado que se pode estabelecer uma relação entre esta e a vazão de refrigerante. Embora vários fatores exerçam influência sobre a pressão de condensação, como, por exemplo, temperatura e vazão de ar no condensador, pode-se dizer que, para as mesmas condições, a pressão de descarga aumenta com o aumento da vazão de refrigerante. Assim, quando ocorre um aumento na carga térmica, eleva-se a vazão e a pressão de descarga e, então, a válvula permite um sangramento de refrigerante do cárter para a câmara de sucção, diminuindo o diferencial de pressão. Isso leva a um aumento do deslocamento dos pistões, proporcionando um pequeno aumento na vazão e, logo, uma queda nas pressões sucção, permitindo que a pressão de evaporação se mantenha constante. O ajuste da válvula é feito de forma a permitir uma queda de 5 kPa na pressão de aspiração para cada acréscimo de 100 kPa na pressão de descarga.

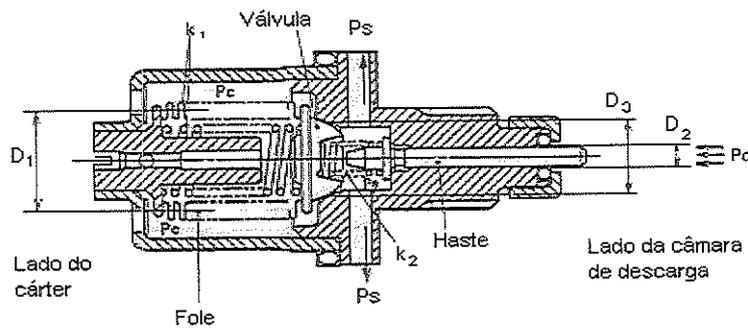


Figura 2-13 Válvula de controle de compensação de fluxo MFCV

#### 2.4.6 Dispositivo de Expansão

A função do dispositivo de expansão em um sistema frigorífico é promover a redução da pressão do refrigerante desde os níveis de condensação até os de evaporação. Nos sistemas de ar condicionado automotivo, esse dispositivo pode ser uma válvula de expansão termostática (VET) ou um tubo de orifício.

A VET é o dispositivo utilizado pela maioria dos fabricantes. O seu princípio de funcionamento consiste em ajustar a vazão de refrigerante para as distintas condições de carga. O controle é feito pelo superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. Dessa forma, a VET opera no sentido de permitir uma maior vazão de refrigerante mediante o aumento da abertura do seu orifício na medida em que se aumenta o superaquecimento. Um bulbo (Figura 2-14) parcialmente cheio com refrigerante líquido é posicionado de forma que a temperatura do fluido interno seja aproximadamente igual à temperatura do gás na saída do evaporador. A pressão desse fluido atua sobre a superfície superior de um diafragma que controla a abertura da válvula enquanto a pressão no evaporador age sobre sua superfície inferior. A força exercida por uma mola na haste da válvula age no sentido de manter a válvula fechada. Para que a válvula se abra, é necessário que a pressão na parte superior do diafragma seja maior que a pressão na região inferior, o que é conseguido quando o refrigerante na saída do evaporador esteja superaquecido.

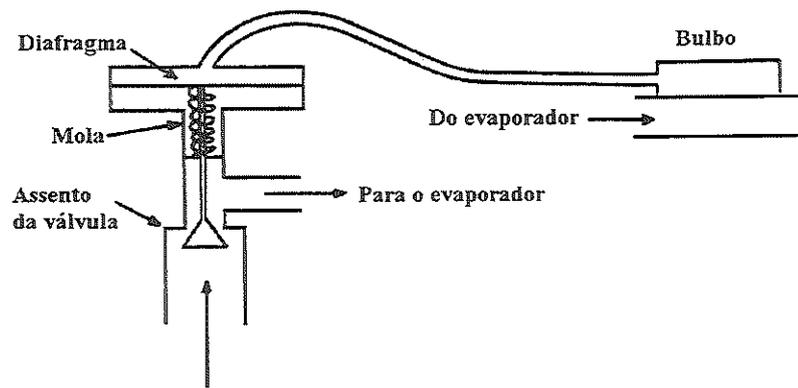


Figura 2-14 Esquema do diafragma da válvula de expansão termostática (STOECKER & JONES (1985))

Dessa forma, em uma condição de equilíbrio, as forças no diafragma obedecem a seguinte relação:

$$P_{bulbo} = P_{evap} + P_{mola} \quad (2-5)$$

onde

$$P_{bulbo} = P_{sat}(T_{evap} + \Delta T_{as}) \quad (2-6)$$

A válvula mostrada na Figura 2-14 é do tipo de equalização interna, na qual a pressão na entrada do evaporador é transmitida à região inferior do diafragma. Entretanto, em sistema nos quais a perda de carga no evaporador é significativa, isso torna-se um inconveniente, pois, nestes casos, a pressão na saída do evaporador, onde deve ser medido o superaquecimento, será significativamente menor que a pressão na entrada do evaporador. Para solucionar essa distorção utiliza-se o sistema de equalização externa, no qual a pressão na saída do evaporador é transmitida à superfície inferior do diafragma.

Sistemas de ar condicionado automotivos, em geral, utilizam a VET de equalização externa pelo fato de apresentarem altas perdas de carga no evaporador proporcionadas pelas altas vazões de refrigerante. Figura 2-15 mostra uma vista em corte da válvula utilizada no presente trabalho. A vantagem da VET sobre os tubos de orifício é que apresentam um melhor ajuste às condições de carga térmica, uma vez que possuem um controle da vazão de refrigerante baseado no superaquecimento.

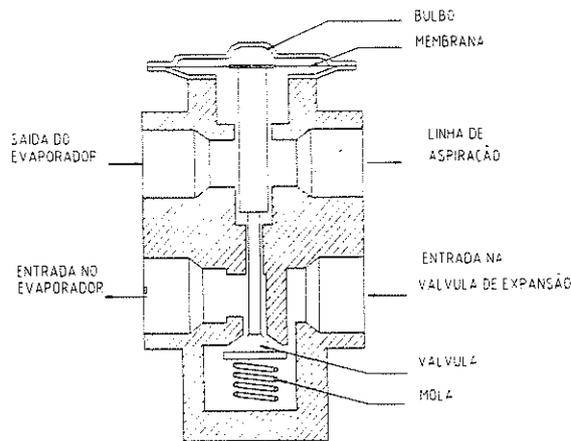


Figura 2-15 Vista em corte da válvula de expansão termostática automotiva EGELHOF

Os tubos de orifício são muito utilizados na indústria automotiva norte-americana. Suas vantagens são baixo custo, fácil manutenção e robustez de montagem, evitando, assim, o surgimento de problemas como vazamentos, quebras ou falhas. Porém, apresenta uma regulagem fixa da vazão para um dado diferencial de pressões. A Figura 2-16 mostra o esquema de um tubo de orifício utilizado no setor automotivo.

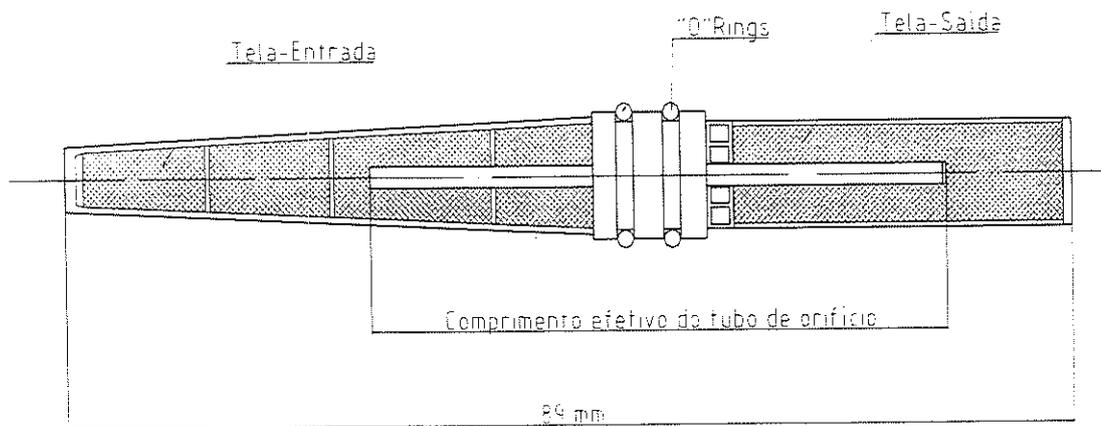


Figura 2-16 Tubo de orifício utilizado em ar-condicionado automotivo (HERNANDEZ NETO (1998))

## 2.5 Carga de Refrigerante

A quantidade de refrigerante com a qual um sistema frigorífico deve operar possui uma significativa influência no seu desempenho. Dessa forma, é importante a

determinação do inventário ótimo de refrigerante, que, em geral, é expresso por uma faixa dentro da qual o sistema opera adequadamente. Entretanto, a determinação dessa faixa ideal representa uma tarefa não muito simples, pois é difícil estimá-la com precisão, sendo, para isso, necessário executar ensaios experimentais de desempenho. Nas seções seguintes são apresentados os efeitos da carga de refrigerante no comportamento do sistema e também os critérios utilizados na sua determinação.

### 2.5.1 Efeito da Carga de Refrigerante

O dispositivo de expansão possui um papel muito importante dentro de um circuito frigorífico no que se refere ao seu sistema de controle, dado que uma de suas funções é regular a vazão de refrigerante que é enviado ao evaporador. Os dispositivos mais comumente empregados em sistemas de ar condicionado são os tubos capilares, os tubos de orifício e as válvulas de expansão termostáticas. No entanto, para um desempenho adequado do sistema, é necessário que somente líquido, com um certo grau de sub-resfriamento, atinja a entrada do dispositivo de expansão, permitindo que o refrigerante se expanda apropriadamente e saia do evaporador com um determinado grau de superaquecimento.

Quando a quantidade de refrigerante no circuito é reduzida, começam a surgir bolhas na linha de líquido, principalmente em sistemas não dotados de reservatório de líquido. Dessa forma, refrigerante não condensado chega até o dispositivo de expansão, o que afeta a sua operação, causando uma redução na capacidade de refrigeração. Simultaneamente, o superaquecimento eleva-se, produzindo temperaturas demasiadamente altas na descarga do compressor, o que pode provocar uma deterioração prematura do mesmo.

Por outro lado, quando a carga de refrigerante no circuito é excessiva, o refrigerante em excesso se concentra na parte inferior do condensador, o que acarreta numa redução na região de condensação. Neste caso, para que se mantenha a capacidade de rejeição de calor do condensador, ocorre um aumento na temperatura e pressão de condensação, que, por sua vez, resulta num aumento da vazão de refrigerante, em virtude do aumento da diferença de pressão no dispositivo de

expansão. Neste caso, existe o risco de refrigerante líquido deixar o evaporador e atingir a aspiração do compressor, podendo causar sérios danos ao mesmo. Além disso, altas pressões de descarga, requerem uma maior potência de compressão, o que implica numa diminuição do COP do sistema e da vida útil do compressor.

Sistemas que operam com tubos capilares ou tubos de orifício são mais sensíveis às variações na carga de refrigerante, pois não possuem um ajuste para o controle da vazão, ficando completamente suscetíveis às pressões de condensação e às condições do refrigerante na sua entrada. Por isso, nesses casos, a carga de refrigerante ideal situa-se dentro de uma faixa bastante estreita. Já nos sistemas dotados de válvulas de expansão termostáticas essa faixa é mais ampla, pois a válvula controla, dentro de um certo limite, a sua abertura, de forma a manter um grau de superaquecimento aproximadamente constante, reduzindo assim os riscos acima citados.

Um estudo experimental mostrando os efeitos da carga de refrigerante para distintos dispositivos de expansão foi apresentado por FARZAD & O'NEAL (1991). Seus ensaios foram realizados em uma unidade de ar condicionado residencial, que foi carregada com CFC-12, efetuando-se incrementos de 5% de carga de refrigerante dentro da faixa de -20% a 20% da carga total pré-definida, de forma a cobrir todas as eventuais condições de operação. Os dispositivos de expansão utilizados foram o tubo capilar e a válvula de expansão termostática e os parâmetros avaliados foram a capacidade frigorífica, potência de compressão e eficiência energética. Seus resultados indicaram que os parâmetros de desempenho da unidade com tubo capilar mostraram-se mais sensíveis às condições de carga de refrigerante que o sistema com VET. Como exemplo, pode-se citar a capacidade, que, para o tubo capilar, apresentou uma redução de 28% para uma carga de -20%, enquanto que, para a VET, as alterações foram sempre inferiores a 5% para todo o intervalo ensaiado.

### **2.5.2 Determinação da Carga de Refrigerante**

Conforme mencionado anteriormente, para uma determinação precisa da carga de refrigerante de um sistema frigorífico, é necessário um levantamento experimental dos parâmetros de desempenho do sistema em função da carga de

refrigerante, o que se estende também para o caso de circuitos frigoríficos automotivos. Em geral, os critérios utilizados na definição da carga de refrigerante para sistemas automotivos e convencionais são muito similares entre si.

STRUSS et al. (1990) apresentaram distintos métodos para a definição da carga de refrigerante para diferentes sistemas automotivos, com o objetivo de avaliar os seus desempenhos conforme o refrigerante utilizado, CFC-12 ou HFC-134a. Procurou-se identificar a carga mínima com a qual o sistema operaria efetivamente e também a quantidade de sobrecarga necessária. Para os equipamentos dotados de tubo de orifício, a carga mínima foi definida como a menor carga que produziria a menor temperatura do ar na saída do evaporador. A sobrecarga foi calculada subtraindo-se a carga mínima da carga recomendada no manual de serviço do veículo. Essa sobrecarga foi utilizada para os ensaios dos equipamentos fora de série, quando testados com o CFC-12. Para o veículo com VET e CFC-12, a carga mínima foi definida como sendo aquela com a qual o visor de líquido se apresentava livre de bolhas. Isto garantia que somente líquido chegasse à válvula. A sobrecarga foi obtida da mesma forma que a descrita acima. A mínima carga foi obtida carregando-se o sistema com refrigerante até que se obtivesse um sub-resfriamento de  $0,5^{\circ}\text{C}$  na saída do condensador e um superaquecimento de  $2,7$  a  $4,0^{\circ}\text{C}$  na saída do evaporador. Os testes acima foram feitos com o veículo a uma velocidade de  $48\text{ km/h}$  e ar frontal à temperatura de  $43^{\circ}\text{C}$  e umidade relativa de  $50\%$ .

EL-BOURINI et al (1990), em suas investigações da aplicação do HFC-134a em ar-condicionado automotivo, caracterizou o inventário de refrigerante como a quantidade mínima que proporcionasse a ausência de bolhas no visor de líquido mais uma sobrecarga de  $150\text{g}$ . O sistema ensaiado utilizava válvula de expansão termostática como dispositivo de expansão e os testes foram realizados a uma temperatura ambiente de  $43^{\circ}\text{C}$  e em condições de máxima carga térmica e máximo fluxo de ar.

COLMERY et al (1995) determinaram a carga mínima para um sistema automotivo com VET através do critério do visor de líquido e definiram a sobrecarga como sendo igual à quantidade de refrigerante correspondente à capacidade do reservatório de líquido.

## ***CAPÍTULO 3 – Procedimento Experimental***

O experimento teve como finalidade realizar ensaios de desempenho do sistema de ar condicionado que equipa o veículo *SEAT-Ibiza*, versão 1.6 a gasolina, produzido pela empresa ELECTRO AUTO S.A. Os ensaios foram realizados em uma bancada de testes montada e instrumentada de forma a permitir o levantamento de alguns parâmetros de desempenho, cuja avaliação constitui um dos objetivos deste trabalho. Anteriormente à execução dos ensaios propriamente ditos, foi necessária a determinação da carga ótima de refrigerante com a qual o comportamento do sistema deveria ser avaliado. Os detalhes do equipamento ensaiado, bancada experimental, instrumentação e metodologia utilizada na determinação da carga de refrigerante, nos testes e na análise dos resultados são apresentados a seguir.

### **3.1 Equipamento Ensaiado**

Como observado anteriormente, o equipamento testado no presente trabalho foi o sistema de ar condicionado que equipa o veículo *SEAT-Ibiza* versão 1.6 a gasolina. O circuito frigorífico do referido sistema opera com refrigerante HFC-134a e seus componentes são descritos a seguir.

#### **3.1.1 Compressor**

*Fabricante/modelo:* SANDEN SDV716 (Figura 2-11)

*Descrição:* Trata-se de um compressor tipo “Wobbleplate” de deslocamento variável dotado de válvula de compensação de vazão. Opera com refrigerante HFC-134a e lubrificante PAG. É dotado de sete cilindros, apresentando um deslocamento volumétrico mínimo de  $10 \text{ cm}^3$  e máximo de  $161 \text{ cm}^3$ . A embragem é instalada na

polia do compressor e alimentada por uma tensão de 12 Volts cc.

### 3.1.2 Condensador

*Fabricante/modelo:* SANDEN MFC-2058AE

*Descrição:* Condensador de microcanais de fluxo paralelo fabricado em alumínio extrudado (Figura 2-7). Dimensões frontais de 360x580 mm.

### 3.1.3 Evaporador

*Fabricante:* SANDEN

*Descrição:* Evaporador de tubos e aletas de alumínio, montado juntamente com o ventilador em uma carcaça de plástico injetado. Possui, na sua entrada, um distribuidor de refrigerante, cuja função é propiciar uma distribuição uniforme de refrigerante para os distintos circuitos. Capacidade frigorífica nominal de 5,4 kW para uma vazão máxima de ar de 600 kg/h.

### 3.1.4 Válvula de Expansão

*Fabricante/modelo:* EGELHOF TCD-2 (Fig.2.11)

*Descrição:* Válvula de expansão termostática com capacidade nominal de 7 kW.

### 3.1.5 Outros Componentes

Além dos componentes principais do circuito frigorífico, descritos acima, outros componentes do sistema original foram incorporados na montagem da bancada de ensaios:

#### **Reservatório de líquido/filtro desidratador**

Fabricado em aço, utiliza como material secante o gel com tamanho de poros XH-9, próprio para o R-134a.

#### **Separador de líquido**

Trata-se de um pequeno separador acoplado na mangueira que liga o evaporador ao compressor.

#### **Mangueiras de conexão**

Trata-se de mangueiras flexíveis de borracha com quatro capas de revestimento mais

uma camada interna (barreira de nylon) que cumprem as normas de permeabilidade. As partes rígidas (terminais e conexões) são de alumínio.

#### Ventilador do condensador

Dois ventiladores axiais alimentados por corrente contínua e tensão de 12 volts.

#### Ventilador do evaporador

Trata-se de um ventilador radial incorporado à carcaça do evaporador e alimentado por corrente contínua e tensão de 12 volts.

### 3.2 Descrição da Bancada Experimental

A bancada de ensaios foi montada de forma a poder simular as distintas condições de operação às quais o ar-condicionado do veículo é submetido. Nesse sentido, diversas adaptações foram necessárias na montagem do equipamento para permitir o ajuste das seguintes variáveis: rotação do compressor, temperatura e vazão do ar que atravessa o evaporador e temperatura do ar que atravessa o condensador. Dessa forma, utilizaram-se alguns equipamentos auxiliares com a finalidade de substituir componentes do veículo que não puderam ser incorporados à bancada e também com a função de ajustar as variáveis mencionadas. A Figura 3-1 mostra o esquema de montagem da bancada experimental, incluindo os componentes do circuito frigorífico, de controle e de instrumentação. Os componentes auxiliares utilizados são descritos na Tabela 3-1.

**Tabela 3-1** Componentes auxiliares utilizados na bancada de ensaios

Componente	Fabricante	Descrição
Motor elétrico principal	WEG	Motor de indução trifásico, 10 cv, 220 V
Motor elétrico secundário	GE	Motor de indução trifásico, 3 cv, 220 V
Variador de frequência	DANFOSS	Modelo VTL-3011.
Bateria elétrica	DELCO	12 V, capacidade 45 Ah
Alternador	BOSCH	Corrente: 50 A

Tabela 3-1 Continuação

Resistências elétricas do condensador	ELTERM	Resistências elétricas aletadas. Alimentação: 220 V, Potência total: 6kW
Resistências elétricas do evaporador	---	Resistências elétricas tubulares. Alimentação: 110 V, Potência total: 600 W
Variac 1	STP	Variador de voltagem. Alimentação: 220 V. Potência 6 kW
Variac 2	STP	Variador de voltagem. Alimentação: 220 V, Potência: 3 kW

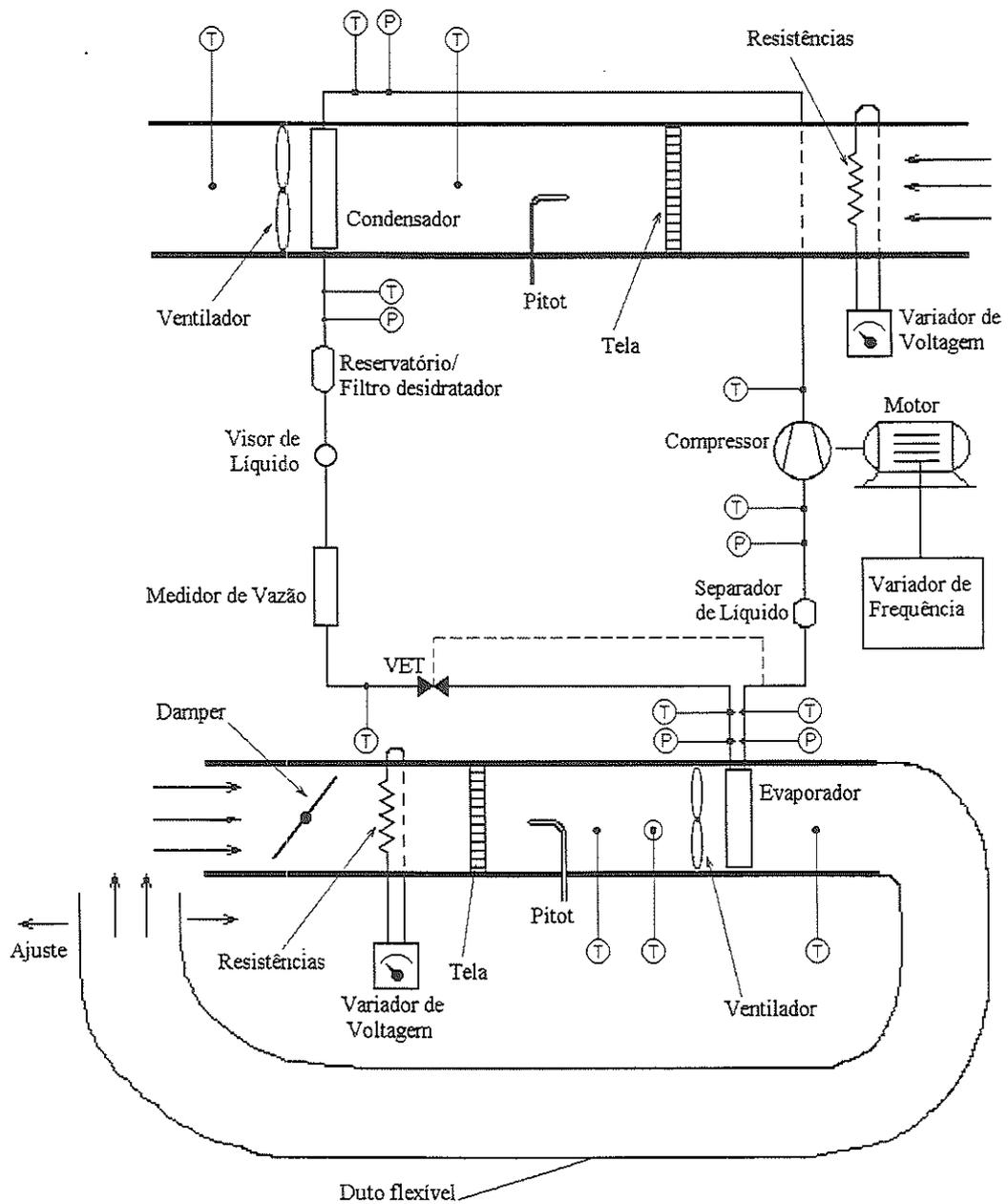


Figura 3-1 Esquema de montagem do circuito frigorífico e instrumentação

Conforme pode ser observado na Figura 3-1, o compressor é acionado por um motor elétrico (motor principal), que substitui a função do motor do veículo. Um variador de frequência foi instalado na alimentação do motor, permitindo, desse modo, simular todas as condições de rotação encontradas na aplicação real do equipamento. A transmissão entre o motor e o compressor é feita por meio de uma conexão do tipo polia-correia, original do sistema, com relação de transmissão de 1:1,25. Deve-se lembrar que a polia do compressor incorpora a embreagem que deve ser acionada para que ocorra a transmissão de movimento ao compressor. A embreagem é alimentada pela bateria elétrica e acionada através de um disjuntor, instalado exclusivamente para esse fim.

Na instalação do condensador, foi construído um túnel de vento que possibilitasse o ajuste e medição das características do escoamento de ar. O túnel foi fabricado em madeira compensada e montado sobre uma estrutura metálica a uma altura de 80 cm do solo. Em seu interior, foram alojados o condensador, o ventilador, uma tela retificadora de fluxo e uma bateria de resistências elétricas. O condensador e o ventilador foram acoplados juntos em um mesmo suporte, da mesma forma que no veículo, conforme pode ser visto nas Figuras 3-2 e 3-3. O motor elétrico do ventilador também foi alimentado pela bateria elétrica. A tela retificadora de fluxo, posicionada a montante, teve como função uniformizar o escoamento de ar, permitindo uma maior precisão nas medições de sua vazão e temperatura (ver seção 3.3). Para o ajuste da temperatura do ar no condensador, utilizou-se a bateria de resistências elétricas, instalada na entrada do túnel. O ajuste da potência fornecida ao ar pelas resistências foi obtido por meio de um variador de voltagem (Variac 1).

O evaporador foi montado, conforme o sistema original, dentro da carcaça plástica na qual também estava instalado o ventilador do evaporador, posicionado a montante (Figura 3-4) e alimentado pela bateria elétrica. Com a finalidade de conseguir um controle mais acurado e permitir a medida da vazão de ar através do evaporador, construiu-se um pequeno duto de chapa de aço galvanizado, que foi conectado à entrada de ar da carcaça de plástico. Em seu interior, instalou-se um damper (válvula borboleta) para o controle da vazão, uma tela para retificar o fluxo de ar e resistências elétricas para aquecê-lo. Para a obtenção de temperaturas abaixo

da temperatura ambiente, foi necessário promover uma recirculação do ar que saía do evaporador. Para isso, outro duto, neste caso flexível, foi acoplado à saída da carcaça (descarga do evaporador) com a extremidade oposta posicionada próxima à entrada de ar do primeiro duto, a uma distância que podia ser ajustada. O ajuste dessa distância permitia um balanceamento entre a quantidade de ar externo e ar recirculado (a baixa temperatura). Dessa forma, para a obtenção de temperaturas acima da ambiente, utilizou-se a potência dissipada pelas resistências, ao passo que, para temperaturas abaixo da ambiente utilizou-se o ajuste da distância entre a saída do duto flexível e a entrada do duto rígido conectado à carcaça de plástico. Para o controle da potência dissipada nas resistências, foi utilizado um variador de voltagem (variac 2).

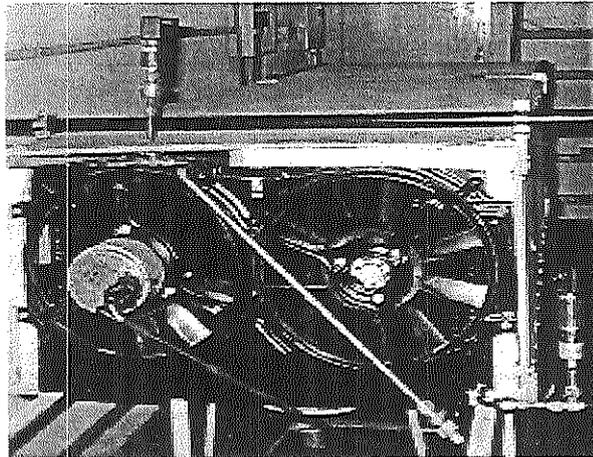


Figura 3-2 Vista externa da montagem do conjunto ventilador/condensador

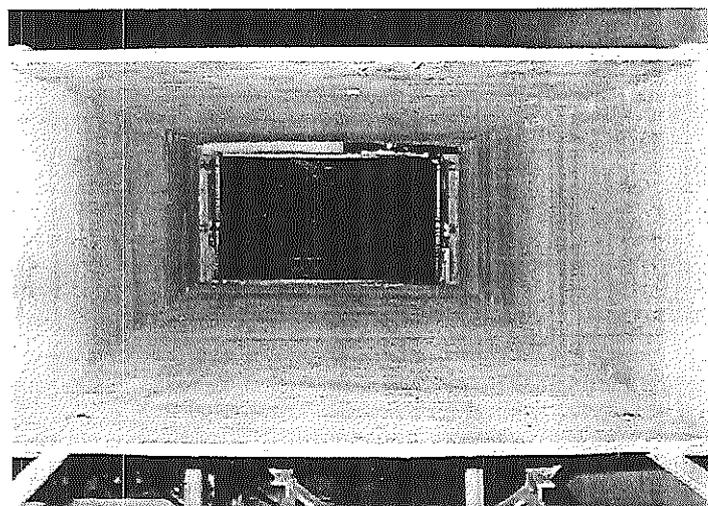


Figura 3-3 Vista interna do duto com o condensador ao fundo

A válvula de expansão, conforme pode ser visto na Figura 3-4, foi instalada junto à carcaça do evaporador, de acordo com a montagem original.

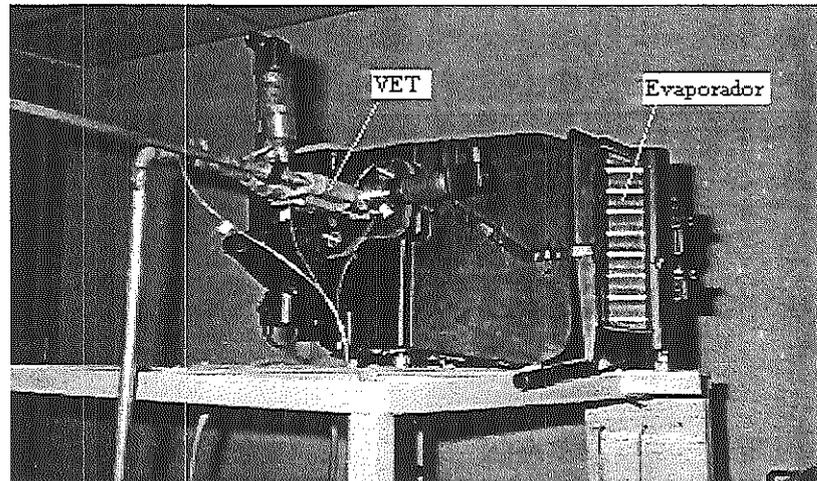


Figura 3-4 Conjunto carcaça-evaporador e válvula de expansão

Na linha entre o condensador e a válvula de expansão, foram instalados o filtro desidratador e um visor de líquido, através do qual observava-se o estado do refrigerante na saída do condensador, e o medidor de vazão.

Deve-se observar que, por uma questão de espaço físico, as linhas de conexão foram montadas de forma diferente à original, de modo a viabilizar a instalação de todos os componentes e dos instrumentos de medida. Dessa forma, vários prolongamentos de linha foram utilizados. As mangueiras flexíveis foram utilizadas somente na aspiração do compressor, trecho ao qual estava acoplado o separador de líquido, e na descarga do compressor para evitar a transmissão da vibração aos outros componentes. Nos prolongamentos, foram utilizados tubos de cobre de diâmetro 3/8" (linha de líquido) e 1/2" (linha de vapor).

O alternador de automóvel foi usado para recarregar a bateria elétrica sendo acionado por um motor elétrico (motor secundário).

### 3.3 Instrumentação

Nesta seção é descrita a instrumentação utilizada nos ensaios, incluindo os sensores e o sistema de aquisição utilizados. A finalidade da instrumentação foi possibilitar o levantamento do desempenho do sistema, por meio das medidas das condições de escoamento do refrigerante ao longo dos componentes principais do sistema (compressor, condensador, evaporador e válvula), e do ajuste das condições de escoamento do ar através dos trocadores e da rotação do compressor, que constituíram os parâmetros independentes dos ensaios. Para a medida de temperatura, pressão e vazão de refrigerante foram utilizados transdutores, cujos sinais de saída eram enviados a um sistema de aquisição microprocessado, lidos e arquivados em um computador pessoal. Deve-se observar, porém, que, para algumas medidas, não houve grande preocupação quanto à precisão, como é o caso das vazões e temperatura do ar, rotação do compressor e inventário de refrigerante no circuito frigorífico, uma vez que as mesmas não foram utilizadas nos cálculos dos parâmetros de desempenho do sistema, representando apenas as condições paramétricas de ensaio. Nesses casos, os valores indicados na apresentação dos resultados, no Capítulo 4, correspondem aos valores nominais de ajuste (valores arredondados).

#### 3.3.1 Temperatura

Para as medidas de temperatura foram utilizados termopares tipo “T” (cobre-constantan), que se mostraram adequados às aplicações deste trabalho por apresentarem uma faixa de utilização compatível com os valores típicos dos ensaios e possuírem uma exatidão adequada para os objetivos deste trabalho.

Termopares utilizados:

*Fabricante/tipo:* OMEGA – tipo “T”

*Faixa de utilização:* -184 C a 270 C

*Precisão associada ao sistema de aquisição:* 0.4°C para as medidas no lado do refrigerante e 0.7°C para as medidas no lado do ar (ver Apêndice D).

A seguir são descritos os pontos de medida de temperatura, que podem ser visualizados na Figura 3-1.

### 3.3.1.1 Lado do refrigerante

Os termopares foram posicionados na entrada e saída dos componentes principais de forma a possibilitar o cálculo da entalpia do refrigerante nesse pontos. Sua instalação foi feita utilizando-se um poço inserido no escoamento, conforme esquematizado na Figura 3- 5.

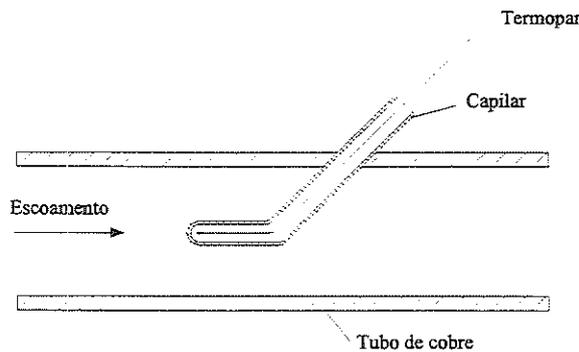


Figura 3- 5 Esquema de montagem dos termopares

Pontos de medição de temperatura (ver Figura 3-1):

- $T_{e_{comp}}$ : Entrada (aspiração) do compressor
- $T_{s_{comp}}$ : Saída (descarga) do compressor
- $T_{e_{cond}}$ : Entrada do condensador
- $T_{s_{cond}}$ : Saída do condensador
- $T_{e_{valv}}$ : Entrada da válvula de expansão
- $T_{e_{evap}}$ : Entrada do evaporador (corresponde à mesma medida da saída da válvula)
- $T_{s_{evap}}$ : Saída do evaporador

### 3.3.1.2 Lado do ar

As medidas de temperatura do ar tiveram como finalidade estabelecer as condições de simulação de carga térmica (temperatura e umidade do ar no evaporador) e ambientes (temperatura do ar no condensador). Como o escoamento de ar não é uniforme ao longo de uma seção do duto, utilizaram-se malhas de termopares (Figura 3-6) conectados em paralelo de forma a obter a média das temperaturas na seção transversal do duto. Para a medida da temperatura de bulbo

úmido na entrada do evaporador,  $TBU_{evap}$ , utilizou-se um termopar envolvido em uma mecha de algodão úmido.

Os pontos de tomada de temperatura no ar foram os seguintes:

- $Tar-e_{cond}$ : Entrada do condensador - malha com 12 pontos
- $Tar-s_{cond}$ : Saída do condensador - malha com 12 pontos
- $Tar-e_{evap}$ : Entrada do evaporador - malha com 4 pontos
- $Tar-s_{evap}$ : Saída do evaporador - malha com 6 pontos
- $TBU_{evap}$ : Temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador

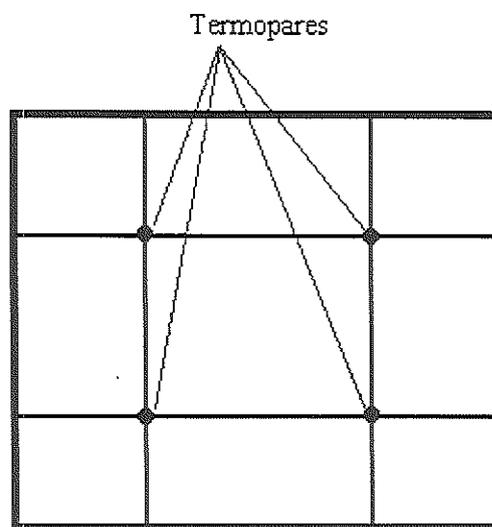


Figura 3-6 Desenho esquemático de uma malha de termopares

### 3.3.2 Pressão

As medidas de pressão foram tomadas no escoamento de refrigerante com a finalidade de determinar as pressões de evaporação e de condensação, perda de carga nos trocadores e relação entre pressões no compressor, além de caracterizar o estado do refrigerante. Nesse sentido, os transdutores de pressão foram instalados nos seguintes pontos (ver Figura 3-1):

- $P_{asp}$  ou  $Pe_{comp}$ : Aspiração do compressor
- $P_d$  ou  $Ps_{comp}$ : Descarga do compressor. Corresponde à mesma medida na entrada do condensador,  $Pe_{cond}$ , pois a distância e, logo, a perda de carga são pequenas entre estes dois pontos
- $Ps_{cond}$ : Saída do condensador

- $P_{e\text{evap}}$ : Entrada do evaporador
- $P_{s\text{evap}}$ : Saída do evaporador.

Transdutores utilizados:

- Linha de baixa pressão ( $P_{e\text{comp}}$ ,  $P_{e\text{evap}}$  e  $P_{s\text{evap}}$ ):

*Modelo:* AK 33

*Faixa de operação:* -1 a 12 bar

*Saída:* 4 a 20 mA

*Exatidão\*:* 1% do fundo de escala

- linha de alta pressão ( $P_{s\text{comp}}$  e  $P_{s\text{cond}}$ ):

*Modelo:* AK 33

*Faixa de operação:* 0 a 20 bar

*Saída:* 4 a 20 mA

*Exatidão\*:* 1% do fundo de escala

*Fabricante:* DANFOSS

### 3.3.3 Vazão de Refrigerante

Utilizou-se um medidor do tipo efeito Coriollis, que apresenta uma ótima acuracidade. Este instrumento é composto por um sensor, que foi posicionado na linha de líquido entre o filtro desidratador e a válvula de expansão, e um conversor de sinais, que recebe o sinal emitido pelo sensor e o envia ao sistema de aquisição.

Descrição do instrumento:

*Fabricante:* DANFOSS

*Modelo:* Sensor: Mass 2100

Conversor de sinais: Mass 3000

*Saída:* 4 a 20 mA

*Exatidão:* 0,15% da leitura

---

\* Ver Apêndice I

### 3.3.4 Vazão de ar

As vazões de ar no condensador e no evaporador foram obtidas através da medida das velocidades do escoamento do ar nos respectivos dutos. Para isso foi utilizado um tubo de Pitot com leitura eletrônica. Para garantir uma melhor exatidão, para cada medida foram feitas medições em várias posições ao longo da seção do duto.

Instrumento utilizado:

*Fabricante:* Alnor

*Modelo:* ElectroManometer 8530D-I

*Exatidão:* 5 % da leitura

### 3.3.5 Rotação

O valor da rotação do compressor foi obtido multiplicando-se a rotação do motor elétrico, indicada no display do variador de frequência, pela relação de transmissão. Entretanto, para garantir a confiabilidade desse valor, foi feita uma calibração utilizando-se um tacômetro analógico, conforme descrito no Apêndice I.

### 3.3.6 Massa (ou Inventário) de Refrigerante

A massa de refrigerante introduzida no sistema foi medida utilizando-se uma balança digital com as seguintes características:

Fabricante/modelo: TIF 9010

Capacidade: 34 kg

Exatidão: 2% da leitura (Dado de catálogo)

### 3.3.7 Sistema de Aquisição

O sistema de aquisição tem por finalidade receber os sinais elétricos emitidos pelos distintos transdutores, tratá-los e enviá-los ao computador de forma que possam ser lidos e gravados, automatizando, dessa forma, a aquisição de dados. O sistema utilizado é composto por terminais de conexões, placas conversoras analógico-digital e software de aquisição de dados. A função dos terminais de conexão é servir de

interface entre o meio e o computador. É neles que foram conectados os terminais dos transdutores de temperatura, pressão e vazão de refrigerante. Foram utilizados três terminais, dois para as medidas de temperatura e um para as medidas de pressão. Nos terminais de temperatura, está incorporada uma placa termostática, que serve como referência para os termopares, substituindo o banho de gelo normalmente utilizado para essa finalidade. O sistema realiza uma medição periódica da temperatura dessa placa, compensando variações da temperatura ambiente. As placas A/D, instaladas na CPU do computador, recebem os sinais analógicos dos transdutores e convertem-nos em sinais digitais que possam ser interpretados pelo computador. Abaixo segue uma descrição do sistema de aquisição utilizado:

- Sistema de aquisição:

Fabricante: Strawberry Tree Inc.

Placas: 2 placas modelo DynaRes 16 de 12 bits com 16 entradas analógicas

Painéis: 2 painéis modelo T71-TC, com 8 entradas para temperatura

1 painel modelo T71-GP, com 8 entradas analógicas comuns

Software: WorkBench PC - v. 2.1

- Computador: IBM PC 486 DX, 66 Mhz.

### 3.4 Metodologia

#### 3.4.1 Ensaios

A finalidade dos ensaios foi possibilitar o levantamento do desempenho do sistema sob diversas condições de operação. Os principais parâmetros de desempenho avaliados foram a capacidade de refrigeração,  $Q_e$ , o calor rejeitado no condensador,  $Q_c$ , a potência de compressão,  $W$ , e o coeficiente de eficácia, COP. Porém, outros parâmetros foram abordados como, por exemplo, as pressões de evaporação e condensação, superaquecimento na saída do evaporador, sub-resfriamento do líquido na saída do condensador, etc., cujos resultados serão apresentados mais adiante. Para a caracterização das condições de ensaio foram

controladas as seguintes variáveis: rotação do compressor, temperatura e vazão do ar na entrada do evaporador e temperatura do ar na entrada do condensador.

A rotação do compressor foi ajustada com a finalidade de simular as variações encontradas no veículo trafegando a diferentes velocidades. Esse controle foi obtido através de um ajuste programado no variador de frequência, no qual estipulava-se a rotação que o variador deveria imprimir ao motor elétrico. Dessa forma, a rotação do compressor era obtida multiplicando-se o valor da rotação indicada no painel do variador pela relação de transmissão (1,25) entre o motor e o compressor. A calibração dos valores obtidos por esse cálculo é apresentada no Apêndice I. Os valores da rotação compressor utilizados nos ensaios foram 1500, 2250, 3000, 3750, 4500 e 5250 rpm.

As condições do ar na entrada do evaporador representam as condições de carga térmica imposta ao sistema. A temperatura do ar,  $T_{ar-evap}$ , foi variada ajustando a tensão de saída no variac 2 até a obtenção do valor de temperatura desejado, lido na tela do computador. Os valores utilizados foram 15, 20, 25, 30 e 35°C. A vazão de ar,  $m_{ar-evap}$ , foi controlada por meio do ajuste da posição do damper na entrada do duto do evaporador. Foram utilizados três posições distintas do damper, correspondendo a três níveis de vazão do ar: baixa, média e alta vazão. Os valores dessas vazões foram obtidos multiplicando-se a velocidade do escoamento, medida com o tubo de Pitot, pela área da seção do duto. Os valores calculados foram os seguintes: 200, 350 e 500 kg/h. A umidade do ar no evaporador, que também corresponde a um dos fatores influentes na carga térmica, não foi controlada, porém foi medida através da temperatura de bulbo úmido,  $TBU_{evap}$ .

A temperatura do ar na entrada do condensador,  $T_{ar-cond}$ , representa a condição do ar ambiente que atinge a frente do veículo. Seu ajuste foi obtido de forma análoga à da temperatura no evaporador, regulando a voltagem de saída do variac 1. Os valores utilizados foram 30, 35 e 40 °C.

Deve-se observar que a velocidade do ar no condensador,  $Var_{cond}$ , não foi variada devido a dificuldades no ajuste. Por esse motivo, em todos os ensaios, somente uma velocidade foi utilizada: 3 m/s, que corresponde à velocidade proporcionada pelo ventilador original do veículo montado na referida bancada.

A Tabela 3-2 apresenta um resumo das condições utilizadas nos ensaios.

**Tabela 3-2** Resumo das condições de ensaio utilizadas

Parâmetro	Valores	Unidade
rot	1500, 2250, 3000, 3750, 4500 e 5250	rpm
Tar <sub>e-evap</sub>	15, 20, 25, 30, 35	°C
m <sub>ar-evap</sub>	200, 350, 500	Kg/h
Tar <sub>e-cond</sub>	30, 35, 40	°C
Var <sub>cond</sub>	3	m/s

Os ensaios foram executados de forma a permitir avaliar a influência de cada um dos parâmetros variados (variáveis independentes) no desempenho do sistema. Para isso, foram realizadas várias sequências de ensaios, nas quais variava-se apenas um parâmetro por vez, mantendo-se os outros constantes.

Para cada teste, escolhidas e ajustadas as condições de ensaio, foi necessário aguardar a estabilização do sistema, monitorando os valores lidos na tela do computador. Obtida a estabilização, iniciava-se a aquisição de dados. O sistema de aquisição foi ajustado de forma a gravar uma leitura (conjunto de medidas de todas as variáveis) a cada 5 segundos, utilizando uma frequência de aquisição de 120 Hz. Os resultados de cada teste foram extraídos da média de 100 leituras consecutivas, ou seja, da média dos valores lidos em um intervalo de 500 segundos.

Entretanto, antes do início dos testes de desempenho, foi necessário determinar a carga de refrigerante com a qual o sistema deveria ser ensaiado, através dos procedimentos descritos a seguir.

### 3.4.2 Determinação da carga de refrigerante

Para a determinação da carga ideal de refrigerante a ser utilizada nos ensaios de desempenho do equipamento ensaiado, distintos critérios foram utilizados. Como os objetivos iniciais deste trabalho não incluíam o estudo dos efeitos da carga de refrigerante no comportamento do sistema, procurou-se inicialmente carregar o sistema com uma quantidade de refrigerante que proporcionasse um desempenho

similar ao obtido em ensaios preliminares realizados pelo fabricante com o equipamento original. Embora o fabricante especificasse a faixa adequada para a carga de refrigerante, a mesma não pode ser aplicada ao equipamento a ser testado, uma vez que o comprimento das linhas diferia em relação ao sistema original devido às características de montagem da bancada de ensaios. Dessa forma, o sistema foi carregado gradualmente com refrigerante, observando-se seu comportamento, em particular, os valores das pressões e temperaturas no lado do refrigerante. Foi observado que o parâmetro mais sensível ao acréscimo do inventário de refrigerante era a pressão de condensação. Por esse motivo, este parâmetro foi assumido como determinante na definição da quantidade de refrigerante a ser adicionada ao sistema. As condições de operação utilizadas nessa fase foram as seguintes:

$$\text{rot} = 3000 \text{ rpm}$$

$$\text{Tar}_{e\text{-evap}} = 25^\circ\text{C}$$

$$\text{m}_{\text{ar-evap}} = 500 \text{ kg/h}$$

$$\text{Tar}_{e\text{-cond}} = 40^\circ\text{C}$$

$$\text{Var}_{\text{cond}} = 3 \text{ m/s}$$

A carga total adicionada ao sistema foi de 1150 gramas de HFC-134a. A partir daí, vários testes foram realizados com essa configuração. Entretanto, após uma avaliação mais criteriosa dos resultados, percebeu-se que o sub-resfriamento era excessivo na saída do condensador, muito superior aos valores obtidos nos ensaios do fabricante e os normalmente encontrados em qualquer sistema frigorífico. Esse fato denotava a existência de uma extensa região de sub-resfriamento no condensador, o que implicava numa redução da área de condensação, prejudicando, conseqüentemente, seu desempenho, uma vez que esta região é a que predomina na transferência de calor com o ar. O resultado mais evidente eram as pressões de condensação elevadas. Por esse motivo, procurou-se então definir uma carga de refrigerante mais apropriada para, a partir daí, estudar o desempenho do equipamento. Uma referência inicial a ser considerada foi a quantidade de refrigerante indicada pelo fabricante para o equipamento original. Contudo, conforme mencionado anteriormente, as linhas de refrigerante no circuito da bancada experimental são mais longas que as do circuito original, o que implica numa massa

adicional de refrigerante. Como a densidade do refrigerante líquido é muito superior à do vapor, a massa adicional no circuito ensaiado se concentrava na linha de líquido, o que permitia calcular o volume adicional da mesma e, então, a massa adicional de refrigerante no circuito ensaiado. Os valores encontrados foram os seguintes:

Carga sugerida pelo fabricante = 800 gramas

Carga adicional = 200 gramas

Carga total = 1000 gramas

O passo seguinte foi realizar os ensaios experimentais para a identificação da carga ideal de refrigerante, avaliando simultaneamente a adequação da carga indicada acima. O procedimento adotado foi retirar gradualmente pequenas quantidades de refrigerante do sistema até o momento em que o visor de líquido apresentasse a ocorrência de bolhas, o que corresponderia à condição de mínima carga do sistema, levantando o comportamento do sistema para cada ponto. Os valores de carga analisados foram os seguintes: 1150, 1050, 1000, 950, 900, 850, 800, 750 e 650 gramas de HFC-134a. Os parâmetros avaliados foram, essencialmente, a capacidade de refrigeração,  $Q_e$ , o coeficiente de eficácia, COP, e o sub-resfriamento,  $\Delta T_{sr}$ . A análise dos resultados será apresentada no Cap. 4.

### 3.4.3 Cálculo dos Resultados de Desempenho

Os parâmetros de desempenho do sistema, como capacidade frigorífica, potência de compressão, calor rejeitado no condensador e coeficiente de eficácia foram calculados utilizando-se as grandezas medidas no lado do refrigerante. Esse método foi utilizado devido ao fato das medidas realizadas no lado do refrigerante serem mais acuradas que as obtidas no lado do ar. As grandezas medidas e calculadas no lado do ar foram utilizadas mais com caráter ilustrativo e comparativo que efetivamente na avaliação do desempenho do sistema. As propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos foram calculadas utilizando-se o programa EES (Engineering Equation Solver). A seguir são descritas as equações utilizadas nos cálculos dos parâmetros:

**Capacidade Frigorífica,  $Q_e$ :**

$$Q_e = m_r \cdot (i_{s_{evap}} - i_{e_{evap}}) = m_r \cdot (i_{s_{evap}} - i_{e_{válv}}) \quad (3-1)$$

onde  $(i_{s_{evap}} - i_{e_{evap}}) = (i_{s_{evap}} - i_{e_{válv}}) =$  efeito de refrigeração  $(3-2)$

As igualdades acima são válidas pois supõe-se que o processo de expansão na válvula seja isoentálpico, no qual despreza-se a troca de calor com o meio.

**Calor rejeitado no condensador,  $Q_c$ :**

$$Q_c = m_r \cdot (i_{e_{cond}} - i_{s_{cond}}) \quad (3-3)$$

**Potência de compressão,  $W$ :**

$$W = m_r \cdot (i_{s_{comp}} - i_{e_{comp}}) \quad (3-4)$$

onde  $(i_{s_{comp}} - i_{e_{comp}}) =$  trabalho de compressão  $(3-5)$

Observe-se que estes são a potência e o trabalho efetivamente transferidos ao refrigerante e não devem ser confundidos com a potência e o trabalho de eixo.

**Coefficiente de eficácia, COP:**

$$COP = \frac{Q_e}{W} = \frac{i_{s_{comp}} - i_{e_{evap}}}{i_{s_{comp}} - i_{e_{comp}}} \quad (3-6)$$

**Coefficiente de compressão politrópica,  $n$ :**

$$\frac{T_{s_{comp}}}{T_{e_{comp}}} = \left( \frac{P_{s_{comp}}}{P_{e_{comp}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3-7)$$

**Pressão de evaporação,  $P_{evap}$ :**

Na análise dos resultados, a pressão de evaporação será representada pela pressão na saída do evaporador,  $P_{s_{evap}}$ . Embora não corresponda ao valor real da

pressão de evaporação, a pressão na saída do evaporador indica qualitativamente o comportamento de  $P_{evap}$ . O valor real da pressão de evaporação não foi calculado pois a pressão  $P_{e_{evap}}$  correspondia à pressão antes do distribuidor e não na entrada do evaporador propriamente. Como a queda de pressão no distribuidor é bastante significativa, não foi possível estimar a pressão de evaporação utilizando a média das pressões na entrada e saída do evaporador.

**Pressão de condensação,  $P_{cond}$ :**

A pressão de condensação foi calculada como a média entre as pressões na entrada e saída do condensador:

$$P_{cond} = \frac{P_{e_{cond}} + P_{s_{cond}}}{2} \quad (3-8)$$

**Superaquecimento:**

Corresponde à diferença entre a temperatura na saída do evaporador e a temperatura de saturação à pressão de saída do evaporador:

$$\Delta T_{sa} = T_{sevap} - T_{sat}(P_{s_{evap}}) \quad (3-9)$$

**Sub-resfriamento:**

Diferença entre a temperatura de saturação à pressão de saída do condensador e a temperatura na saída do condensador:

$$\Delta T_{sr} = T_{sat}(P_{s_{cond}}) - T_{s_{cond}} \quad (3-10)$$

**Diferença de Temperatura Média Logarítmica:**

$$\Delta T_{\ln_{evap}} = \frac{T_{ar_{e- evap}} - T_{ar_{s- evap}}}{\ln\left(\frac{T_{ar_{e- evap}} - T_{evap}}{T_{ar_{s- evap}} - T_{evap}}\right)} \quad (3-11)$$

$$\Delta T_{\ln_{cond}} = \frac{T_{ar_{e- cond}} - T_{ar_{s- cond}}}{\ln\left(\frac{T_{ar_{e- cond}} - T_{cond}}{T_{ar_{s- cond}} - T_{cond}}\right)} \quad (3-12)$$

### Incertezas propagadas nos cálculos

A tabela abaixo apresenta as incertezas propagadas nos resultados dos principais parâmetros de desempenho devido às incertezas nas medições. O procedimento utilizado no cálculo das mesmas pode ser encontrado no Apêndice II.

**Tabela 3-3** Incertezas Propagadas

Parâmetro	Qe	Qc	W	COP
Incerteza mínima	1,6%	1,3%	3,1%	3,6%
Incerteza máxima	1,7%	1,4%	4,9%	5,1%
Intervalo de confiança	95%	95%	95%	95%



## ***CAPÍTULO 4 – Análise dos Resultados***

### **4.1 Introdução**

Os ensaios foram realizados com a finalidade de estudar o desempenho do sistema de ar condicionado sob diversas condições de operação. Para isso foi feito um estudo paramétrico da influência de cada variável representativa da carga térmica e das condições ambientes no comportamento do sistema. Previamente ao estudo mencionado, foi feita uma análise da influência da carga de refrigerante no desempenho do sistema, o que redundou na determinação da carga ideal de refrigerante a ser utilizada nos referidos ensaios. Nesse sentido, são apresentados e comentados, inicialmente, os resultados obtidos para distintas cargas de refrigerante e, posteriormente, a influência da rotação do compressor, temperatura e vazão do ar no evaporador e temperatura do ar no condensador nos parâmetros de desempenho do sistema. Os principais parâmetros avaliados foram a vazão de refrigerante, capacidade frigorífica, taxa de rejeição de calor no condensador, potência de compressão e coeficiente de eficácia. Entretanto, ao longo das discussões são apresentados o comportamento de diversos outros parâmetros, que auxiliaram na compreensão do comportamento do sistema.

### **4.2 Determinação e Efeito da Carga de Refrigerante**

Conforme mencionado na seção 3.4.2, vários ensaios foram realizados para a determinação da carga de refrigerante ideal. Os principais parâmetros considerados foram capacidade frigorífica, coeficiente de eficácia e sub-resfriamento do líquido na

saída do condensador.

A capacidade frigorífica representa um fator importante a ser considerado na determinação da carga, pois se traduz na efetividade com que o sistema retira calor do ar, promovendo seu resfriamento, objetivo principal de um equipamento de ar condicionado. A Figura 4-1 apresenta a capacidade frigorífica,  $Q_e$ , em função da carga de refrigerante para duas condições distintas de operação.

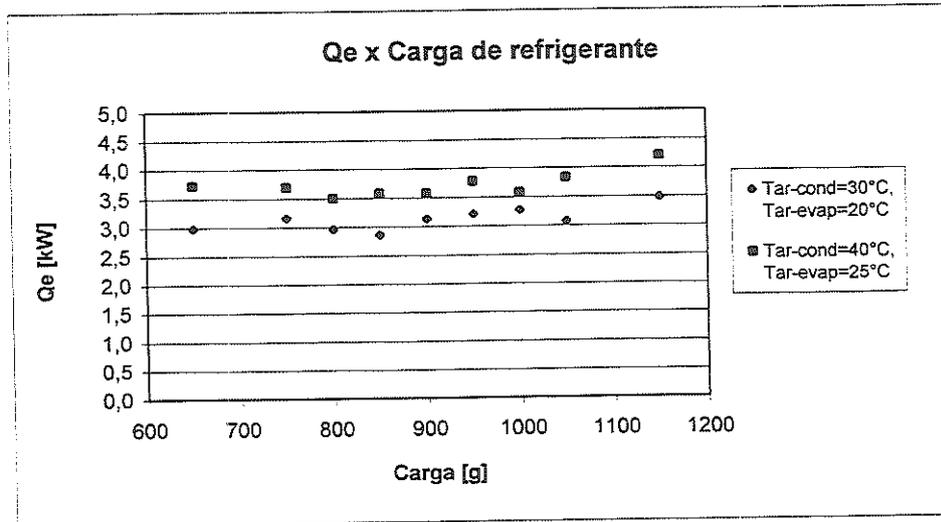


Figura 4-1 Capacidade frigorífica x carga de refrigerante para distintas condições do ar no evaporador e condensador,  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $V_{ar-cond}=3$  m/s e  $rot=3000$  rpm.

Pelo gráfico, pode-se notar que a carga de refrigerante exerce pouca influência na capacidade de refrigeração, não possibilitando, desse modo, a identificação de uma tendência clara que permita a definição da carga ideal. As dispersões encontradas podem ser explicadas pelas incertezas nas medições e pela falta de um controle preciso em alguns parâmetros de entrada, como as condições do ar na entrada dos trocadores e as condições ambiente. Essa independência da capacidade em função da carga no intervalo ensaiado justifica-se pelas características do sistema e, mais especificamente, pelas características do compressor, que é dotado de um sistema de controle de capacidade. Este recurso permite que o compressor ajuste a vazão de refrigerante de forma a manter a pressão de evaporação constante para quaisquer condições. Dessa forma, no caso em que as condições de carga térmica são constantes, o compressor produz uma vazão constante (ver Figura 4-2), mesmo para diferentes cargas de refrigerante, uma vez que a pressão e, logo,

temperatura de evaporação se mantêm também invariáveis, conforme pode ser observado na Figura 4-3. Conseqüentemente, a capacidade térmica sofrerá pouca alteração, como foi verificado. Pode-se concluir, portanto, que a carga calculada de 1000g indicada na seção 3.4.2 encontra-se dentro de uma faixa adequada de desempenho segundo o critério da capacidade frigorífica.

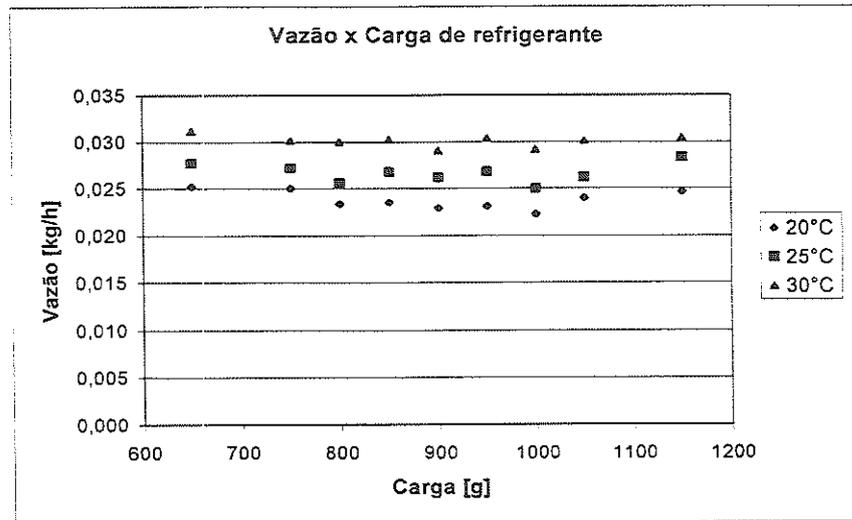


Figura 4-2 Vazão de refrigerante x carga de refrigerante para distintas temperaturas do ar no evaporador,  $m_{ar-évap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s e  $rot=3000$  rpm

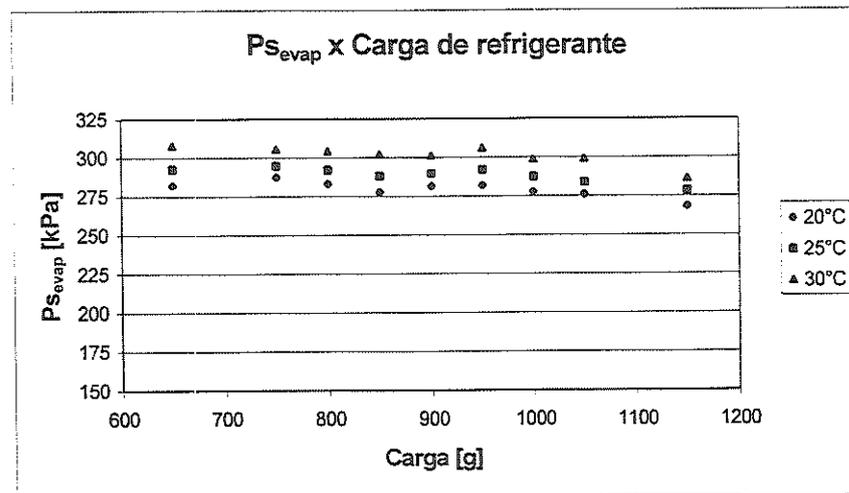


Figura 4-3 Pressão na saída do evaporador x carga de refrigerante para distintas temperaturas do ar no evaporador,  $m_{ar-évap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s e  $rot=3000$  rpm.

Outro parâmetro importante na definição da carga de refrigerante é o coeficiente de eficácia, COP, na medida em que representa o rendimento do ciclo termodinâmico. O comportamento do COP em função da carga de refrigerante pode

ser visto na Figura 4-4 para diferentes temperaturas do ar na entrada do condensador. Assim como a capacidade frigorífica, o COP sofre pouca ou nenhuma alteração para diferentes cargas de refrigerante, exceto para condições de carga acima de 1050 gramas, quando se pode notar uma sensível deterioração. Esse comportamento ocorre porque a pressão de condensação também se mantém praticamente invariável na mesma faixa, conforme pode ser visto na Figura 4-5, o que proporciona uma potência de compressão e, conseqüentemente, um COP constantes. Portanto, toda a faixa ensaiada abaixo de 1050 gramas pode ser considerada adequada segundo o critério do COP, incluindo-se aí, a carga estimada de 1000 gramas.

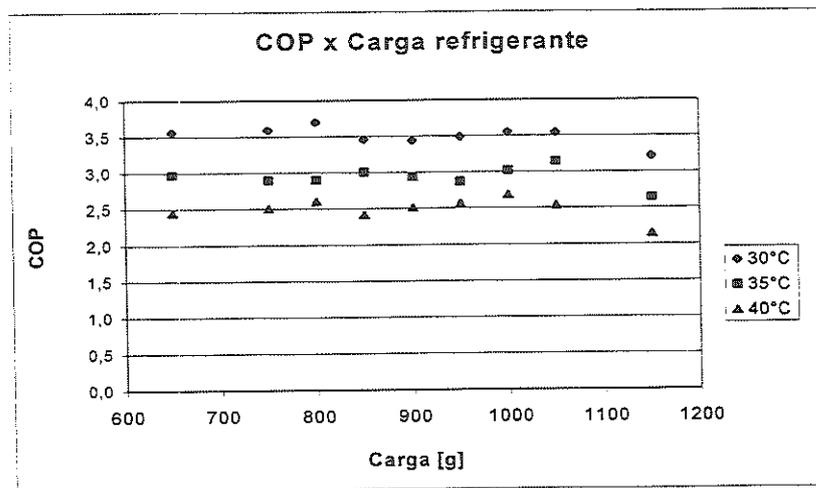


Figura 4-4 COP x carga de refrigerante para distintas temperaturas do ar no condensador,  $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3\text{ m/s}$  e  $rot=3000\text{ rpm}$ .

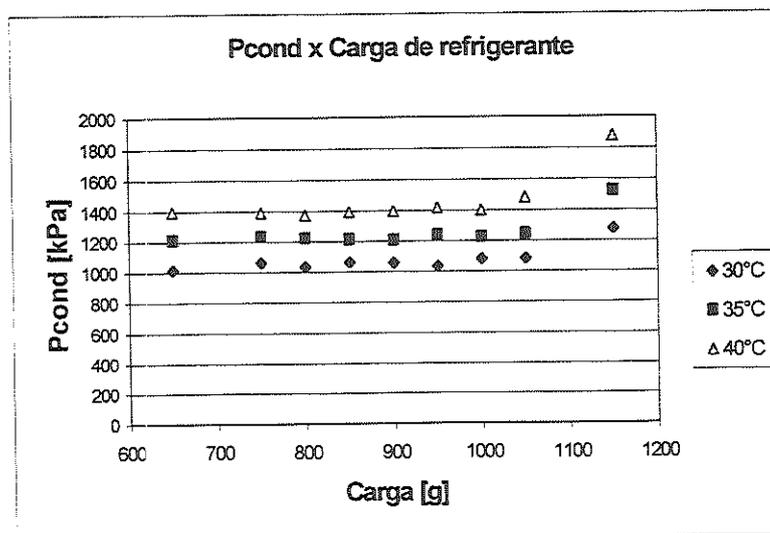


Figura 4-5 Pressão de condensação x carga de para distintas temperaturas do ar no condensador,  $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3\text{ m/s}$  e  $rot=3000\text{ rpm}$ .

Conforme mencionado anteriormente, uma carga excessiva de refrigerante produz um sub-resfriamento excessivo no condensador, prejudicando a eficiência do trocador. Este fenômeno pode ser visualizado na Figura 4-6, que apresenta o grau de sub-resfriamento em função da carga para diferentes temperaturas do ar no condensador. Pode-se notar que para cargas inferiores a 900 gramas o sub-resfriamento apresenta valores bastante baixos e aproximadamente constantes, conforme também se observa na Tabela 4.1. Para cargas acima desse ponto, o sub-resfriamento aumenta sensivelmente com a quantidade de refrigerante no sistema. Essa diferença de comportamento para as distintas cargas pode ser explicada se considerar-se que, nos casos para carga abaixo de um determinado valor (aproximadamente 900 gramas), o reservatório de líquido não está completamente cheio. Neste caso, um acréscimo de refrigerante simplesmente aumenta o nível de líquido no reservatório, não afetando o condensador. A partir de uma determinada carga, todo acréscimo de refrigerante se acumulará na região inferior do condensador, elevando, dessa forma, o sub-resfriamento. Valores normalmente utilizados para o sub-resfriamento variam em torno de 5°C, o que permite concluir que a quantidade de 1000 gramas representa um valor bastante adequado para a carga de refrigerante.

Observando as figuras apresentadas, verifica-se uma grande diferença no desempenho do sistema para uma carga de 1150 g. Neste caso, é nítida a ocorrência de uma “inundação” do condensador, induzindo uma sensível elevação na pressão de condensação, o que provoca um aumento na potência de compressão e conseqüente redução no COP. Além disso, pressões maiores tendem a proporcionar maiores vazões de refrigerante através da válvula de expansão e induzem a válvula de compensação de vazão a atuar no sentido de reduzir a pressão de aspiração, como visto na Figura 4-3.

Tabela 4.1 Sub-resfriamento [°C] para distintas temperaturas do ar no condensador

Temp. Ar [°C]	Carga de refrigerante [gramas]								
	1150	1050	1000	950	900	850	800	750	650
30	16,09	8,17	4,00	1,53	2,00	1,99	0,53	1,08	0,05
35	18,54	8,89	4,77	3,52	2,24	1,40	1,37	1,13	0,86
40	22,88	11,05	6,55	5,51	2,62	1,09	0,85	0,70	0,53

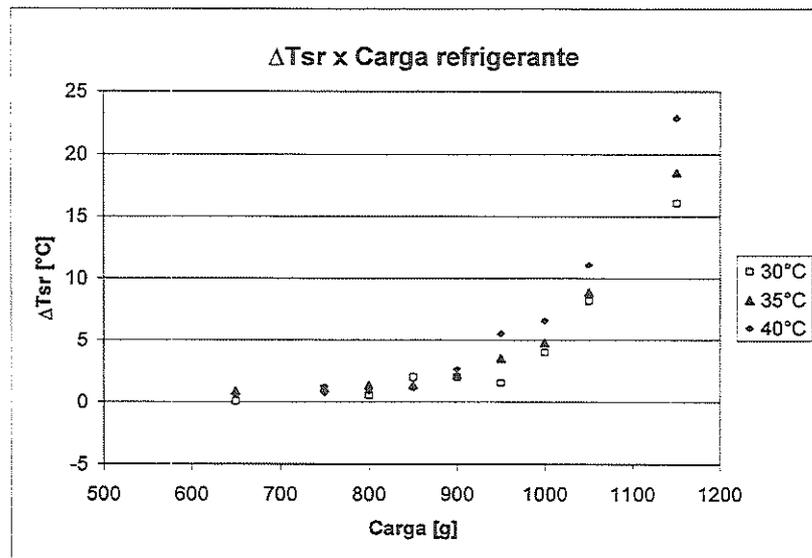


Figura 4-6 Sub-resfriamento x carga de para distintas temperaturas do ar no condensador,  $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\text{-}evap}=500\text{ kg/h}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3\text{ m/s}$  e  $rot=3000\text{ rpm}$ .

Pode-se concluir, dessa forma, que a carga estimada de 1000 gramas mostrou-se bastante adequada de acordo com os critérios de desempenho destacados acima, podendo, portanto, ser utilizada como referência na análise do comportamento do equipamento estudado.

Outra referência que poderia ser utilizada seria o da soma da carga mínima (aquela com a qual o visor de líquido apresenta a ausência de bolhas) com a sobrecarga correspondente à capacidade do reservatório de líquido. A carga mínima encontrada, conforme os ensaios experimentais, foi de 650 gramas e a capacidade do reservatório calculada entre 300 e 350 gramas. Desse modo, a carga ideal calculada por esse método seria de 950 a 1000 gramas, o que se mostra bastante compatível com o valor obtido anteriormente.

## 4.3 Desempenho do Sistema

### 4.3.1 Efeito da rotação do compressor

O compressor é o “coração” de um sistema de compressão a vapor, pois é o responsável direto pela circulação de refrigerante no circuito. Os fatores que determinam a vazão deslocada são as características geométricas do compressor,

como diâmetro e curso dos pistões no caso particular de compressores alternativos, a sua rotação e as condições do refrigerante na aspiração e na descarga do compressor.

No caso de sistemas de ar condicionado convencionais (não automotivos), a rotação do compressor é um parâmetro fixo, dependente da rotação do motor elétrico de acionamento, que por sua vez está relacionada à frequência da rede elétrica em que está ligado. Entretanto, no caso de sistemas de ar condicionado veiculares, conforme mencionado anteriormente, a rotação do compressor é variável, estando vinculada à do motor do veículo. Desse modo, a vazão deslocada e, conseqüentemente, seu desempenho térmico (capacidade de refrigeração) se apresentam estreitamente dependentes da velocidade do veículo quando o compressor utilizado for do tipo deslocamento fixo. Nesses casos, para o ajuste da capacidade do sistema às condições de carga térmica, faz-se necessário um controle do tipo liga-desliga do compressor, cujos inconvenientes já foram comentados. Por esse motivo foi desenvolvido o compressor de deslocamento variável, cujo objetivo é ajustar a capacidade frigorífica do sistema às condições de carga térmica, independentemente da velocidade do veículo e, logo, da rotação do compressor. Em outras palavras, as eventuais variações na rotação do compressor não devem alterar a capacidade de refrigeração do sistema quando as condições de carga térmica forem constantes, possibilitando que as condições do ar no interior da cabine também se mantenham constantes.

No caso do equipamento ensaiado, a manutenção da capacidade frigorífica para diferentes rotações sob condições fixas de carga térmica é obtida por meio da atuação do compressor, que ajusta o deslocamento dos pistões de forma a produzir uma vazão de refrigerante que proporcione uma pressão de evaporação aproximadamente constante. Um aumento na rotação produz, em princípio, um acréscimo proporcional na vazão de refrigerante, o que tenderia a um decréscimo na pressão de evaporação e, logo, na pressão de aspiração. Tal tendência gera um ajuste no curso de deslocamento dos pistões, diminuindo-o de forma a restabelecer a pressão de aspiração e, conseqüentemente, a vazão inicial. Quando analisado pelo ponto de vista da transferência de calor no evaporador, pode-se esperar que, para condições fixas de carga térmica e pressão (e temperatura) de evaporação, a vazão de refrigerante também se apresente aproximadamente constante para que a capacidade

frigorífica se mantenha invariável. Embora o cenário qualitativo descrito acima seja o ideal, o comportamento real somente pode ser verificado através dos ensaios, conforme apresentado nas figuras a seguir. Assim, o efeito da rotação sobre a vazão de refrigerante, ilustrado na Figura 4-7, confirma as afirmações feitas acima no sentido de uma vazão praticamente constante. As pequenas variações observadas podem ser consideradas desprezíveis em face da larga faixa de variação da rotação e das incertezas associadas.

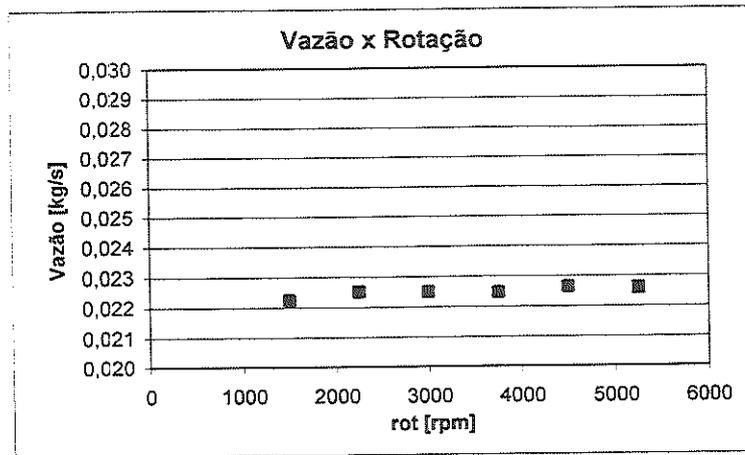


Figura 4-7 Vazão de refrigerante x rotação do compressor.  $T_{ar, evap}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar, evap}=500$  kg/h,  $T_{ar, cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar, cond}=3$  m/s.

Para uma análise mais detalhada da atuação do compressor e das consequências da variação da rotação na capacidade do sistema, deve-se analisar as pressões de evaporação e de aspiração. Conforme verificado na Figura 4-8, houve uma leve queda da pressão de aspiração (menor que 5%) com a rotação, o que poderia significar uma atuação da válvula de compensação. Entretanto, como discutido anteriormente, essa válvula atua para compensar um aumento na vazão de refrigerante, monitorando a pressão de descarga. Como não foi verificado nenhum aumento significativo da vazão e da pressão de descarga (Figura 4-9), isto indica que não houve uma atuação da válvula de compensação. Isso pode ser decorrente dos efeitos dinâmicos resultantes do aumento da rotação. Segundo TOJO et al (1990), compressores desse tipo requerem maiores diferenciais de pressão entre o cárter e a aspiração para maiores rotações. Nesse caso, para a manutenção de uma vazão de refrigerante constante, foi necessária uma pequena diminuição da pressão de aspiração, aumentando o diferencial de pressão. No entanto, essas pequenas

variações na pressão de evaporação também são desprezíveis, não se traduzindo em reais alterações no efeito de refrigeração, conforme pode ser visto na Figura 4-10. A constância no grau de superaquecimento (Figura 4-11) também ajuda a explicar esse comportamento. Portanto, uma vez que a vazão de refrigerante e o efeito de refrigeração permanecem aproximadamente constantes, a capacidade frigorífica sofre pouca alteração com a rotação, como se nota na Figura 4-12.

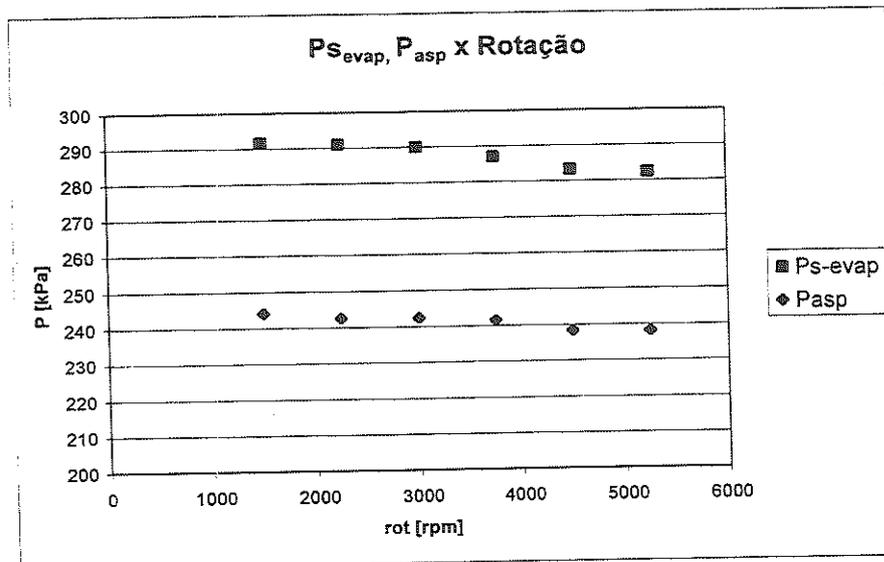


Figura 4-8 Pressão na saída do evaporador x rotação do compressor.  $T_{ar, evap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar, evap}=500$  kg/h,  $T_{ar, cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar, cond}=3$  m/s.

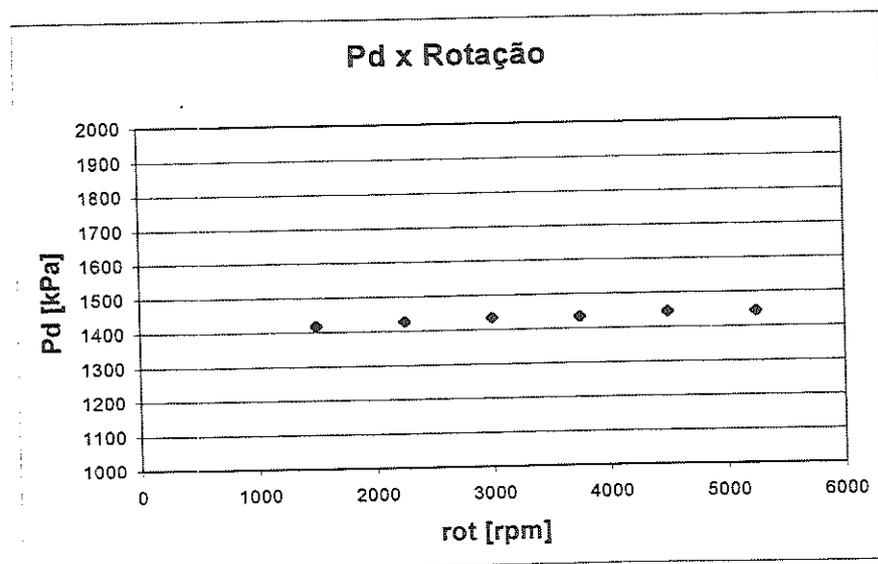


Figura 4-9 Pressão de descarga x rotação do compressor para  $T_{ar, cvap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar, cvap}=500$  kg/h,  $T_{ar, cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar, cond}=3$  m/s.

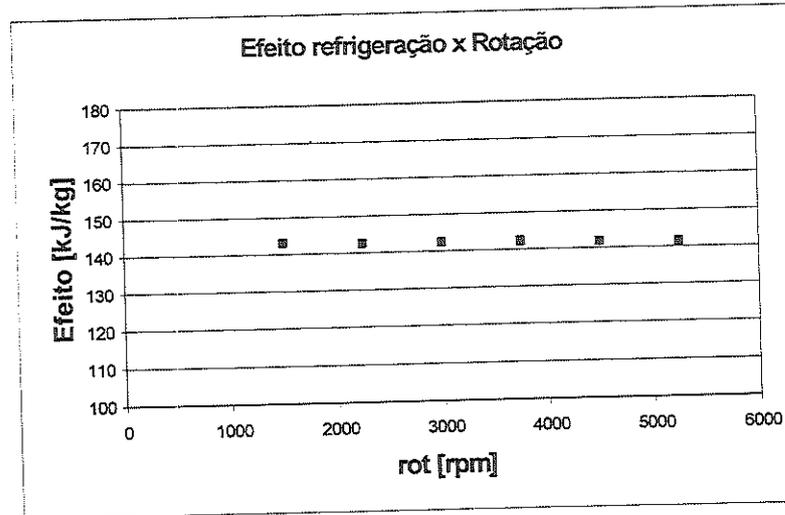


Figura 4-10 Efeito de refrigeração x rotação do compressor.  $T_{ar\text{-}evap}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\text{-}evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3$  m/s.

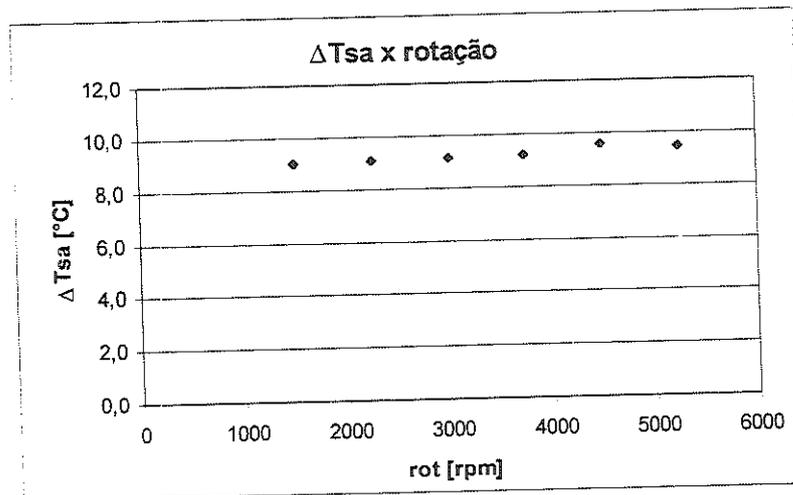


Figura 4-11 Superaquecimento x rotação do compressor.  $T_{ar\text{-}evap}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\text{-}evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3$  m/s.

Entretanto, o aumento da rotação do compressor altera os mecanismos físicos do processo de compressão do vapor. Maiores velocidades na compressão implicam em maiores irreversibilidades, uma vez que ocorre um afastamento do processo *quasi-estático*, condição ideal para que uma compressão seja reversível. Esse fato produz uma elevação na temperatura de descarga (Figura 4-13), gerando, conseqüentemente, um aumento na potência de compressão e no calor rejeitado no condensador como pode ser observado na Figura 4-12. Dessa forma, a potência de compressão apresentou um aumento de cerca de 11% para cada elevação de 1500 rpm na rotação.

Deve-se lembrar que a taxa de rejeição de calor corresponde aproximadamente à soma da capacidade frigorífica e potência de compressão, o que justifica o seu aumento, como pode ser verificado na Figura 4-12. Porém, analisando exclusivamente o condensador, o referido aumento é consequência da elevação da temperatura de descarga, que acarreta num aumento na temperatura na entrada do condensador.

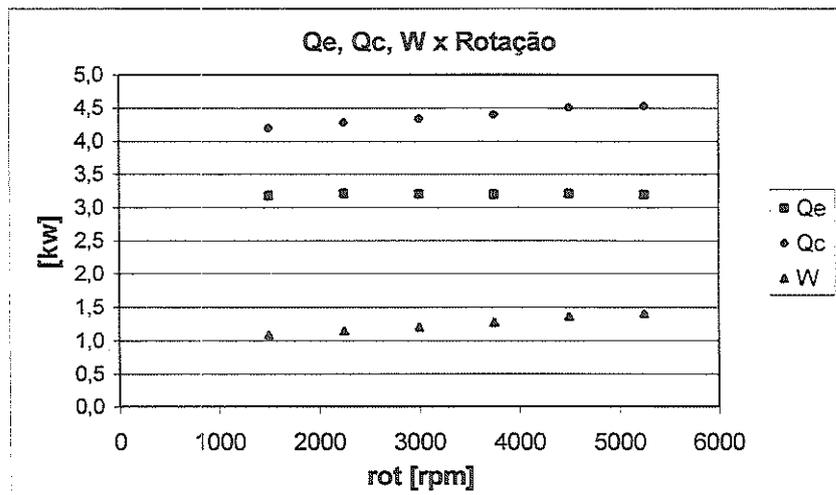


Figura 4-12 Capacidade frigorífica, calor rejeitado no condensador e potência de compressão em função da rotação do compressor para  $T_{ar\,evap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar\,evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\,cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar\,cond}=3$  m/s.

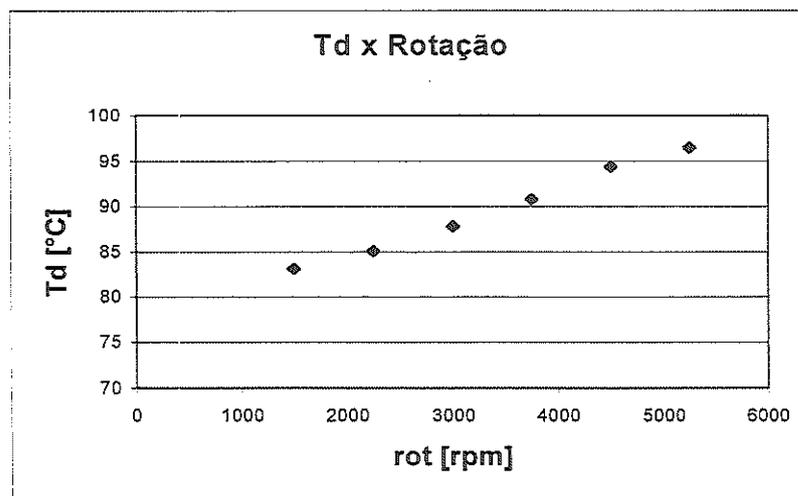


Figura 4-13 Temperatura de descarga x rotação do compressor para  $T_{ar\,evap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar\,evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\,cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar\,cond}=3$  m/s.

Se a compressão fosse considerada um processo reversível com transferência de calor (processo politrópico), como proposto no modelo matemático que será discutido posteriormente, o aumento na temperatura de descarga poderia ser associado a uma elevação no coeficiente de compressão politrópico,  $n$ , como ilustrado na Figura 4-14. Essa relação direta entre a temperatura de descarga e o coeficiente politrópico, neste caso, é possível dado que a pressão de descarga também se manteve aproximadamente constante (Figura 4-15). Isto significa que a elevação na temperatura de descarga e, conseqüentemente, na potência de compressão é devida exclusivamente ao aumento no coeficiente politrópico equivalente. A Figura 4-16 ilustra o comportamento da curva de compressão para distintas rotações.

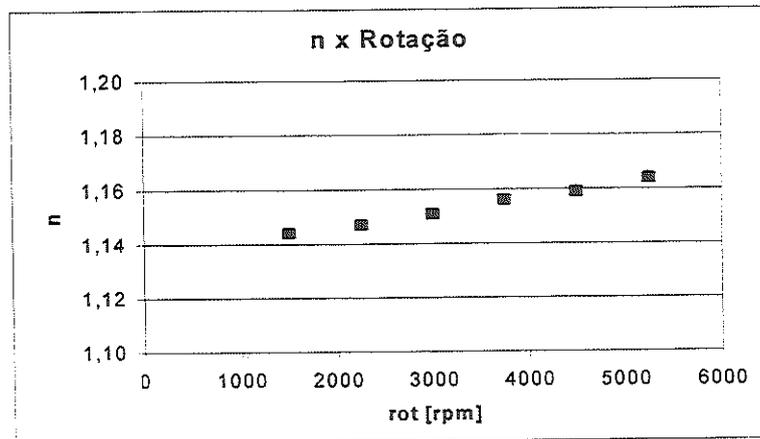


Figura 4-14 Coeficiente politrópico x rotação do compressor para  $T_{ar\,evap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar\,evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\,cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar\,cond}=3$  m/s.

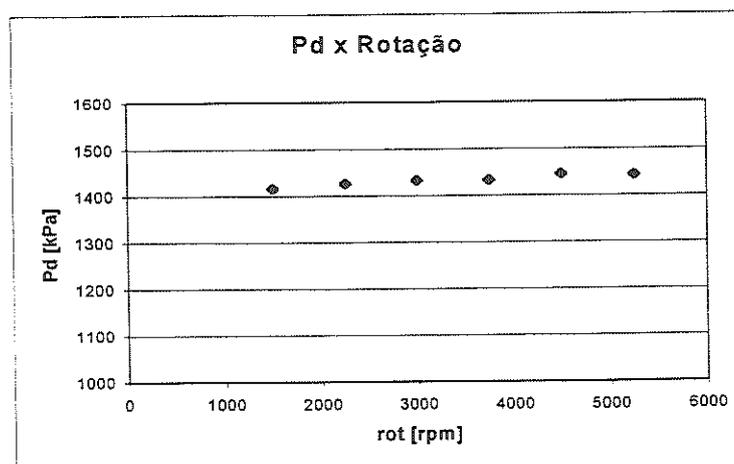


Figura 4-15 Pressão de descarga x rotação do compressor para  $T_{ar\,evap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar\,evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\,cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar\,cond}=3$  m/s.

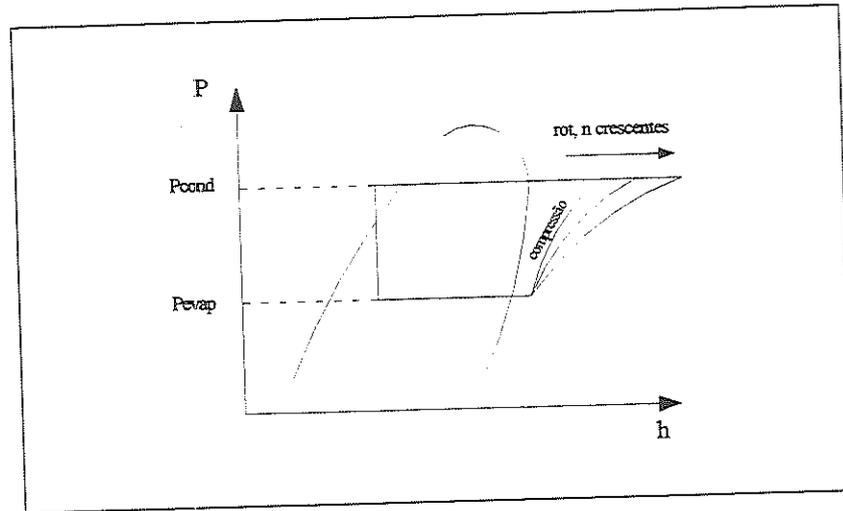


Figura 4-16 Comportamento da curva de compressão para distintas rotações do compressor

Como consequência do aumento na potência de compressão para uma capacidade frigorífica constante, o coeficiente de eficácia, COP, sofre uma deterioração, conforme mostrado na Figura 4-17.

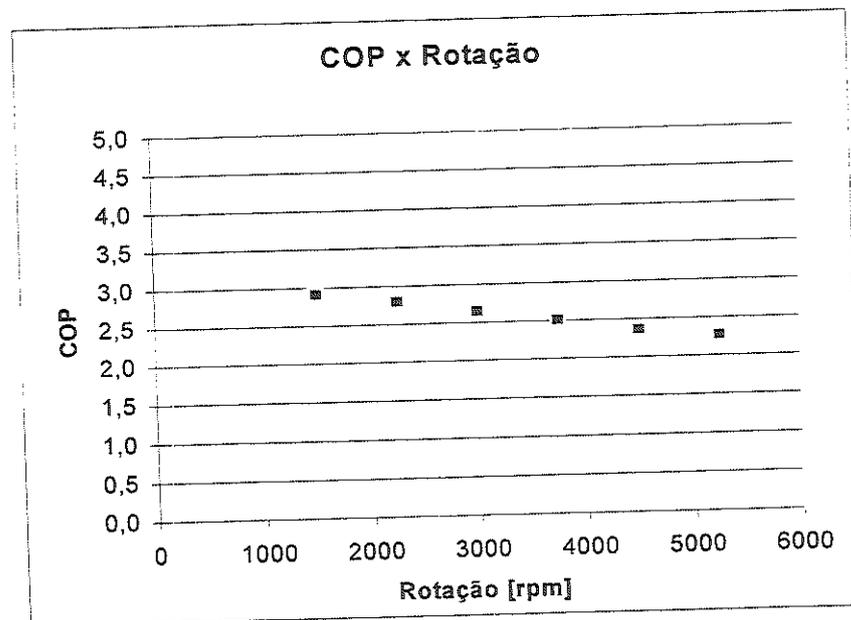


Figura 4-17 Coeficiente de eficácia x rotação do compressor para  $T_{ar, evap} = 20^{\circ}C$ ,  $m_{ar, evap} = 500$  kg/h,  $T_{ar, cond} = 40^{\circ}C$ ,  $V_{ar, cond} = 3$  m/s.

### 4.3.2 Efeito da temperatura do ar na entrada do evaporador

A temperatura do ar na entrada do evaporador constitui o principal parâmetro associado à carga térmica aplicada ao sistema de ar condicionado. Temperaturas elevadas do ar aumentam a transferência de calor entre o mesmo e o refrigerante, em virtude do aumento da diferença média de temperatura entre os dois fluidos. No caso do presente sistema, esse fenômeno torna-se mais evidente, uma vez que o controle de capacidade do compressor procura ajustar a vazão de refrigerante, mantendo a pressão (e temperatura) de evaporação constante para todas as condições de carga térmica, o que não ocorre em sistemas não dotados desse controle, nos quais um aumento na temperatura do ar produz uma elevação na temperatura de evaporação. Entretanto, como pode ser visto na Figura 4-18, a pressão de evaporação não se manteve constante como esperado nos ensaios realizados. Por outro lado, a pressão na aspiração do compressor apresentou uma leve queda com o aumento da carga térmica, o que já era previsto devido à atuação da válvula de compensação de vazão, conforme descrito na Seção 2.4. O aumento na temperatura do ar produz um aumento na vazão de refrigerante (Figura 4-19) como resultado da atuação do sistema de controle de capacidade. Isto, por sua vez, gera uma elevação na perda de carga na linha entre a saída do evaporador e a aspiração. No sistema original, a válvula de compensação atua permitindo uma redução na pressão de aspiração de forma a manter constante a pressão de evaporação, compensando, assim, o aumento da perda de carga devida ao aumento da vazão. No entanto, no circuito montado na bancada experimental, as linhas de conexão são mais longas que no circuito original, apresentando, dessa forma, maiores perdas de carga. Portanto, embora tenha ocorrido uma redução na pressão de aspiração, a mesma não foi suficiente para compensar as perdas na linha de aspiração, uma vez que a válvula de compensação foi projetada para compensar as perdas nas linhas do circuito original, bem menores que no circuito ensaiado. Deve-se lembrar que a válvula de compensação atua baseada na pressão de condensação, apresentada na Figura 4-20. Maiores pressões de condensação estão associadas a maiores cargas térmicas e, conseqüentemente,

maiores vazões, o que leva a válvula a atuar para compensar as perdas de carga na linha de aspiração.

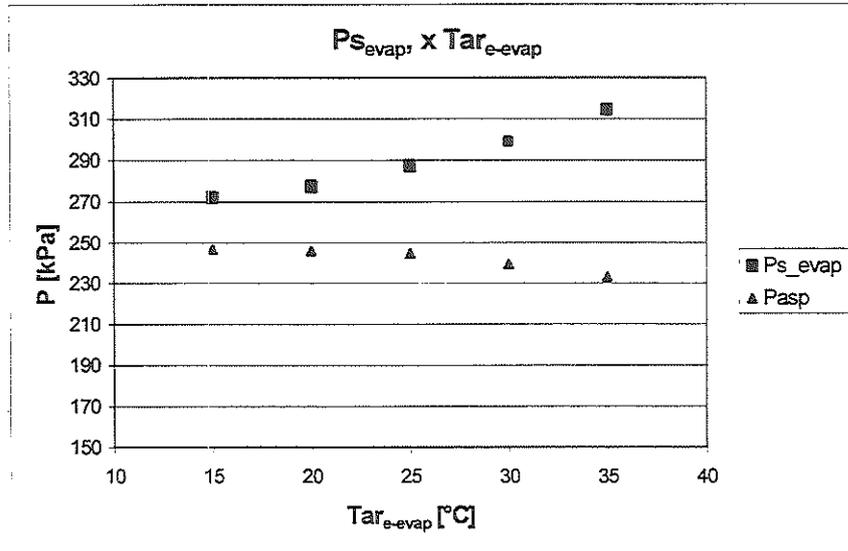


Figura 4-18 Pressão na saída do evaporador e pressão de aspiração em função da temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

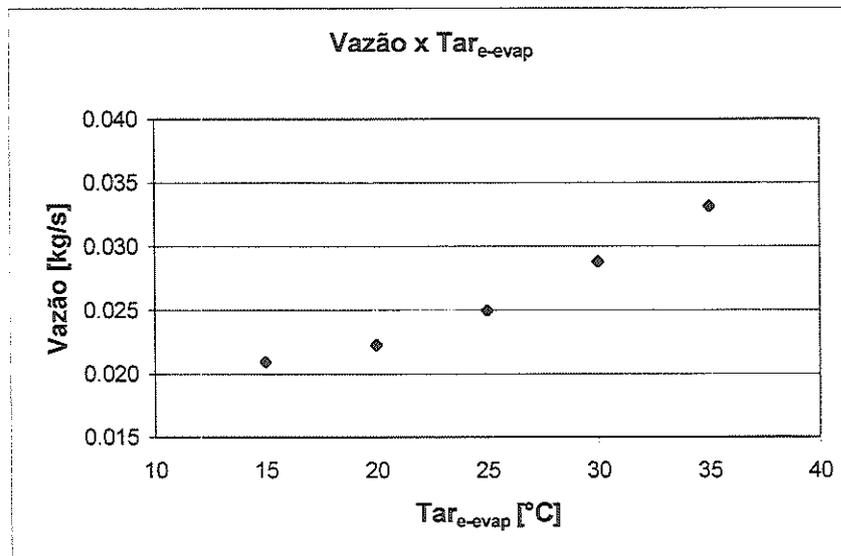


Figura 4-19 Vazão de refrigerante x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

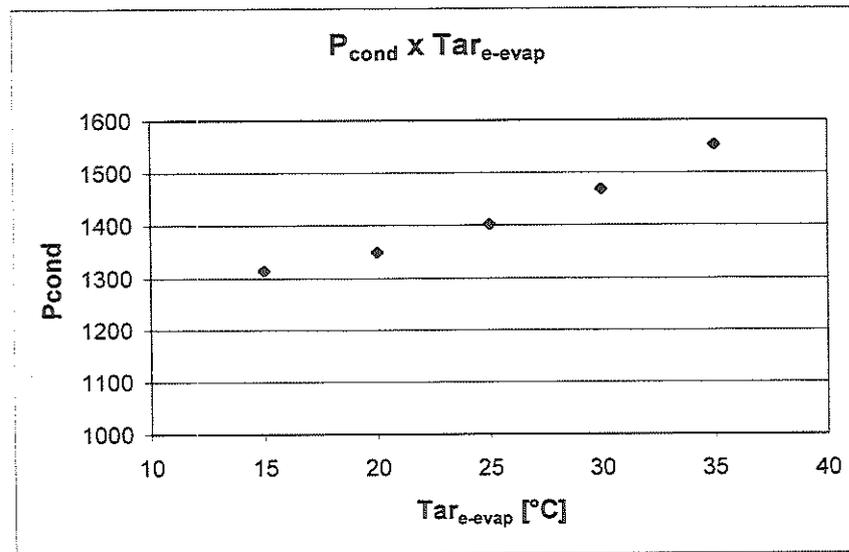


Figura 4-20 Vazão de refrigerante x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar\text{-}evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

A influência da temperatura do ar na capacidade frigorífica, potência de compressão e calor rejeitado no condensador é apresentada na Figura 4-21. Evidentemente, a capacidade sofreu um aumento com a temperatura do ar (de 8 a 15% para cada  $5^{\circ}\text{C}$  de aumento da temperatura do ar), como consequência das maiores vazões de refrigerante e, em menor escala, do efeito de refrigeração (Figura 4-22), que se elevou devido ao aumento da pressão de evaporação e do superaquecimento (Figura 4-23). Este, por sua vez, apresentou uma elevação bastante acentuada com a temperatura do ar. Isto ocorre porque a válvula de expansão, para permitir maiores vazões, necessita de maiores graus de superaquecimento, aumentando, desse modo, a sua abertura, como ilustra a Figura 4-24. O reflexo do aumento da capacidade frigorífica nas condições do ar na saída do evaporador pode ser observado na Figura 4-25, onde se nota um acréscimo na temperatura de saída sempre inferior ao aumento na temperatura de entrada. Isto pode ser explicado pela não linearidade do aumento na capacidade com a temperatura de entrada do ar. Entretanto, uma melhor avaliação da umidade do ar seria necessária para uma afirmação mais categórica a respeito.

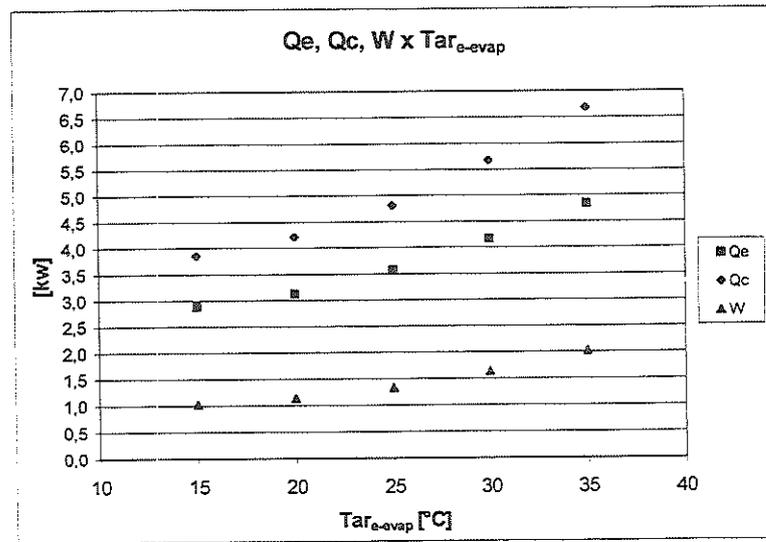


Figura 4-21 Capacidade frigorífica, calor rejeitado no condensador e potência de compressão em função da temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

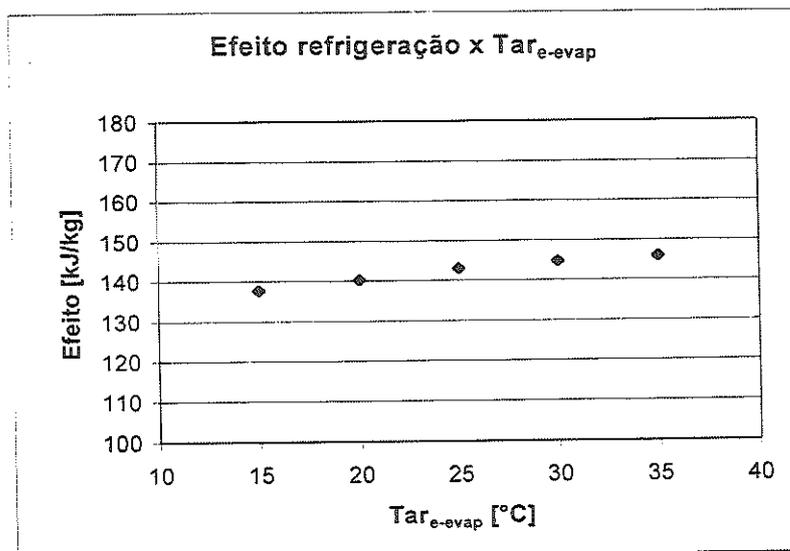


Figura 4-22 Efeito de refrigeração x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

Observa-se ainda na Figura 4-21, um sensível aumento na potência de compressão, que, neste caso, além da vazão de refrigerante, teve a contribuição do aumento do superaquecimento e da pressão de condensação. O coeficiente de compressão politrópica equivalente não sofreu alteração com o aumento da temperatura do ar, conforme se observa na Figura 4-26. Em outras palavras, a variação do deslocamento dos pistões e, conseqüentemente, da vazão, não altera as características da curva de compressão.

Uma vez que a potência de compressão sofreu uma elevação proporcionalmente maior que a capacidade frigorífica, o coeficiente de eficácia deve experimentar uma redução, que ficou na faixa de 2 a 6% para um aumento de 5°C na temperatura do ar, como mostrado na Figura 4-27.

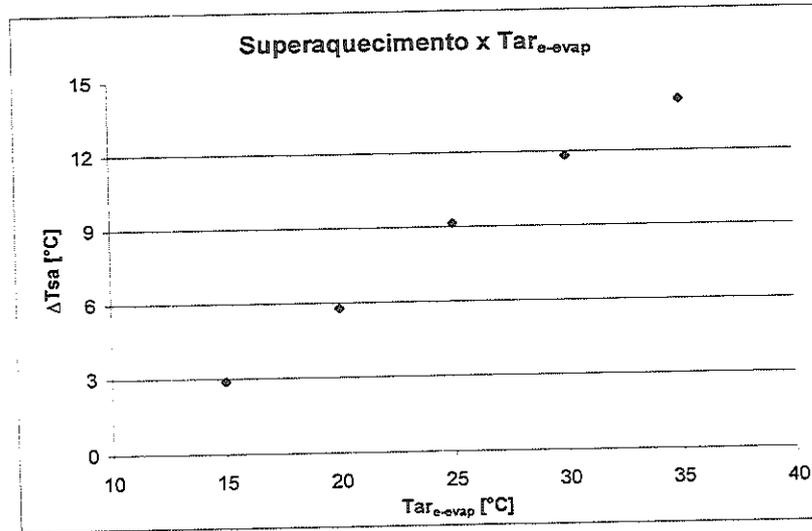


Figura 4-23 Superaquecimento x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

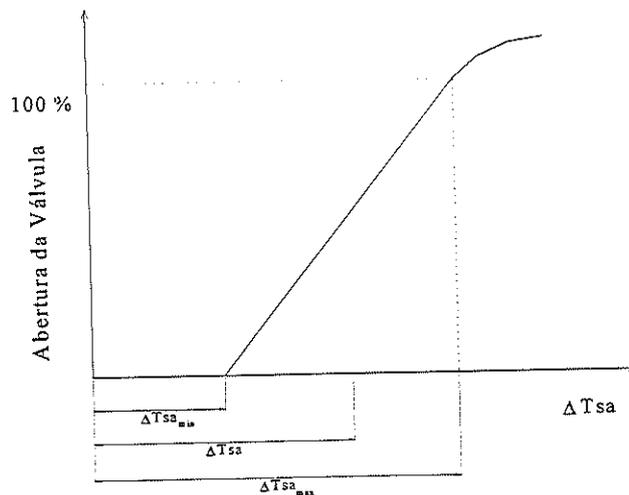


Figura 4-24 Curva característica de uma válvula de expansão termostática

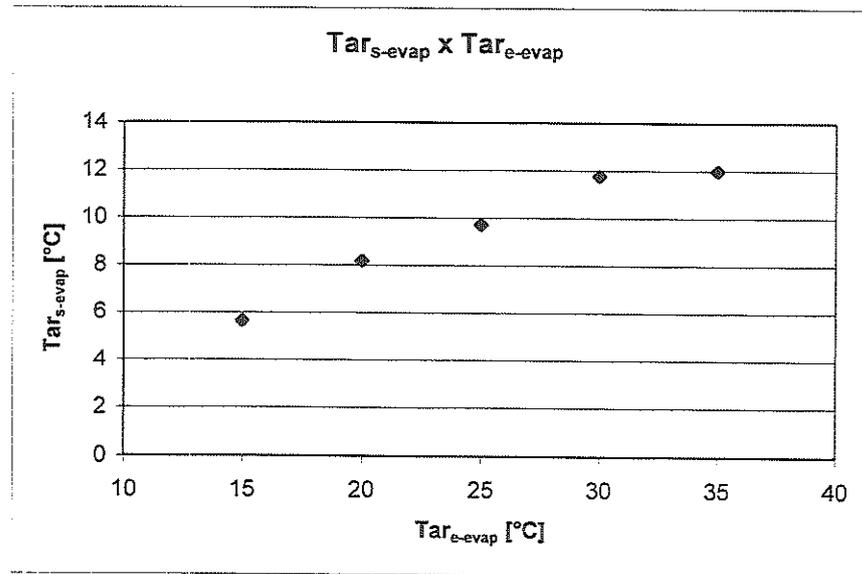


Figura 4-25 Temperatura do ar na saída x temperatura do ar na entrada do evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

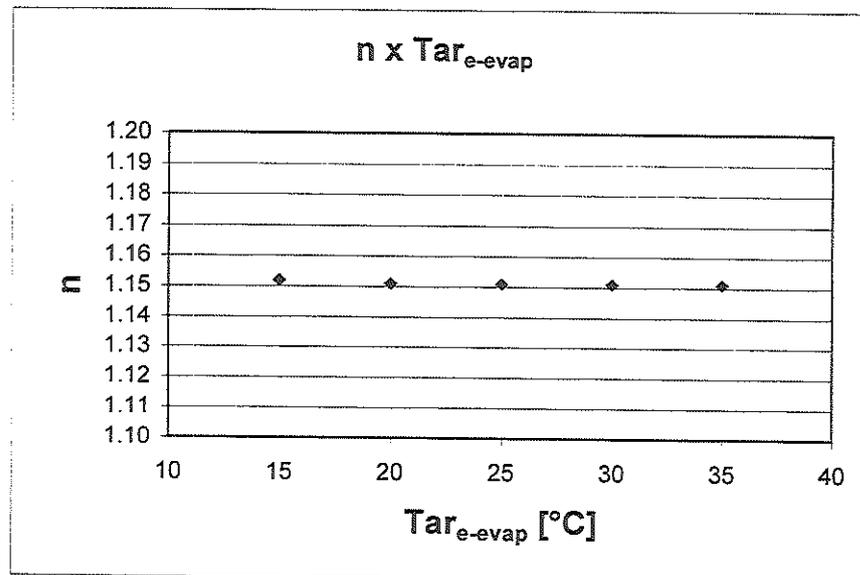


Figura 4-26 Coeficiente politrópico x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

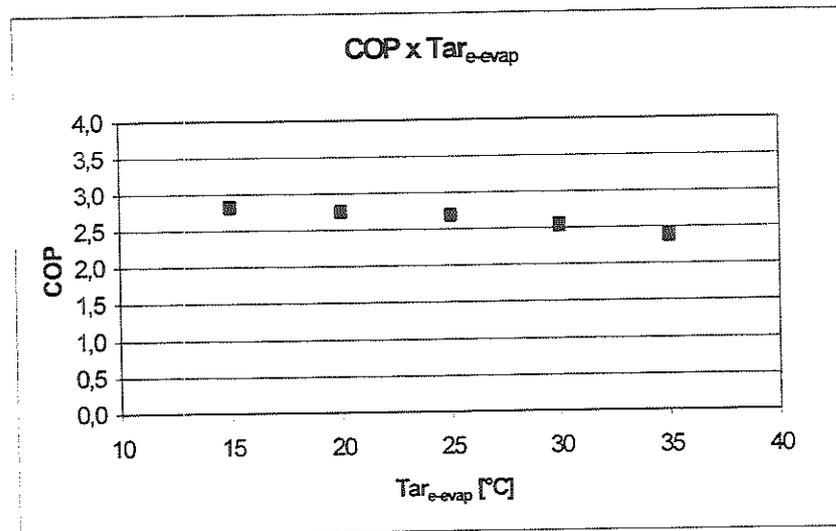


Figura 4-27 Coeficiente de eficácia x temperatura do ar no evaporador.  $m_{\text{ar-evap}}=500$  kg/h,  $T_{\text{ar-cond}}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{\text{ar-cond}}=3$  m/s,  $\text{rot}=3000$  rpm.

### 4.3.3 Efeito da vazão de ar no evaporador

Nesta seção é apresentado o comportamento do sistema frente ao aumento da vazão de ar no evaporador. Contudo, insuficientes testes foram feitos para essa análise com a carga de refrigerante de 1000 gramas, utilizada no estudo até o presente momento. Por esse motivo, para a realização da referida análise, utilizaram-se dados obtidos com o sistema carregado com 1150 gramas, configuração com a qual foram realizados inúmeros testes. Os parâmetros físicos considerados na análise podem ser afetados pela carga de refrigerante no sistema. Entretanto, seu comportamento qualitativo não é significativamente afetado, o que justifica a discussão dos efeitos da vazão de ar com base num inventário de 1150 gramas.

A vazão de ar no evaporador constitui outro importante fator influente na carga térmica do sistema, na medida em que maiores vazões de ar proporcionam uma maior transferência de calor devido ao aumento no coeficiente de transferência de calor convectivo. Além disso, com o aumento da vazão, diminui a queda de temperatura do ar através do evaporador, proporcionando temperaturas mais elevadas na saída. Assim, aumenta-se a diferença média de temperatura entre o refrigerante e o ar, do que resulta num incremento na transferência de calor. Portanto, diante de um

aumento na vazão de ar, o sistema responderá de forma similar ao aumento na temperatura do ar.

A elevação da temperatura do ar na saída do evaporador como resultado do aumento da vazão de ar pode ser verificado na Figura 4-28. Conforme observado anteriormente, isso acarreta num acréscimo na diferença média de temperatura entre o ar e o refrigerante, contribuindo para o aumento da carga térmica do sistema frigorífico. Uma forma de quantificar a referida diferença de temperaturas é através da Diferença de Temperatura Média Logarítmica,  $\Delta T_{ln}$ , cujos valores aproximados são mostrados na Figura 4-29. A resposta do sistema de controle do compressor à elevação da carga térmica consiste no aumento da vazão de refrigerante (Figura 4-30), permitindo a obtenção da capacidade frigorífica necessária (Figura 4-31). Além do efeito da vazão, a elevação na capacidade também é resultado do aumento no efeito de refrigeração proporcionado pela elevação do superaquecimento na saída do evaporador, apresentado na Figura 4-32.

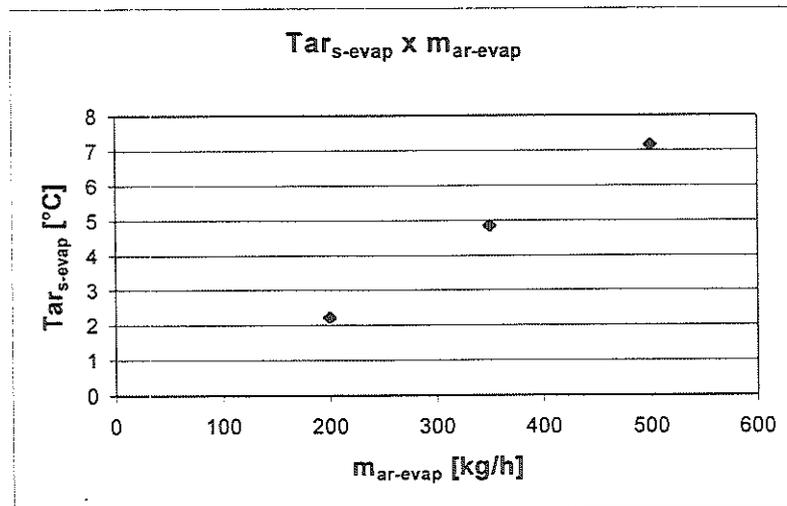


Figura 4-28 Temperatura do ar na saída x vazão de ar no evaporador.  $T_{e-evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{r-cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{r-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

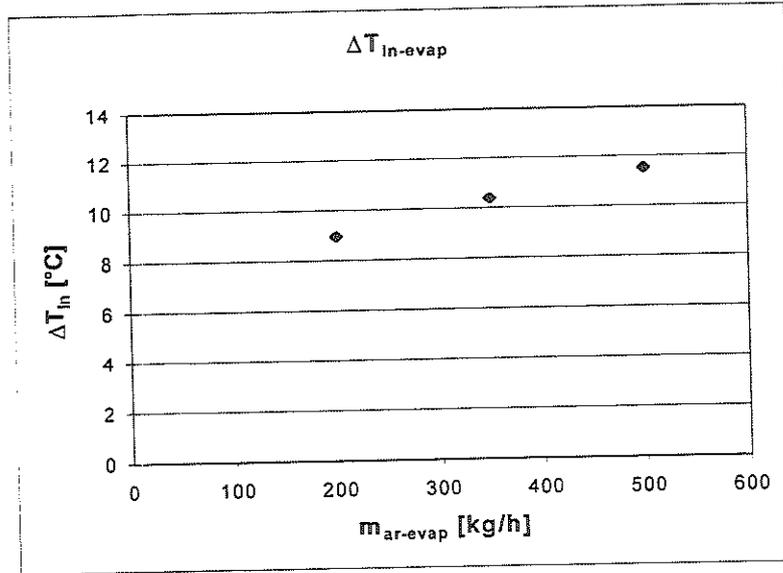


Figura 4-29  $\Delta T_{in-évap}$  x vazão de ar no evaporador  $T_{ar-évap}=25^{\circ}C$ ,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

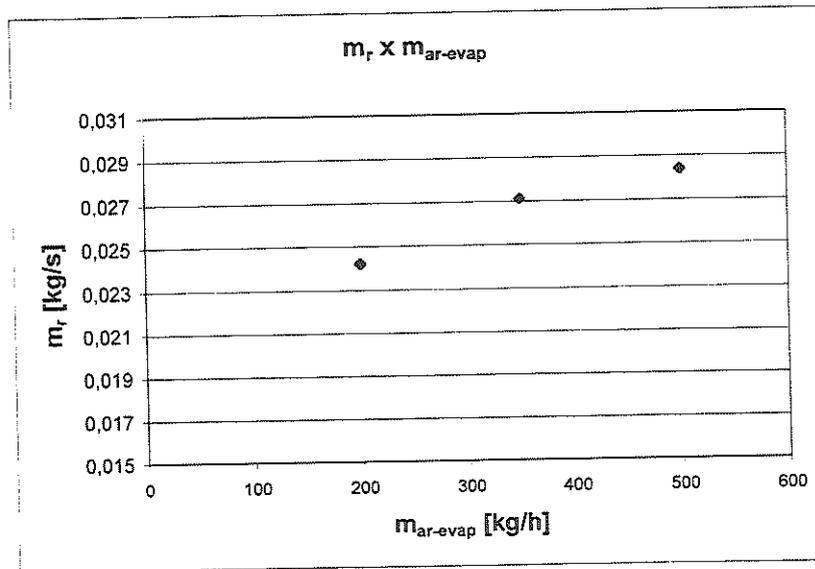


Figura 4-30 Vazão de refrigerante x vazão de ar no evaporador.  $T_{ar-évap}=25^{\circ}C$ ,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

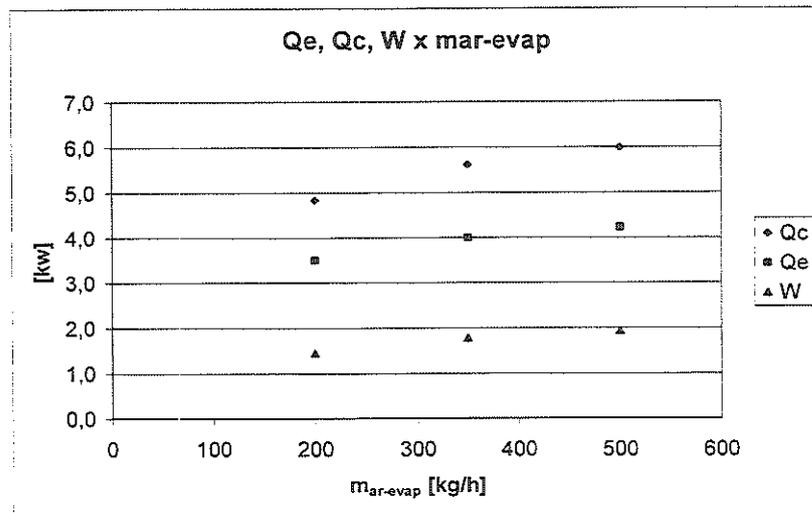


Figura 4-31 Capacidade frigorífica, calor rejeitado no condensador e potência de compressão x vazão de ar no evaporador.  $T_{e-evap} = -25^\circ\text{C}$ ,  $T_{ar-cond} = 40^\circ\text{C}$ ,  $V_{ar-cond} = 3 \text{ m/s}$ ,  $rot = 3000 \text{ rpm}$ .

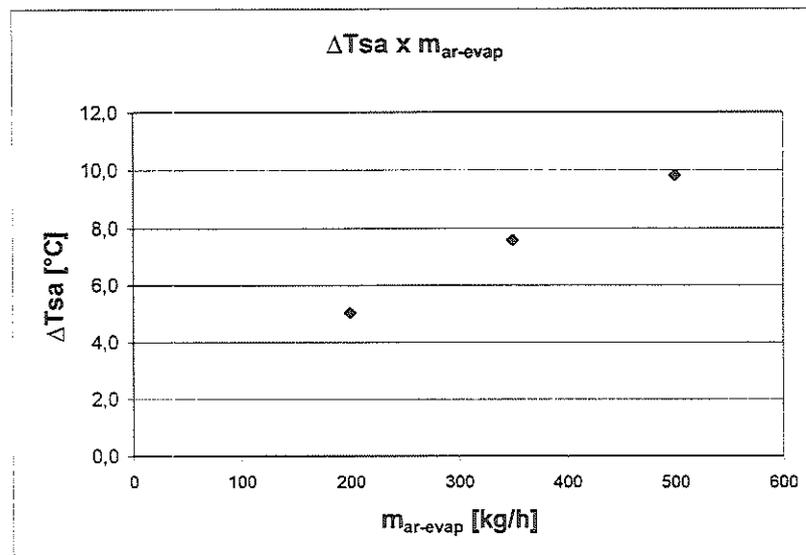


Figura 4-32 Superaquecimento x vazão de ar no evaporador.  $T_{e-evap} = -25^\circ\text{C}$ ,  $T_{ar-cond} = 40^\circ\text{C}$ ,  $V_{ar-cond} = 3 \text{ m/s}$ ,  $rot = 3000 \text{ rpm}$ .

Conforme observado anteriormente, o aumento da carga térmica, seja em virtude da elevação da temperatura do ar ou seja em função do aumento na vazão de ar, induz uma elevação na potência de compressão e, conseqüentemente, uma deterioração na eficiência energética do sistema, como pode ser visto através do comportamento do COP na Figura 4-33.

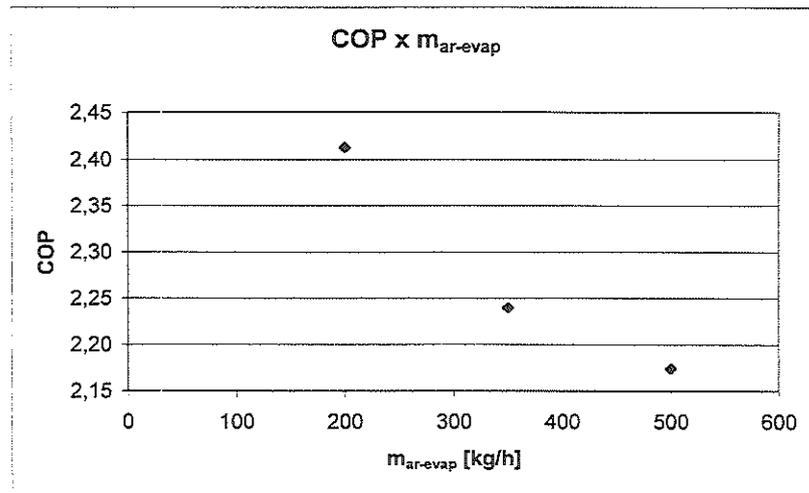


Figura 4-33 Coeficiente de eficácia x vazão de ar no evaporador.  $T_{ar-evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s, rot=3000 rpm.

#### 4.3.4 Efeito da temperatura do ar de condensação

A temperatura do ar na entrada do condensador representa as condições do ar externo às quais o veículo está submetido. Não tendo relação direta com a carga térmica, deve apresentar pouca influência na capacidade do sistema ensaiado, conforme observado na Figura 4-34 para distintas temperaturas do ar no evaporador. Nota-se que a capacidade permaneceu praticamente inalterada com o aumento da temperatura do ar e nenhuma tendência foi observada. Para compreender melhor esse comportamento deve-se observar outros aspectos como a vazão de refrigerante e as condições de evaporação. A Figura 4-35 mostra que a vazão de refrigerante apresentou uma leve tendência de aumento (cerca de 4% para cada  $5^{\circ}\text{C}$  de acréscimo na temperatura do ar) enquanto que o efeito de refrigeração sofreu um leve decaimento (Figura 4-36). A combinação desses dois fatores foi o que permitiu que a capacidade permanecesse constante.

A pressão de evaporação, novamente representada pelas pressões na linha de aspiração, apresentou uma leve queda com o aumento da temperatura do ar (Figura 4-37), que pode ser entendida como resultado da atuação da válvula de compensação. Embora a função dessa válvula seja compensar a perda de carga na linha de aspiração quando do aumento da vazão de refrigerante devido ao aumento na carga térmica, ela proporciona uma redução na pressão de aspiração sempre que ocorre uma elevação da pressão de condensação. Temperaturas elevadas do ar no

condensador induzem altas temperaturas e pressões de condensação para garantir uma transferência de calor apropriada entre o ar e o refrigerante, como visto na Figura 4-38. Como a válvula de compensação utiliza a pressão de descarga para controlar a pressão de aspiração, o referido aumento da pressão de condensação e, conseqüentemente, na pressão de descarga, proporcionou uma redução na pressão de aspiração e, logo, na pressão de evaporação, conforme observado. Esta queda na pressão de evaporação, por sua vez, é uma das causas da redução no efeito de refrigeração verificado anteriormente.

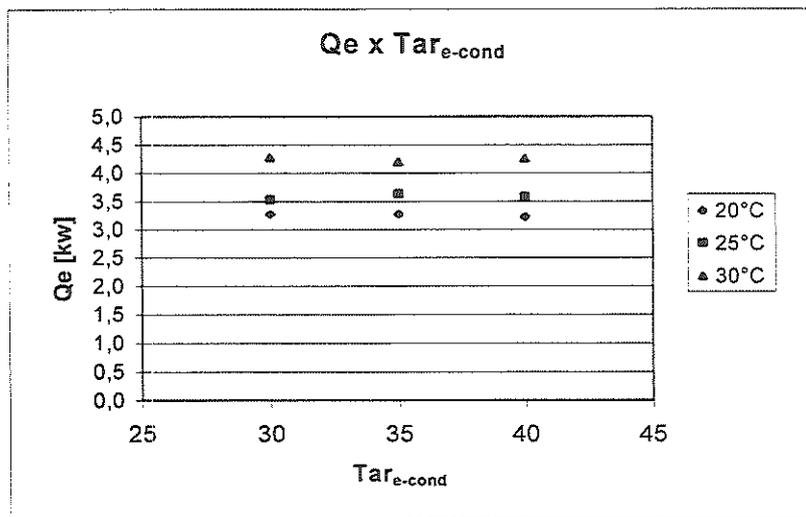


Figura 4-34 Capacidade Frigorífica x Temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

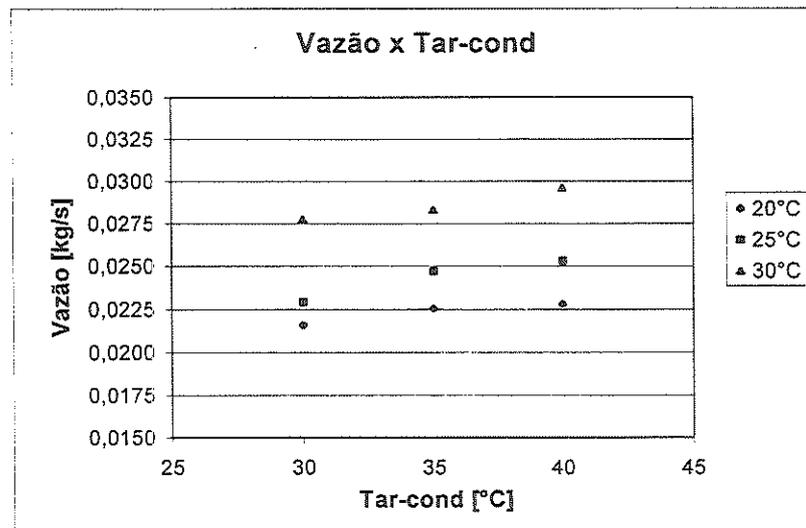


Figura 4-35 Vazão de refrigerante x Temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

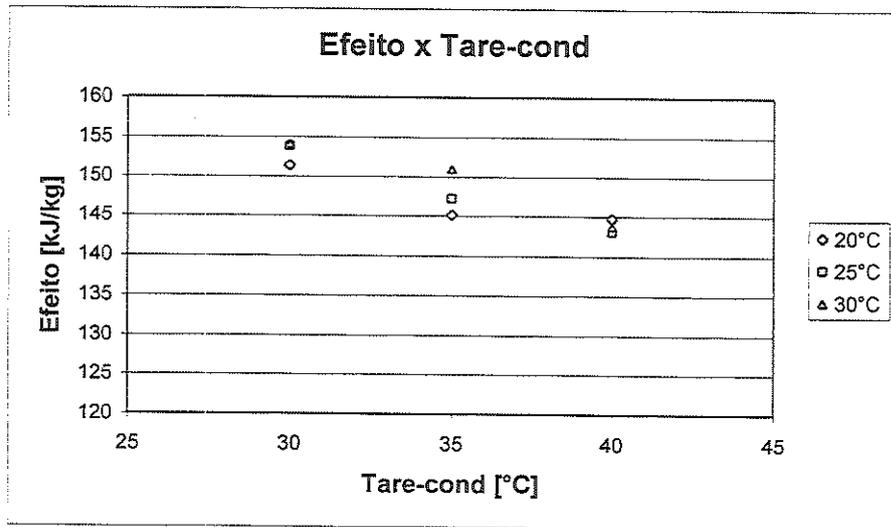


Figura 4-36 Efeito de refrigeração x temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador.  $m_{ar-évap}=500$  kg/h,  $Var_{cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

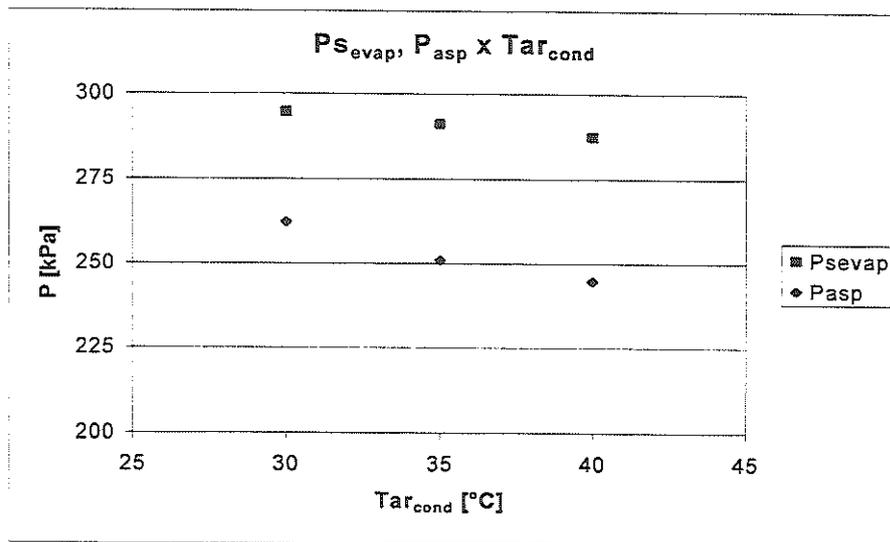


Figura 4-37 Pressão na saída do evaporador e pressão de aspiração x temperatura do ar de condensação.  $Tar_{évap}=25$ °C,  $m_{ar-évap}=500$  kg/h,  $Var_{cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

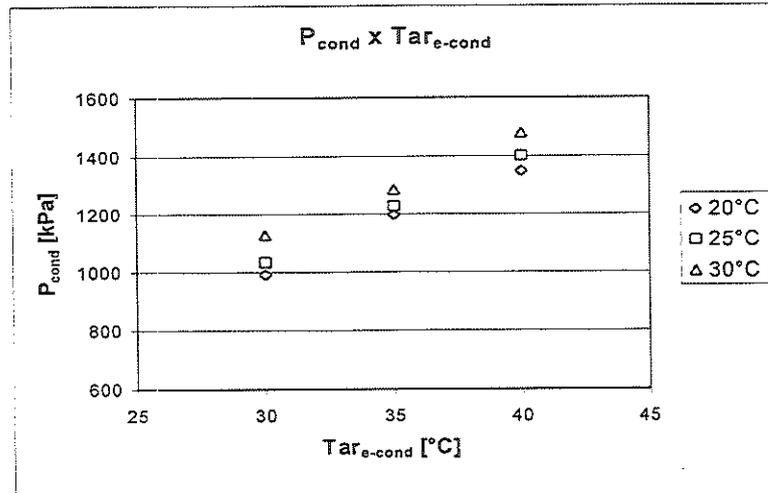


Figura 4-38 Pressão de condensação x Temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

Por outro lado, como consequência do aumento da pressão de condensação, verificou-se uma sensível elevação na potência de compressão (Figura 4-39), a uma razão de aproximadamente 15% para cada 5°C de acréscimo na temperatura do ar. Isto deve-se, especificamente, ao aumento na relação entre pressões, que é um fator determinante no trabalho de compressão. Evidentemente, essa energia adicional introduzida pelo compressor deve ser dissipada no condensador, cuja taxa de remoção de calor é apresentada na Figura 4-40. O coeficiente de eficácia (Figura 4-41) apresentou uma queda com a temperatura do ar, dado que houve um aumento da potência de compressão para uma capacidade aproximadamente constante.

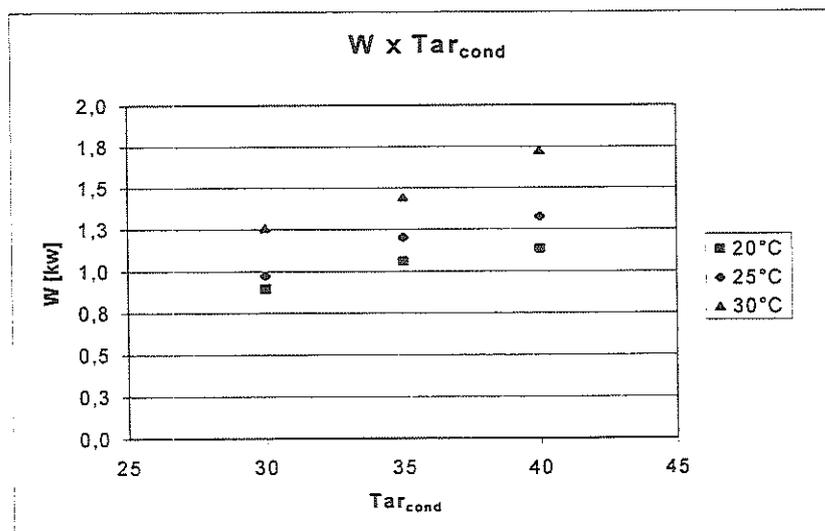


Figura 4-39 Potência de compressão x temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

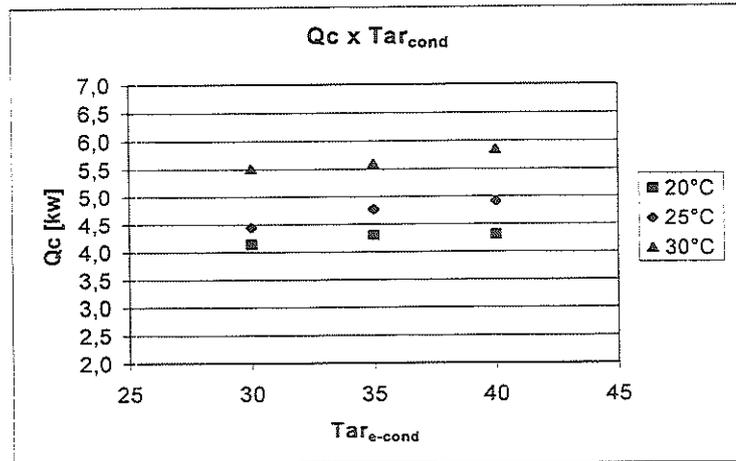


Figura 4-40 Calor rejeitado no condensador x temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

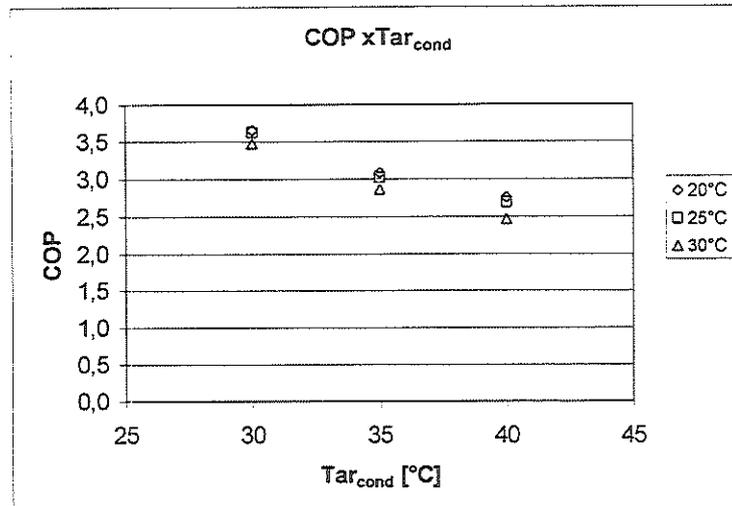


Figura 4-41 Potência de compressão x temperatura do ar de condensação para distintas temperaturas do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

#### 4.3.4 Resumo dos efeitos

A Tabela 4-2 apresenta um resumo da análise paramétrica realizada a partir dos resultados experimentais obtidos nos ensaios. Um complemento à referida análise será realizado no Capítulo 5, em que os resultados proporcionados pelo modelo matemático serão avaliados à luz dos experimentais.

Tabela 4-2 Resumos da análise paramétrica

Parâmetro físico	Incremento	Efeitos				
		mr	Qe	Qc	W	COP
rot	1500rpm	0	0	3 a 4%	10 a 12%	-9 a -11%
Tar <sub>evap</sub>	5°C	10 a 15%	8 a 15%	9 a 18%	10 a 20%	-2 a -6%
m <sub>ar-evap</sub>	150kg/h	5 a 12%	6 a 14%	7 a 16%	9 a 23%	-3 a -7%
Tar <sub>cond</sub>	5°C	3 a 5%	0	2 a 5%	13 a 18 %	-11 a -16 %

## ***CAPÍTULO 5 – Avaliação do Modelo Matemático***

### **5.1 Introdução**

O modelo matemático desenvolvido por MAMANI (1997) tem como finalidade simular o comportamento do sistema de ar condicionado em questão para quaisquer condições de operação. Dessa forma, neste capítulo, os resultados dos ensaios experimentais são comparados com os obtidos pela simulação com o objetivo de avaliar a validade do modelo proposto. Eventuais modificações serão propostas para uma melhor adequação dos resultados simulados ao comportamento real do sistema. Entretanto, o modelo não considera o efeito da carga de refrigerante no desempenho do sistema. Portanto, os resultados da simulação serão comparados com resultados experimentais para uma determinada carga de refrigerante. Serão avaliados os efeitos da temperatura e vazão do ar no evaporador, da temperatura do ar no condensador e da rotação do compressor. Precedendo a análise comparativa, para efeito de esclarecimento do leitor a respeito do modelo matemático, será feita uma breve introdução ao mesmo.

### **5.2 Modelo Matemático**

Nesta seção é descrito sucintamente o modelo matemático de MAMANI (1997), desenvolvido para um equipamento idêntico ao ensaiado neste trabalho, cujos resultados serão comparados aos resultados experimentais obtidos nesta pesquisa.

O modelo envolve a solução algébrica de equações que constituem os modelos matemáticos individuais de cada componente do circuito frigorífico (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador), em condições de regime permanente. Para cada um dos modelos matemáticos procurou-se incorporar a maioria dos fenômenos físicos característicos associados à operação do sistema frigorífico. O refrigerante considerado foi o HFC-134a, que corresponde ao utilizado no referido sistema, e como mencionado, não são considerados os efeitos da carga de refrigerante.

A seguir são apresentados os modelos matemáticos de cada componente do sistema e a metodologia utilizada.

### 5.2.1 Compressor

O modelo foi desenvolvido com base no compressor SANDEN SD7V16 de deslocamento variável, descrito na seção 2.4. Utilizou-se, como base, o modelo de um compressor de deslocamento fixo, ao qual foi introduzido um fator de correção baseado em dados experimentais fornecidos pelo fabricante, com a finalidade de compensar as alterações devidas à variação no deslocamento.

A vazão de refrigerante deslocada por um compressor pode ser dada pela seguinte relação:

$$m_r = \frac{DV}{v_{asp}} \cdot \frac{rot}{60} \eta_v \quad (5-1)$$

onde

$$DV = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \cdot Z \quad (5-2)$$

No caso de um compressor de deslocamento fixo, o rendimento volumétrico,  $\eta_v$ , é dado pela relação:

$$\eta_v = 1 - \varepsilon_n \left[ \left( \frac{P_d}{P_{asp}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (5-3)$$

Entretanto, para o compressor de deslocamento variável, foi assumido que o rendimento é dependente de outros fatores, como a rotação,  $rot$ , e o deslocamento volumétrico,  $DV$ . Para isso, foi introduzido um fator multiplicativo,  $f_1$ , que incorporasse a influência dessas variáveis. Dessa forma, foi sugerida a seguinte relação:

$$\eta_v = f\left(rot, DV, \varepsilon_n \frac{P_d}{P_{asp}}\right) = \left\{ 1 - \varepsilon_n \left[ \left( \frac{P_d}{P_{asp}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} f_1(rot, DV) \quad (5-4)$$

Utilizando dados fornecidos pelo fabricante, foi feita uma regressão múltipla pelo método dos mínimos quadrados, da qual resultou uma equação para a fator  $f_1(rot, DV)$ :

$$f_1 = A_1 \cdot DV^2 + A_2 \cdot DV \cdot rpm + A_3 \cdot DV \cdot rpm^2 + A_4 \cdot DV^2 \cdot rpm^2 + A_5 \cdot DV^2 \cdot rpm + A_6 \cdot rpm^2 \quad (5-5)$$

onde:

$$A_1 = 3,110 \cdot 10^{-3}$$

$$A_2 = 5,070 \cdot 10^{-4}$$

$$A_3 = 5,433 \cdot 10^{-8}$$

$$A_4 = 2,771 \cdot 10^{-10}$$

$$A_5 = -3,287 \cdot 10^{-6}$$

$$A_6 = 9,587 \cdot 10^{-8}$$

Deve-se observar, entretanto, que a regressão foi obtida para valores constantes de  $P_{asp}$ ,  $P_d$ ,  $\varepsilon_n$  e  $n$ .

O rendimento de compressão adiabática pode ser avaliado, a partir dos dados do fabricante, da seguinte forma, com base na Figura 5-1:

$$\eta_{ca} = \frac{W_{is}}{W_{real}} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2' - i_1} \quad (5-6)$$

$$\eta_{ca} = \frac{m_r (i_{2s} - i_1)}{W_{real}} \quad (5-7)$$

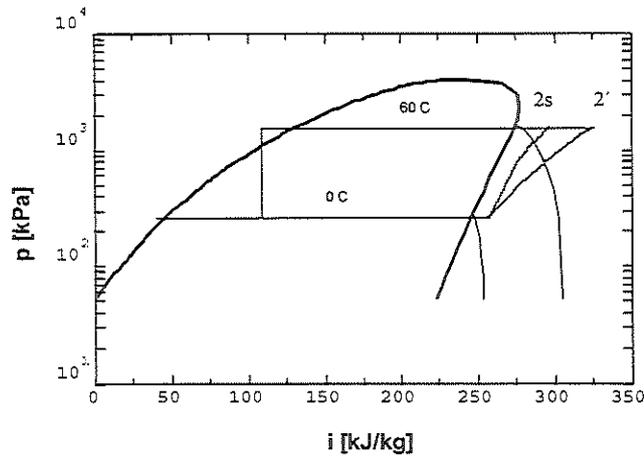


Figura 5-1 Diagrama Pressão-Entalpia mostrando a compressão adiabática e a real.

Dessa forma, a entalpia do refrigerante na saída do compressor,  $i_2'$ , é dada por:

$$i_2 = \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_{ca}} + i_1 \quad (5-8)$$

As entalpias  $i_1$  e  $i_{2s}$  podem ser obtidas a partir dos estados de admissão e descarga isoentrópica (1 e 2s), sendo que um determinado grau de superaquecimento,  $\Delta T_{as}$ , fornecido pelo fabricante foi considerado na definição das condições no ponto 1. A temperatura de descarga do compressor é, então, obtida como função de Pd e  $i_2$ :  $T_{scomp} = f(i_2, P_d)$ .

O coeficiente de eficácia do sistema frigorífico foi avaliado pela seguinte equação:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{real}} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (5-9)$$

Também deve ser observado que o efeito da válvula de compensação não foi incorporado ao modelo do compressor. Isto porque a atuação da mesma se dá no sentido de manter a pressão de evaporação constante, introduzida no modelo como uma variável de entrada, compensando o efeito da referida válvula.

### 5.2.2 Trocadores de calor

Nesta seção é apresentado o modelo dos trocadores de calor. No caso do condensador, foram consideradas as três regiões que caracterizam o estado do refrigerante: região de vapor superaquecido, região de condensação (mudança de fase) e região de líquido sub-resfriado. Para o evaporador, foram definidas duas regiões: região de evaporação (mudança de fase) e região de vapor superaquecido. O efeito do distribuidor de refrigerante não foi considerado nesse modelo. Para cada uma das regiões, tanto na parte externa como no interior dos trocadores de calor, foram consideradas correlações para os coeficientes de transferência de calor e para a queda de pressão.

Para cada região, o coeficiente global médio de transferência de calor,  $\bar{U}$ , foi calculado a partir da seguinte equação:

$$R_{total} = \frac{1}{\bar{U}_i A_i} = \frac{1}{\bar{U}_e A_e} = \frac{1}{\eta_i \bar{h}_i A_i} + \frac{1}{\eta_e \bar{h}_e A_e} \quad (5-10)$$

onde,

$$\eta_e = 1 - \frac{A_s}{A_t} (1 - \eta_a) = \frac{A_t - A_s}{A_t} + \frac{A_s}{A_t} \eta_a \quad (5-11)$$

que não considera as resistências devido à espessura dos tubos, resistência de contato e de incrustações, por terem sido consideradas desprezíveis.

O coeficiente de transferência de calor médio do lado externo (lado do ar),  $\bar{h}_e$ , foi avaliado mediante o fator de Colburn,  $j$ . A tabela 2.1 apresenta as distintas correlações utilizadas para o cálculo do referido fator e para a eficiência das aletas em ambos trocadores.

Para o lado do refrigerante, na região de mudança de fase, foram utilizadas as correlações para o coeficiente local de transferência de calor e para o efeito do atrito na perda de carga, apresentadas na Tabela 5-2.

Tabela 5-1 Parâmetros da transferência de calor no lado externo dos trocadores

Trocador	Fator de Colburn	Eficiência da Aleta
Evaporador (tubos e aletas)	$j = 0,91 \left( \frac{Re}{1000} \right)^{-0,39}$ onde $Re = \frac{G_{ar} D_h}{\mu_{ar}} = \frac{\rho_{ar} V_{ar} D_h}{\mu_{ar}}$	$\eta_a = \frac{\tanh(\Psi)}{\Psi}$ $\Psi = m_o h_o r \text{Exp}(0,13 m_o h_o - 1,3863)$ $r = \frac{C_{ar}}{b_c}; \quad h_o = l_f + \frac{\delta}{2};$ $l_f = \frac{b_{cs} - b_c}{2}; \quad m_o = \sqrt{\frac{2 h_{ar}}{k \delta}}$
Condensador (lâminas com microcanais e fluxo paralelo)	$j = 0,91 Re^{-0,5}$	$\eta_a = \frac{\tanh\left(\frac{H_a}{2} \sqrt{\frac{2 h_{ar}}{k \delta}}\right)}{\frac{H_a}{2} \sqrt{\frac{2 h_{ar}}{k \delta}}}$

Tabela 5-2 Parâmetros de cálculo da transferência de calor nas regiões de mudança de fase

Região	Correlação para h	Correlação para dp/dz
Evaporação (evaporador)	$h = 0,087 Re_m^{0,6} Pr_l \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,2} \left( \frac{k_v}{k_l} \right)^{0,09} \left( \frac{k_l}{D_L} \right)$ $V_m = \frac{\dot{m}_r}{A_c \rho_l} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad D_L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$ $Re = \frac{\rho_l V_m D_L}{\mu_l}$	$\left( - \frac{dp}{dz} \right)_{atrito} = \phi_l^2 \cdot 2C \frac{G^{2-n}}{\rho_l D_h^{n+1} \mu^{-n}}$ $\phi^2 = 30,79 x^{1,323} (1-x)^{0,477} Pr^{-0,7232}$ $Pr = \frac{P}{P_c}$ C=0,076 e n=0,25 para fluxo turbulento C=16 e n=1 para fluxo laminar
Condensação (condensador)	$h(x) = h_{lo} \left[ (1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{Pr^{0,38}} \right]$ $h_{lo} = \frac{0,023 Re_{lo}^{0,8} Pr_l^{0,4} k_l}{D_h}$ $Re_{eq} = Re_v \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + Re_l$ $Nu = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr_l^{0,33}$	$\left( - \frac{dp}{dz} \right)_{atrito} = 2C_f \frac{G^2}{\rho D_h}; \quad C_{f_l} = 0,435 Re_{eq}^{0,12}$ onde, $Re_{eq} = \frac{GD_h}{\mu_l} \left[ (1-x) + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/2} \right]$ $C_{f_l} = 0,079 Re_l^{-0,25}$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor interno,  $\bar{h}_i$ , nas regiões monofásicas, foi utilizada a correlação de Dittus & Boelter, adotando-se  $n=0,3$ , para resfriamento, e  $n=4$ , para aquecimento:

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n \quad 0,7 \leq Pr \leq 160; \quad L / D \geq 10 \quad (5-12)$$

A transferência de calor nas linhas de conexão entre equipamentos e o meio externo foram avaliadas considerando-se a temperatura do meio constante, resultando:

$$Q = m_r c_p (\Delta T_e - \Delta T_s) = \bar{U} A_p \Delta T_{ln} \quad (5-13)$$

onde

$$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} = \frac{T_\infty - \bar{T}_s}{T_\infty - \bar{T}_e} = e^{\left( -\frac{PL}{\dot{m} c_p \bar{U}} \right)} \quad (5-14)$$

Na região de superaquecimento do evaporador e nas linhas de conexão entre componentes, a queda da pressão por atrito foi avaliada mediante a equação de Blasius. Para as regiões monofásicas do condensador, foi aplicada a correlação de Yang & Webb (1996), expressa pela seguinte equação:

$$C_f = 0,0676 Re_D^{-0,22} \quad (5-15)$$

Na análise do desempenho térmico dos trocadores de calor utilizou-se o método do Número de Unidades de Transferência (NUT), considerando-se as devidas relações  $\varepsilon = f(NUT, C^*, arranjo)$  para cada região dos trocadores, conforme detalhado na Tabela 5-3.

**Tabela 5-3** Relações  $\varepsilon = f(NUT, C^*, arranjo)$  para os trocadores de calor

Região	Relação
Mudança de fase	$\varepsilon_{ev1} = 1 - \exp(-NUT_{ev1})$
Monofásica	$\varepsilon_{ev2} = 1 - \exp\left[ \frac{1}{C^*} NUT_{ev2}^{0,22} \left( \exp(-C^* NUT_{ev2}^{0,78}) - 1 \right) \right]$

Em cada uma das regiões foi utilizada a equação de definição de NUT (Eq.5-16), que permite avaliar a superfície interna necessária para a troca de calor, e as equações de conservação de energia, que permitem avaliar as condições de saída no lado do ar (Eq.17) e no lado do refrigerante (Eq.18).

$$A_i = \frac{NUT \cdot C_{min}}{\bar{U}} \quad (5-16)$$

$$T_{ar_s} = T_{ar_c} + \frac{Q}{\dot{m}_{ar} c_{p,ar}} \quad (5-17)$$

$$Q = \dot{m}_r c_p (T_s - T_e) \quad \text{ou} \quad Q = \dot{m}_r (i_s - i_e) \quad (5-18)$$

A taxa de transferência de calor total em cada um dos trocadores resulta, então, da soma das taxas de cada uma das regiões.

### 5.2.3 Válvula de Expansão Termostática

A válvula de expansão termostática foi modelada como um orifício através do qual escoo o refrigerante, formando uma “vena contracta”. Dessa forma, considerando que a vaporização do refrigerante ocorre somente após a saída do orifício, a vazão de refrigerante através da válvula na condição de abertura total obedece a seguinte relação:

$$m_{r_{\max}} = k_A \sqrt{\rho_l (P_3 - P_4)} \quad (5-19)$$

$$k_A \equiv C_d A_o \sqrt{2} \quad (5-20)$$

onde, segundo MASAFELLI (1991) apud MAMANI (1997),  $k_A$  não depende do diferencial de pressão,  $\Delta P = P_3 - P_4$ , mas é dependente da temperatura de evaporação,  $T_{\text{evap}}$ :

$$k_A = f(T_{\text{evap}})$$

cujo valor foi obtido através dos dados de catálogo\*.

No caso de abertura parcial da válvula, as pressões que atuam nas superfícies do diafragma obedecem às seguintes equações, apresentadas na seção 2.4:

$$P_{\text{bulbo}} = P_{\text{evap}} + P_{\text{mola}}$$

$$P_{\text{bulbo}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{evap}} + \Delta T_{\text{sa}})$$

Como, para o início de abertura, é necessário um superaquecimento mínimo,  $\Delta T_{\text{sa}_{\min}}$ , determinado a uma temperatura de ajuste  $T_{\text{aj}}$ , a vazão de refrigerante foi equacionada da seguinte forma (ver Figura 4-24):

$$m_r = m_{r_{\max}} \frac{P_{\text{mola}} - P_{\text{mola}_{\min}}}{P_{\text{mola}_{\max}} - P_{\text{mola}_{\min}}} \quad (\text{Eq. 5-1})$$

\* Dados referentes à válvula EGELHOF modelo TCD-2

onde,

$$P_{mola} = P_{sat}(T_{evap} + \Delta T_{sa}) - P_{sat}(T_{evap})$$

$$P_{mola-min} = P_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{sa-min}) - P_{sat}(T_{aj})$$

$$P_{mola-max} = P_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{sa-max}) - P_{sat}(T_{aj})$$

Observe que, para efeito de cálculo, a carga da válvula foi admitida igual à da instalação.

#### 5.2.4 Solução do Sistema de Equações

O conjunto de equações algébricas representativas dos modelos matemáticos dos componentes formam um sistema de equações algébricas não lineares. A solução desse sistema corresponde à condição de equilíbrio do circuito frigorífico, ou seja, ao seu ponto de funcionamento em regime permanente para dadas condições externas.

A solução do sistema algébrico foi obtida pelo método seqüencial ou de substituições sucessivas. Trata-se de um método iterativo, no qual a sequência de cálculos é iniciada com a introdução de valores arbitrários a certas variáveis, que são substituídos por novos valores a cada iteração. Os valores iniciais das seguintes variáveis foram adotados: temperatura de condensação, superaquecimento na saída do evaporador e deslocamento do compressor. Além disso, a temperatura de evaporação foi introduzida como um parâmetro de entrada fixo, não se constituindo, portanto, numa variável calculada. Na execução do programa, definem-se, inicialmente, os pontos de equilíbrio para a conjunto compressor, condensador e válvula de expansão e posteriormente para o evaporador, encontrando-se, dessa forma, os pontos de equilíbrio do sistema. O programa computacional foi desenvolvido no ambiente do software EES (Engineering Equation Solver), que apresenta uma biblioteca com as propriedades termodinâmicas das substâncias envolvidas, facilitando, dessa forma, o trabalho de codificação e de execução do mesmo.

## 5.3 Comparação dos Resultados

### 5.3.1 Introdução

A avaliação do modelo matemático foi feita através da comparação qualitativa e quantitativa dos resultados experimentais com os simulados pelo modelo. Essa análise foi feita com base no comportamento dos principais parâmetros de desempenho do sistema, como capacidade frigorífica, taxa de rejeição de calor no condensador, potência de compressão e coeficiente de eficácia, em função das condições de entrada (temperatura de vazão de ar no evaporador, temperatura do ar no condensador e rotação do compressor). Uma característica de primordial importância nessa análise foi a influência da rotação do compressor no comportamento do sistema. Isto se deve ao fato do compressor ser o componente que apresentou as mais significativas inovações em termos de modelagem, sendo o único a receber uma abordagem semi-empírica. Soma-se a isso o fato da rotação do compressor ser a variável de controle que apresenta a mais ampla faixa de operação, o que leva a grandes erros nos resultados simulados, caso o modelo não esteja bem ajustado com relação a este parâmetro. Nesse sentido, a primeira característica a ser avaliada foi o comportamento da vazão de refrigerante em função da rotação do compressor, uma vez que o critério de controle do circuito ensaiado envolvia a manutenção da vazão de refrigerante, associada à capacidade frigorífica, independente das condições de rotação. A partir dessa avaliação e eventuais ajustes no modelo, o comportamento dos demais parâmetros físicos pode ser determinado.

Deve-se destacar que, para a execução das simulações, o programa exige como parâmetro fixo de entrada a temperatura de evaporação, como observado anteriormente. Contudo, como mencionado no Capítulo 5, devido ao fato das condições de montagem da bancada serem diferentes da montagem original do sistema, a pressão e temperatura de evaporação não se mantiveram constantes para todas as condições de ensaio, apresentando evoluções de relativa importância conforme a variável de controle analisada. Por esse motivo, embora a temperatura de evaporação do sistema se encontre normalmente entre 0 e 1°C, nas simulações foram utilizadas as temperaturas de evaporação dos ensaios resultantes de cada condição simulada, as quais se situaram entre 0 e 6°C. Caso fosse utilizada a mesma

temperatura de evaporação, correspondente à faixa usual, como é a proposta do modelo para o circuito original, condições operacionais distintas estariam sendo comparadas.

### 5.3.2 Efeito da Rotação do Compressor

Conforme mencionado previamente, o primeiro parâmetro a ser avaliado foi a vazão de refrigerante. As características de projeto do compressor impõem que a vazão de refrigerante e a capacidade frigorífica apresentem-se praticamente independentes da rotação, o que foi verificado nos resultados experimentais. Entretanto, analisando os resultados iniciais fornecidos pelo modelo (Figura 5-2 e Figura 5-3) verificou-se que a vazão obtida pela simulação mostrou um comportamento bastante incompatível com os resultados experimentais, observando-se uma nítida tendência de aumento da vazão de refrigerante com a rotação. Verificou-se um aumento de aproximadamente 65% na vazão para o intervalo analisado, o que se traduz num acréscimo de iguais 65% na capacidade frigorífica. Tal comportamento apontava para alguma inconsistência na modelagem do compressor, na medida em que este é o único componente cujo comportamento é dependente da rotação. Desse modo, buscou-se solucionar esse inconveniente para depois partir para a análise das outras características do modelo.

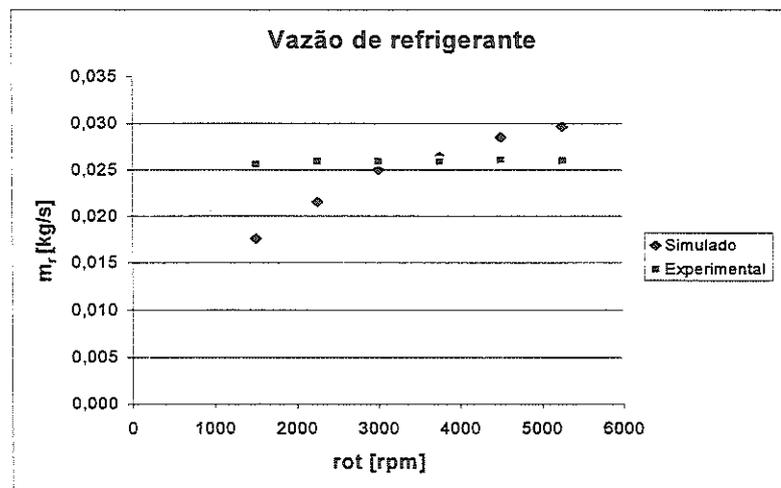


Figura 5-2 Vazão de refrigerante x rotação do compressor. Modelo original.  $T_{ar, evap}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar, evap}=500\text{ kg/h}$ ,  $T_{ar, cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar, cond}=3\text{ m/s}$ .

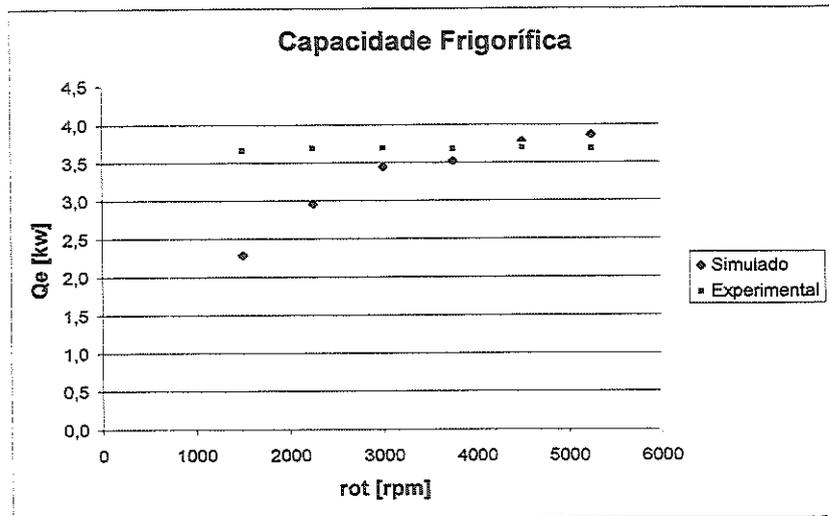


Figura 5-3 Capacidade frigorífica x rotação do compressor. Modelo original.  $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar-évap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s.

Uma vez que o compressor em questão foi projetado para manter a vazão aproximadamente constante, o fator  $f_1$  (Eq. 5-5), obtido por meio de uma regressão através dos dados experimentais fornecidos pelo fabricante, deveria proporcionar uma vazão simulada também constante. Desse forma, o comportamento apresentado sugeriu um possível erro na equação utilizada para o referido fator. Nesse sentido, foi feita novamente uma regressão com os mesmos dados do fabricante, através da qual foi obtida a seguinte relação:

$$f_1 = A_0 + A_1 \cdot DV + A_2 \cdot rpm + A_3 \cdot DV \cdot rpm + A_4 \cdot DV^2 + A_5 \cdot rpm^2 + A_6 \cdot DV^2 \cdot rpm + A_7 \cdot DV \cdot rpm^2 + A_8 \cdot DV^2 \cdot rpm^2$$

onde

$A_0=55,8$	$A_1=0,0955$	$A_2=-0,0248$
$A_3=4,73 \cdot 10^{-4}$	$A_4=4,58 \cdot 10^{-4}$	$A_5=2,05 \cdot 10^{-6}$
$A_6=1,8 \cdot 10^{-6}$	$A_7=2,98 \cdot 10^{-8}$	$A_8=1,5 \cdot 10^{-11}$

Com a nova equação para o fator  $f_1$  foram feitas novas simulações e os resultados apresentaram um comportamento bem mais apropriado para a vazão de refrigerante, conforme ilustrado na Figura 5-4. Observou-se, neste caso, uma tendência bastante compatível da vazão com o aumento da rotação, permanecendo praticamente constante, conforme o esperado, embora fosse observada uma diferença sistemática entre os valores experimentais e simulados. Entretanto, para valores de rotação acima de 4000 rpm, o programa apresentava problemas de execução devido a

valores excessivos da temperatura de descarga, que extrapolava a faixa de utilização das propriedades termodinâmicas do EES. A razão desses valores elevados pôde ser encontrada analisando o comportamento da potência de compressão (Figura 5-5). Verificou-se um aumento excessivo da potência com a rotação, o que diferia acentuadamente da tendência apresentada pelos resultados experimentais, induzindo elevadas temperaturas de descarga para altas rotações. Como a potência de compressão foi calculada mediante uma relação empírica do rendimento de compressão adiabática,  $\eta_{ca}$ , baseada nos dados do fabricante, suspeitou-se de uma possível inadequação da referida relação. Verificou-se, então, que a potência de compressão fornecida pelo fabricante, utilizada da regressão de  $\eta_{ca}$ , correspondia à potência de eixo do compressor e não à potência efetivamente transferida ao refrigerante, fato este que acarretava valores elevados para a potência de compressão. Foi feita, então, uma nova regressão para  $\eta_{ca}$ , utilizando os resultados obtidos nos ensaios realizados neste trabalho e obteve-se a seguinte relação:

$$\eta_{ca} = 0,86 - 4,11 \cdot 10^{-5} \text{ rot}$$

Observa-se que a relação encontrada apresenta uma dependência linear entre o rendimento de compressão adiabática e a rotação do compressor. Esse equação foi, então, inserida no programa e novas simulações foram realizadas, cujos resultados são analisados a seguir.

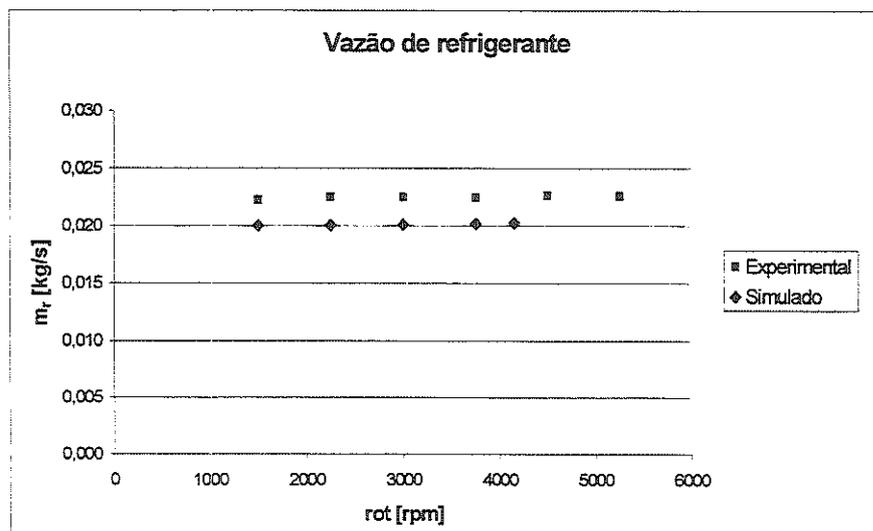


Figura 5-4 Vazão de refrigerante x rotação do compressor. Rendimento volumétrico corrigido.  $T_{ar, \text{evap}} = 20^\circ\text{C}$ ,  $m_{ar, \text{evap}} = 500 \text{ kg/h}$ ,  $T_{ar, \text{cond}} = 40^\circ\text{C}$ ,  $V_{ar, \text{cond}} = 3 \text{ m/s}$ .

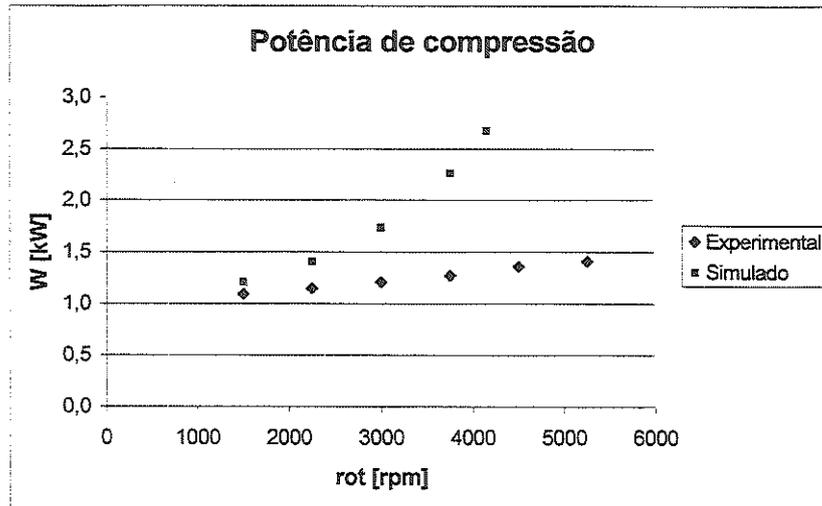


Figura 5-5 Potência de compressão x rotação do compressor. Rendimento volumétrico corrigido.  $T_{ar\_evap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar\_evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\_cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar\_cond}=3$  m/s.

As simulações obtidas com a nova equação do rendimento de compressão adiabática mostraram resultados bem coerentes com os experimentais. A Figura 5-6 indica uma tendência muito compatível da vazão de refrigerante, observando-se uma diferença sistemática inferior a 5% entre os valores experimentais e os simulados. Isto indica que a abordagem semi-empírica utilizada no modelamento da vazão de refrigerante proporcionada pelo compressor mostrou-se bastante adequada, simulando, com boa representatividade, sua dependência com a rotação do compressor.

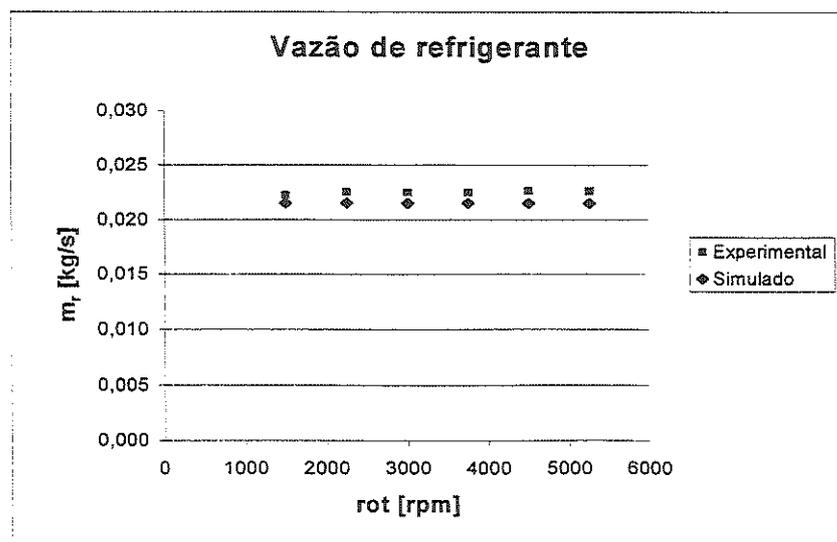


Figura 5-6 Vazão de refrigerante x rotação do compressor. Rendimento de compressão adiabática corrigido.  $T_{ar\_evap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar\_evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\_cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar\_cond}=3$  m/s.

Como consequência do bom ajuste da vazão de refrigerante, os outros parâmetros também apresentaram um comportamento qualitativo idêntico aos dos valores experimentais. A capacidade frigorífica (Figura 5-7) manteve-se constante com a rotação, o que era esperado, uma vez que a vazão de refrigerante permaneceu quase invariável e a temperatura de evaporação foi considerada com um valor fixo. Quantitativamente, notou-se que a simulação produziu valores em torno de 10% inferiores aos obtidos experimentalmente. O trabalho de compressão também apresentou uma tendência muito similar aos dados experimentais (Figura 5-8), porém com desvios um pouco superiores, de 14 a 18 % abaixo dos valores experimentais. Como o rendimento de compressão adiabática utilizado no modelo foi baseado nesses mesmos dados experimentais, conclui-se que as diferenças observadas na potência de compressão são resultado de diferenças no trabalho de compressão isoentrópica, uma vez que a vazão de refrigerante diferiu em apenas 5% na faixa analisada. Esta última, por sua vez, pode ser explicada pelo fato do modelo não considerar as perdas de carga na linha de aspiração, que no caso dos ensaios apresentaram valores significativos, da ordem de 80 kPa, e no sistema original devem permanecer em torno de 20 kPa. Além disso, as temperaturas de condensação apresentaram valores ligeiramente inferiores (Figura 5-9), o que também contribuiu para um menor trabalho de compressão.

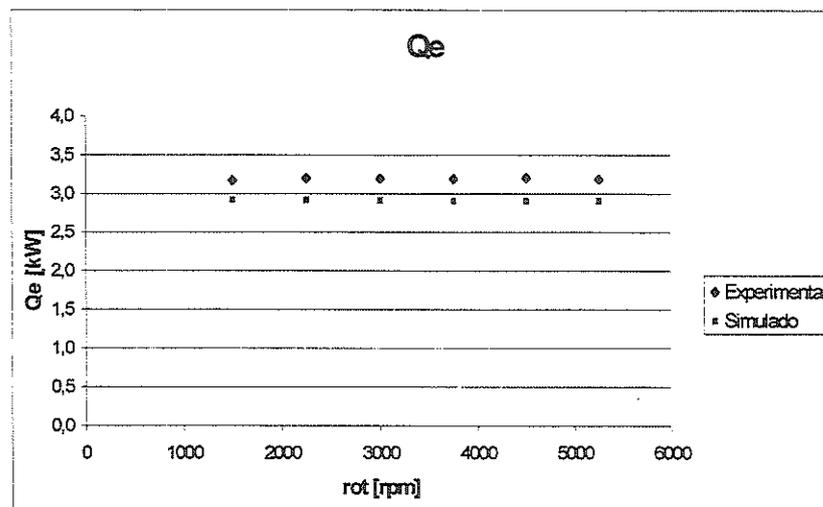


Figura 5-7 Capacidade frigorífica x rotação do compressor.  $T_{ar\text{-}evap}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\text{-}evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3$  m/s.

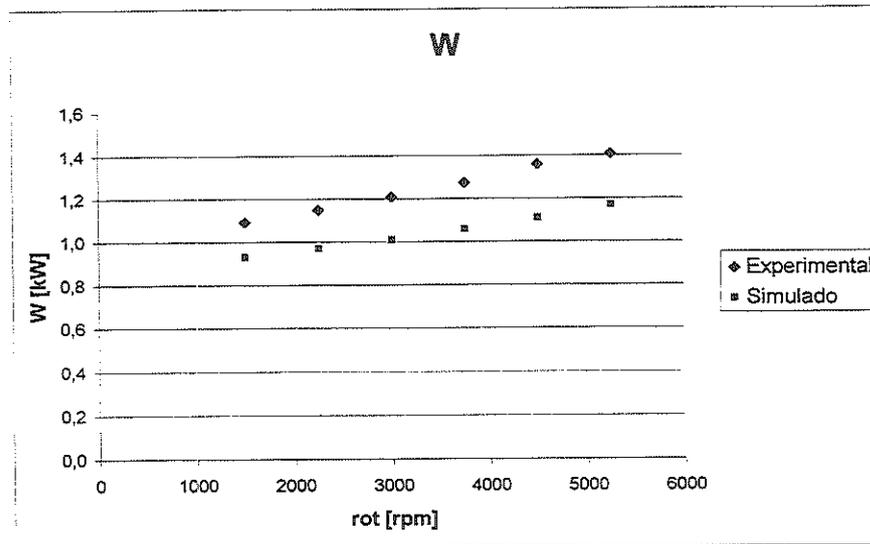


Figura 5-8 Potência de compressão x rotação do compressor.  $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar-évap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s.

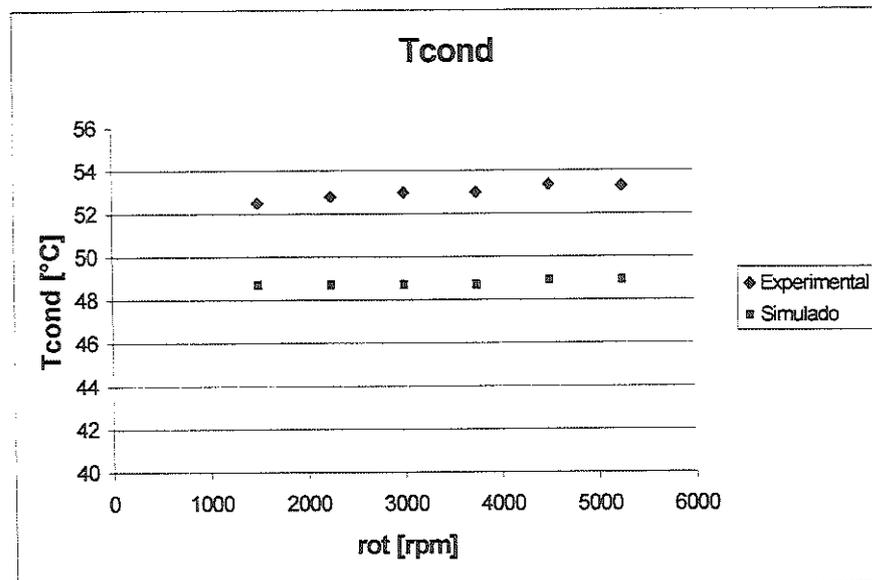


Figura 5-9 Temperatura de condensação x rotação do compressor.  $T_{ar-évap}=20^{\circ}C$ ,  $m_{ar-évap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s.

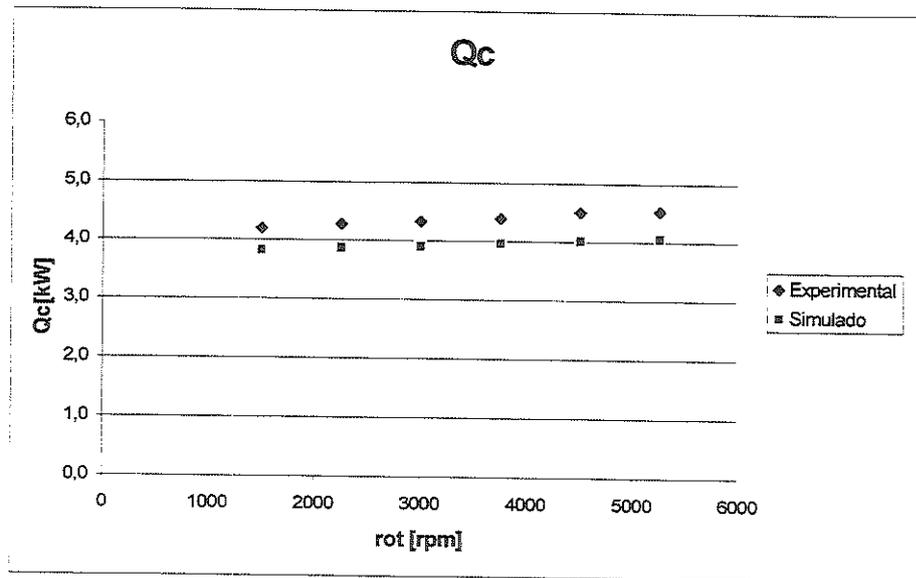


Figura 5-10 Calor rejeitado no condensador x rotação do compressor.  $T_{ar-évap}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar-évap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s.

Como consequência do comportamento da capacidade frigorífica e da potência de compressão, resultados muito compatíveis também foram obtidos para o calor rejeitado no condensador, cujos desvios permaneceram em torno de -10% (Figura 5-10), e para o coeficiente de eficácia que mostrou também pequenas diferenças (-6 a -8%) em relação aos valores experimentais.

Em resumo, verificou-se que o modelo apresentou excelentes resultados para os parâmetros de desempenho quando analisado segundo sua dependência da rotação do compressor. Foi observado que os valores simulados mostraram-se sempre inferiores aos experimentais, o que, a princípio, poderia sugerir um desvio sistemático. Entretanto, essas diferenças, neste caso negativas, podem apresentar valores diferentes quando analisada a influência de outras variáveis de entrada, como será verificado a seguir.

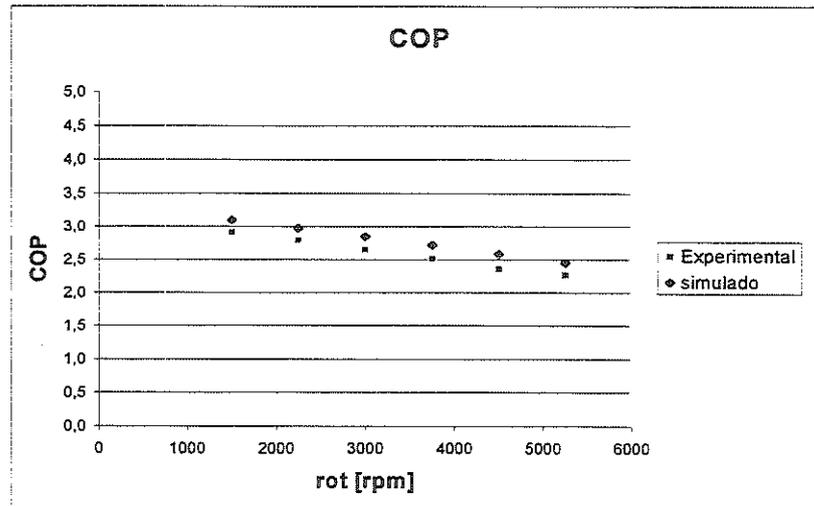


Figura 5-11 Coeficiente de eficácia x rotação do compressor.  $T_{ar\text{-}evap}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\text{-}evap}=500$  kg/h,  $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $Var_{cond}=3$  m/s.

### 5.3.3 Efeito da Temperatura do Ar no Evaporador

Conforme verificado no Capítulo 5, à elevação da temperatura do ar que atinge o evaporador, entendida como um aumento da carga térmica, o sistema real responde elevando também os seus parâmetros de desempenho, como capacidade frigorífica, potência de compressão, calor rejeitado no condensador e, claro, a vazão de refrigerante, da qual resultam os outros efeitos. Dessa forma, esse é o comportamento que se espera dos resultados da simulação. A Figura 5-12 mostra que a vazão de refrigerante apresentou, de fato, essa tendência, elevando-se sensivelmente com o aumento da carga térmica. Entretanto, a sensibilidade apresentada foi maior que a dos dados experimentais, levando as duas curvas se cruzarem. Para uma temperatura do ar de  $15^{\circ}\text{C}$ , a vazão simulada foi 25% inferior enquanto que para uma temperatura de  $35^{\circ}\text{C}$  foi de 23% superior. Porém, se a análise ficar restrita aos valores típicos das aplicações, que se situam na faixa de  $20$  a  $30^{\circ}\text{C}$ , os desvios se restringem à faixa entre  $-3\%$  e  $19\%$ . A capacidade frigorífica apresentou um comportamento similar à vazão (Figura 5-13), com desvios que variaram de  $-26\%$ , para temperatura do ar de  $15^{\circ}\text{C}$ , a  $10\%$ , para temperatura de  $35^{\circ}\text{C}$ . Para a faixa usual de aplicação, as diferenças ficaram no intervalo de  $-7$  a  $8\%$  dos valores experimentais, resultado que pode ser considerado satisfatório. Quanto ao calor rejeitado no condensador (Figura 5-14), os resultados apresentaram

diferenças de -27 a 8% para a faixa total analisada, que se reduzem para a faixa entre -7 a 8% para as temperaturas usuais do ar. A Figura 5-15 mostra o comportamento da potência de compressão, que também mostrou excelentes resultados com a variação da temperatura do ar no evaporador, com desvios de -11 a 2% para o intervalo de 20 a 30°C da temperatura do ar. O coeficiente de eficácia (Figura 5-16), como resultado dos comportamentos apresentados pela capacidade frigorífica e pelo trabalho de compressão, mostrou um comportamento também muito próximo dos resultados experimentais, com desvios de 1 a 5 % dos valores experimentais, para o intervalo de 20 a 39 °C.

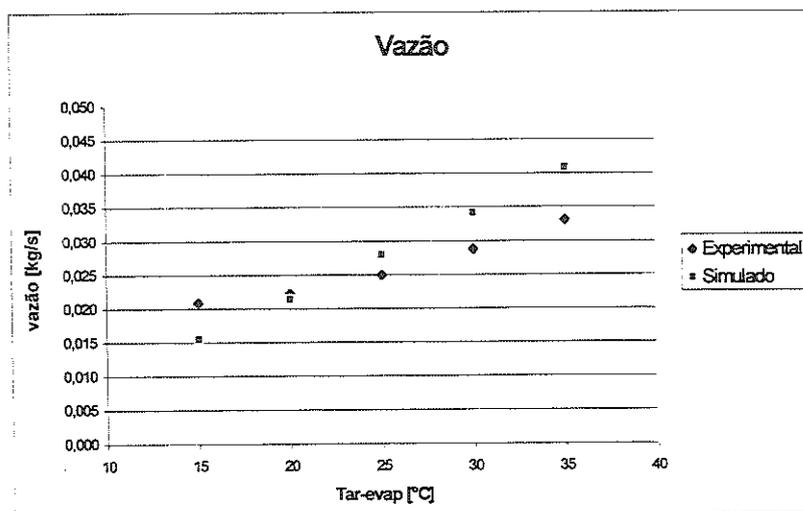


Figura 5-12 Vazão de refrigerante x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $Var_{cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

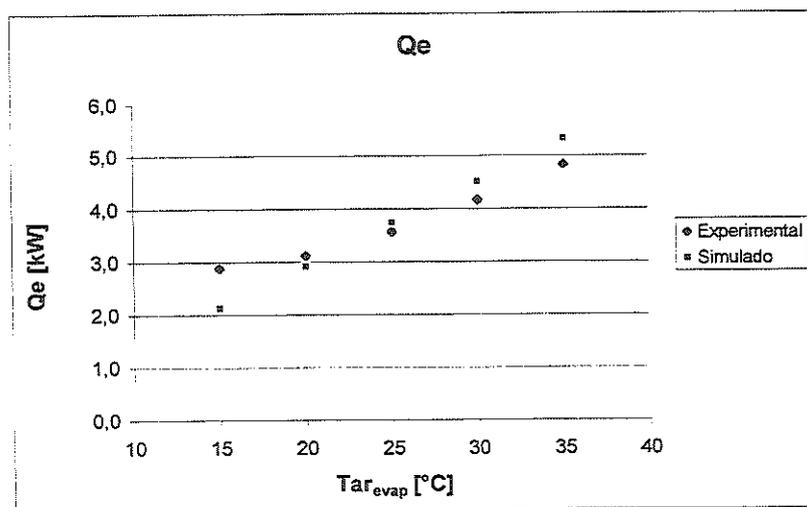


Figura 5-13 Capacidade frigorífica x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}C$ ,  $Var_{cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

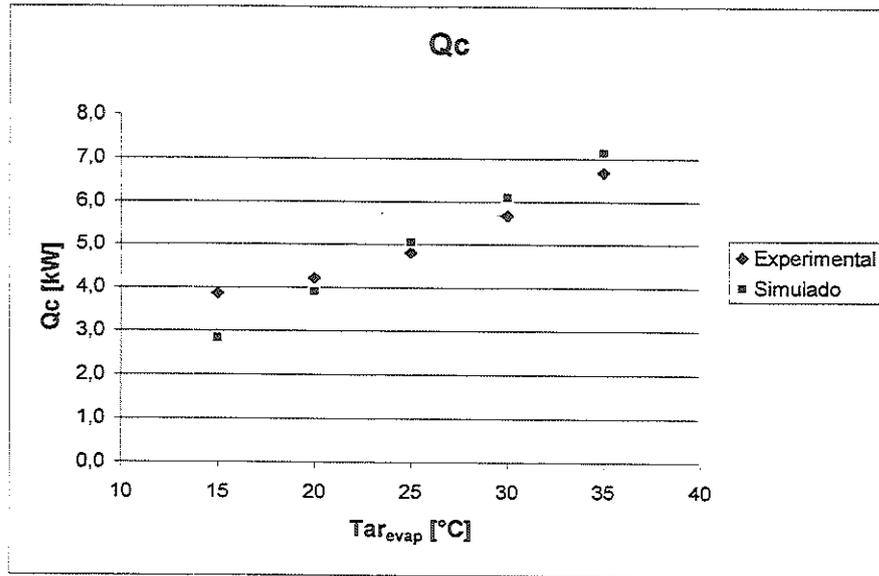


Figura 5-14 Calor rejeitado no condensador x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar- evapor} = 500$  kg/h,  $T_{ar- cond} = 40^{\circ}C$ ,  $Var_{cond} = 3$  m/s,  $rot = 3000$  rpm.

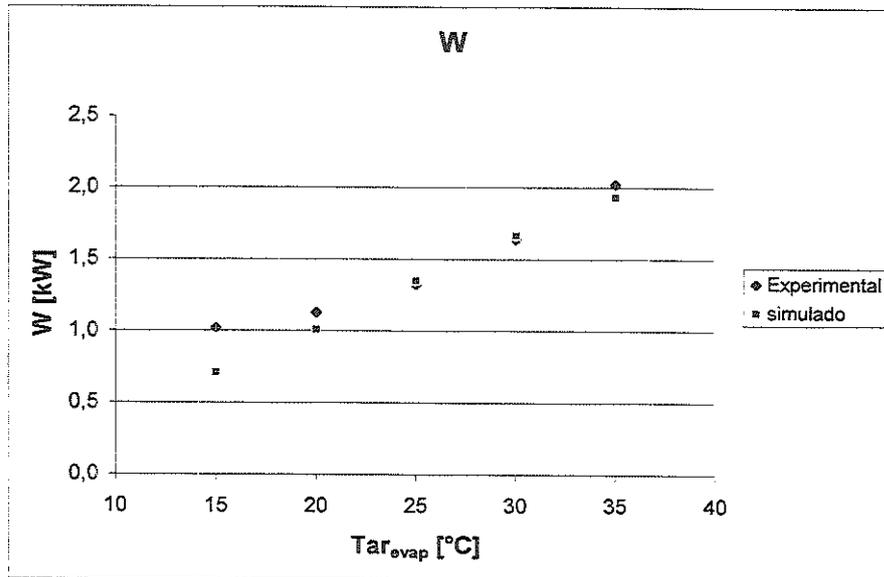


Figura 5-15 Potência de compressão x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar- evapor} = 500$  kg/h,  $T_{ar- cond} = 40^{\circ}C$ ,  $Var_{cond} = 3$  m/s,  $rot = 3000$  rpm.

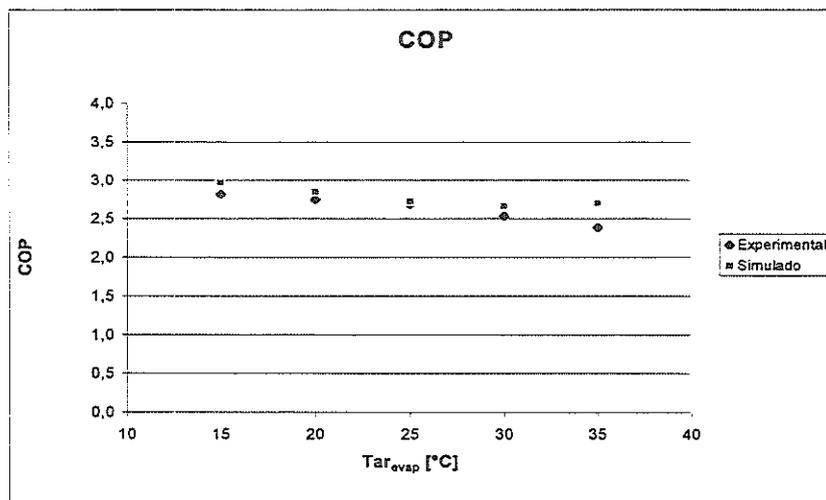


Figura 5-16 Coeficiente de eficácia x temperatura do ar no evaporador.  $m_{ar-evap}=500$  kg/h,  $T_{ar-cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar-cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

#### 5.3.4 Efeito da Temperatura do Ar no Condensador

A simulação do comportamento do sistema mediante a variação da temperatura do ar no condensador mostrou resultados similares aos experimentais. Conforme ilustrado na Figura 5-17, a vazão simulada apresentou uma tendência de aumento praticamente linear com a temperatura do ar, de forma que o desvio máximo se deu à temperatura de  $40^{\circ}\text{C}$  com um valor 12% superior ao experimental, enquanto o mínimo foi de apenas 1% superior, para a temperatura de  $30^{\circ}\text{C}$ . A capacidade frigorífica apresentou a mesma tendência de aumento linear, conforme pode ser observado na Figura 5-18, em que as maiores diferenças foram de 5%, à temperatura de  $40^{\circ}\text{C}$ , enquanto para as outras condições os resultados são praticamente coincidentes. Os resultados envolvendo o calor rejeitado no condensador (Figura 5-19) e as temperaturas de condensação (Figura 5-20) também mostram a boa adequação do modelo, com desvios inferiores a 5% em relação aos valores experimentais. As diferenças para o trabalho de compressão (Figura 5-21) ficaram entre -7 e 2 % e para o coeficiente de eficácia (Figura 5-22) entre 1 e 6% dos valores experimentais.

Com base nesses resultados, conclui-se que o modelo desenvolvido para o condensador de microcanais representa com fidelidade o comportamento experimental, uma vez que o componente mais afetado pelas variações na



temperatura do ar é o condensador. É óbvio, entretanto, que as diferenças obtidas poderiam ser maiores para outras condições de simulação, como por exemplo diferentes condições de carga térmica. Porém, o bom comportamento qualitativo é o que permite atestar quanto à coerência do modelo do condensador.

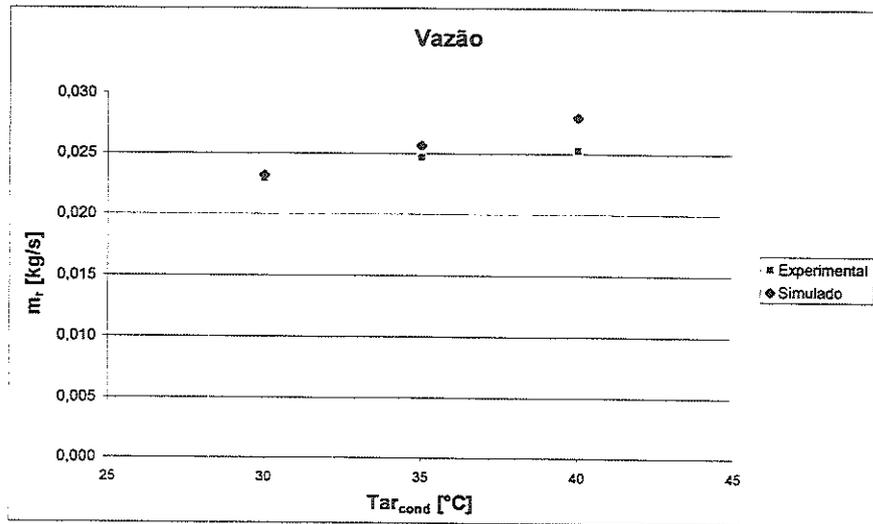


Figura 5-17 Vazão de refrigerante x temperatura do ar no condensador.  $T_{ar\_evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\_evap}=500$  kg/h,  $V_{ar\_cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

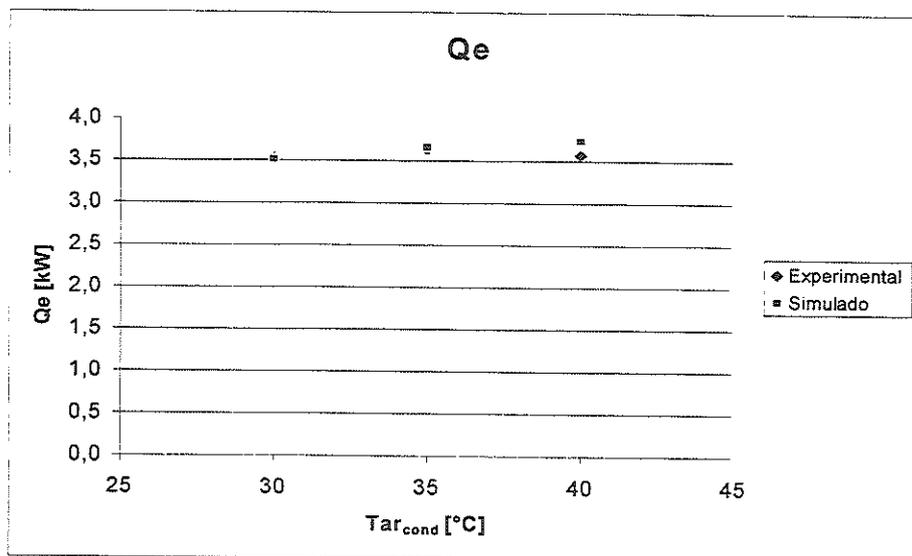


Figura 5-18 Capacidade frigorífica x temperatura do ar no condensador.  $T_{ar\_evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\_evap}=500$  kg/h,  $V_{ar\_cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

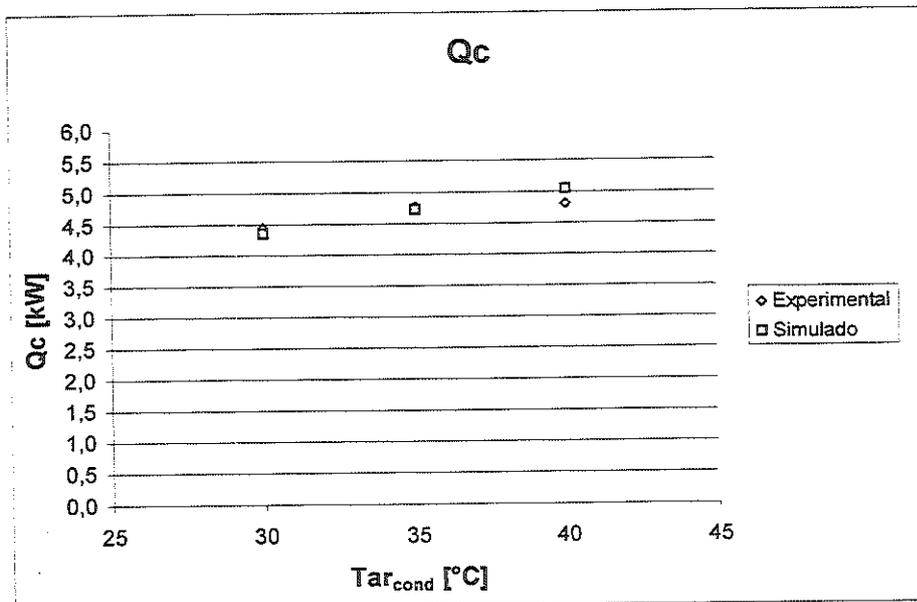


Figura 5-19 Calor rejeitado no condensador x temperatura do ar no condensador.  $T_{ar\_evap}=25^{\circ}C$ ,  $m_{ar\_evap}=500$  kg/h,  $V_{ar\_cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

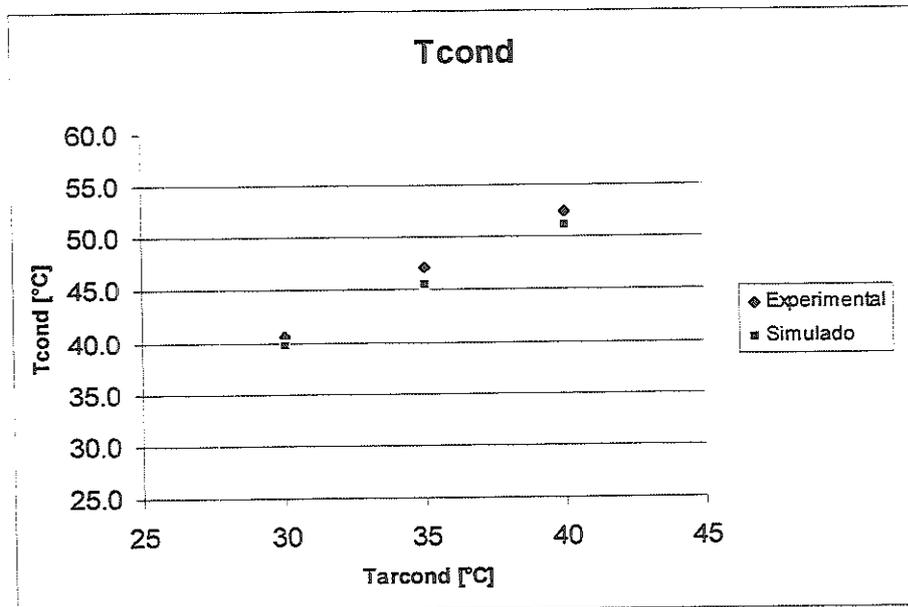


Figura 5-20 Temperatura de condensação x temperatura do ar no condensador.  $T_{ar\_evap}=25^{\circ}C$ ,  $m_{ar\_evap}=500$  kg/h,  $V_{ar\_cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

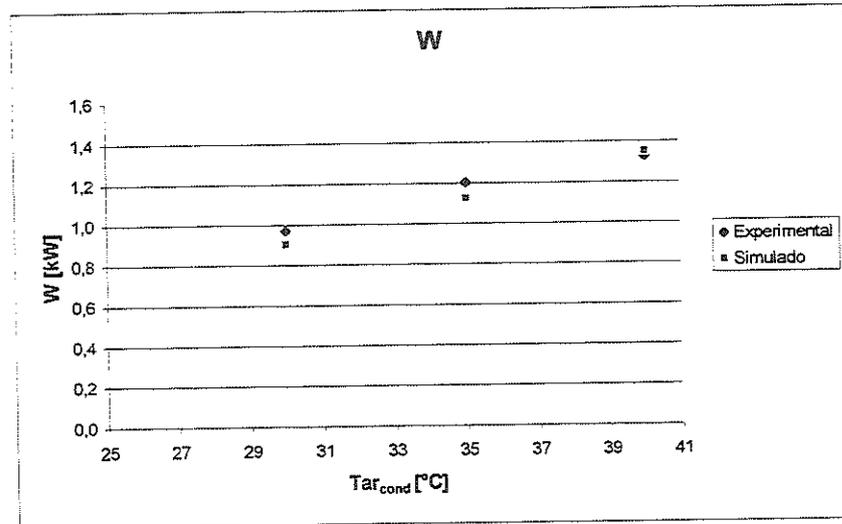


Figura 5-21 Potência de compressão x temperatura do ar no condensador.  $T_{ar\_evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\_evap}=500$  kg/h,  $Var_{cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

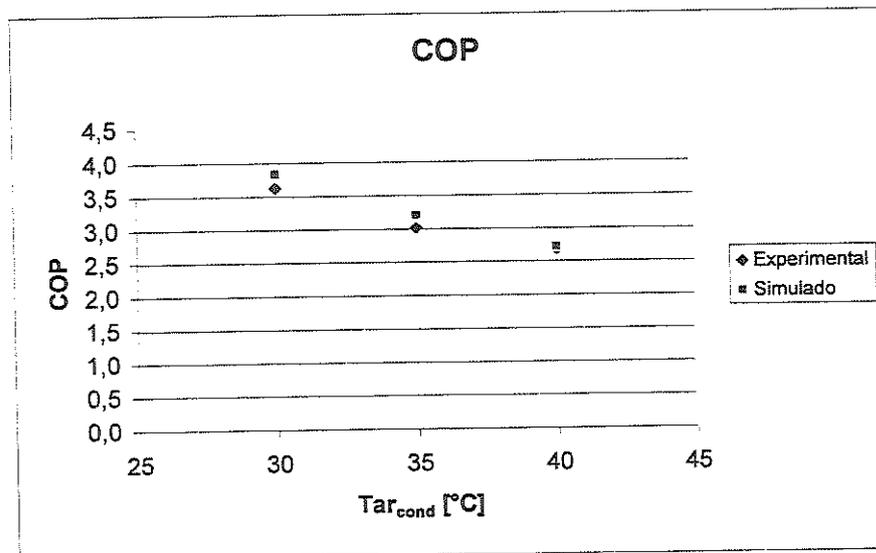


Figura 5-22 Coeficiente de eficácia x temperatura do ar no condensador.  $T_{ar\_evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ar\_evap}=500$  kg/h,  $Var_{cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

### 5.3.5 Efeito da Vazão de Ar no Evaporador

Como sugerido no Capítulo 4, os ensaios utilizados na avaliação dos efeitos da vazão de ar no evaporador correspondem a um inventário de refrigerante de 1150 gramas, diferente do utilizado nos demais casos. Como a quantidade de refrigerante exerce alguma influência no desempenho do sistema para valores acima de 1050 gramas, a comparação com os resultados da simulação será feita sob um ponto de vista apenas qualitativo, com o objetivo de analisar somente as tendências

apresentadas para distintas vazões de ar. As diferenças quantitativas observadas nas comparações apresentadas a seguir são consequência, essencialmente, da “inundação” do condensador devido ao excesso de refrigerante para a carga de 1150 gramas, o que acarreta pressões de condensação mais elevadas, como discutido no Capítulo 4. As consequências disso são maiores vazões de refrigerante, capacidade frigorífica, calor rejeitado no condensador e potência de compressão, além de um reduzido COP. Portanto, deve-se destacar que, para cargas de refrigerante inferiores à utilizada, as diferenças entre os resultados simulados e experimentais seriam bem menores.

Assim como observado para a temperatura do ar no evaporador, na análise dos efeitos da vazão de ar, os parâmetros de desempenho simulados se mostraram mais sensíveis ao aumento da carga térmica que os experimentais, conforme verificado no comportamento da vazão (Figura 5-23), e da capacidade frigorífica (Figura 5-24). Entretanto, como as condições de carga de refrigerante são diferentes, o importante é observar que houve uma tendência de aumento com a vazão de ar. Em razão desse aumento, elevou-se também o calor rejeitado no condensador, como se nota na Figura 5-25, elevando também a temperatura de condensação (Figura 5-26). A potência de compressão e o coeficiente de eficácia apresentaram tendências muito similares aos resultados experimentais, como pode ser verificado na Figura 5-27 e na Figura 5-28, respectivamente.

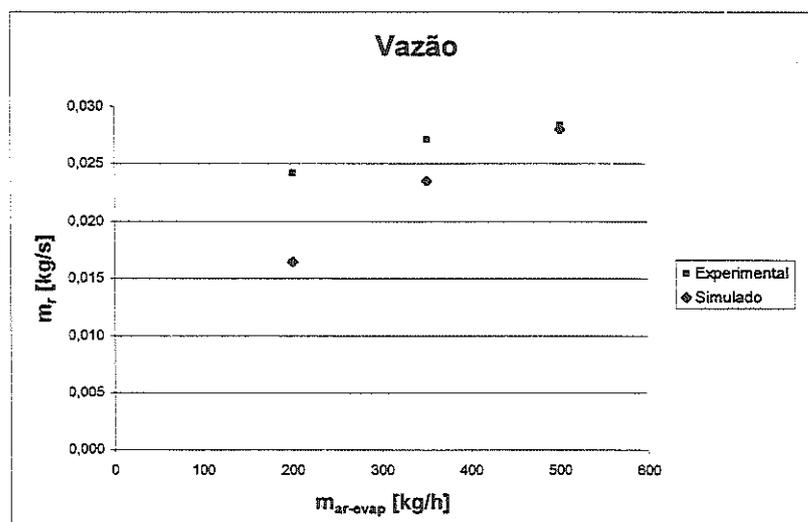


Figura 5-23 Vazão de refrigerante x vazão de ar no evaporador.  $T_{ar_{evap}}=25^{\circ}C$ ,  $T_{ar_{cond}}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar_{cond}}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

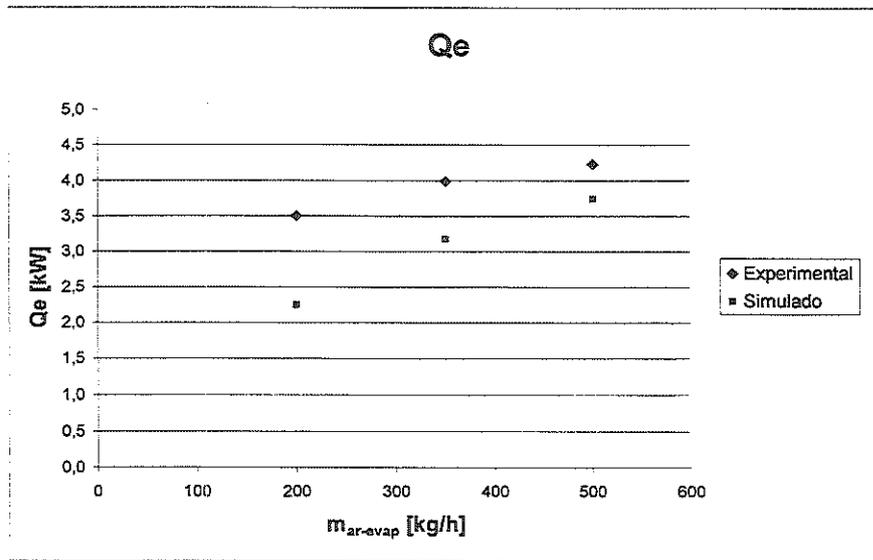


Figura 5-24 Capacidade frigorífica x vazão de ar no evaporador.  $T_{ar, evap}=25^{\circ}C$ ,  $T_{ar, cond}=40^{\circ}C$ ,  $Var_{cond}=3$  m/s, rot=3000 rpm.

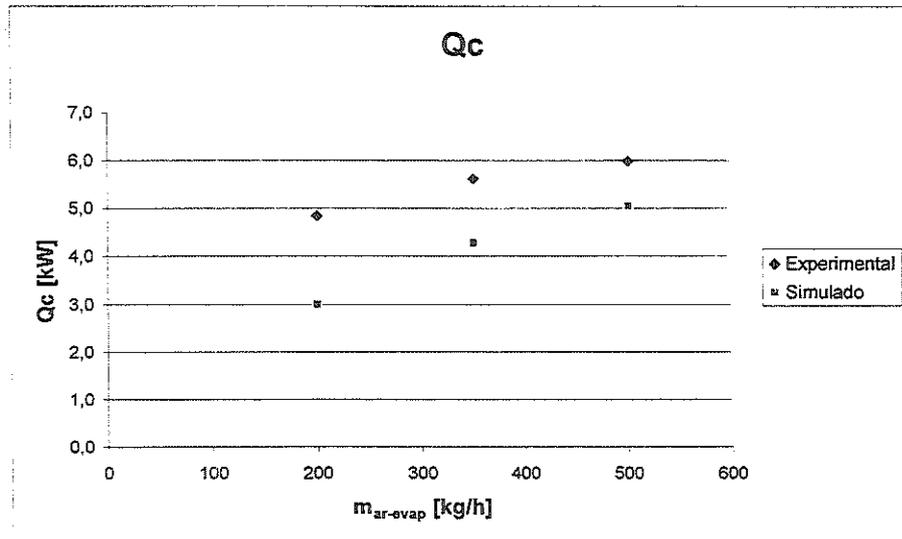


Figura 5-25 Calor rejeitado no condensador x vazão de ar no evaporador.  $T_{ar, evap}=25^{\circ}C$ ,  $T_{ar, cond}=40^{\circ}C$ ,  $Var_{cond}=3$  m/s, rot=3000 rpm.

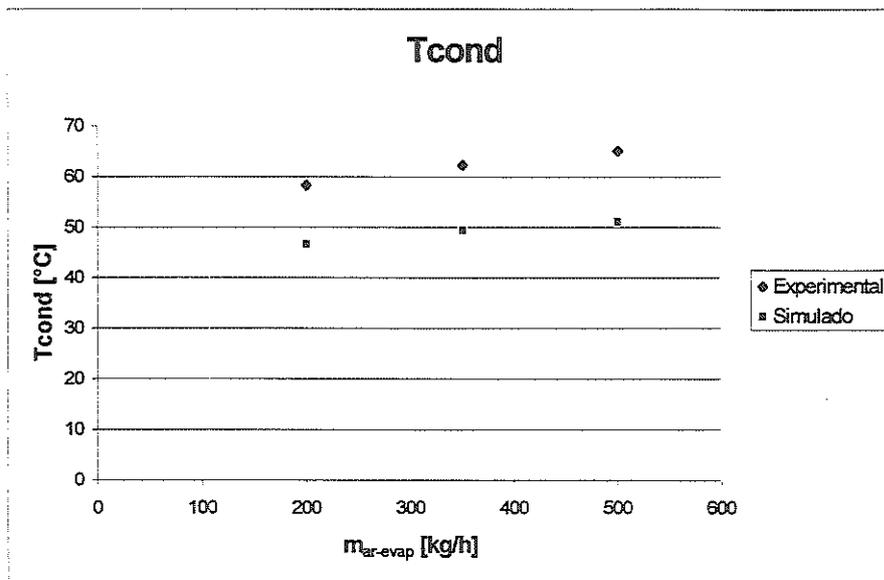


Figura 5-26 Temperatura de condensação x vazão de ar no evaporador.  $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3\text{ m/s}$ ,  $rot=3000\text{ rpm}$ .

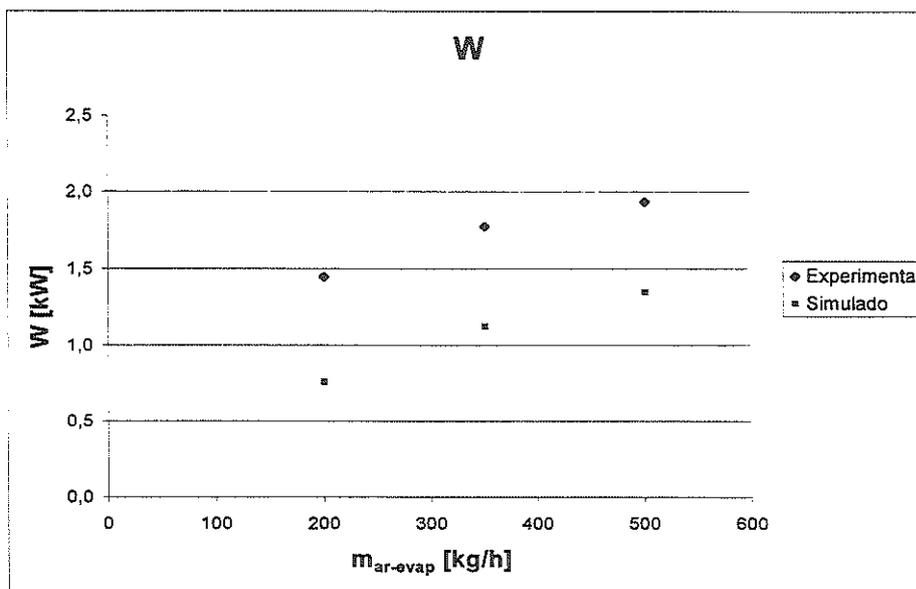


Figura 5-27 Potência de compressão x vazão de ar no evaporador.  $T_{ar\text{-}evap}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ar\text{-}cond}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $V_{ar\text{-}cond}=3\text{ m/s}$ ,  $rot=3000\text{ rpm}$ .

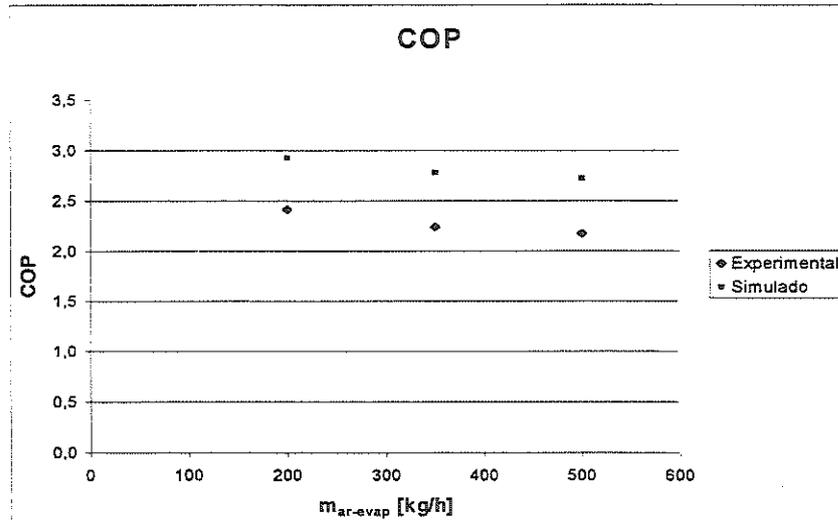


Figura 5-28 Coeficiente de eficácia x vazão de ar no evaporador.  $T_{ar, vap}=25^{\circ}C$ ,  $T_{ar, cond}=40^{\circ}C$ ,  $V_{ar, cond}=3$  m/s,  $rot=3000$  rpm.

### 5.3.6 Conclusões

A comparação dos resultados comprovou a validade do modelo matemático na simulação do sistema de ar condicionado estudado. Qualitativamente, os resultados simulados apresentaram as mesmas tendências que os experimentais para todas as variáveis analisadas. O método utilizado na modelagem do sistema de controle de capacidade mostrou-se bastante adequado, visto que a capacidade frigorífica se manteve constante para toda a faixa de rotações simulada. Os efeitos da carga térmica também foram compatíveis entre os resultados, apresentando, entretanto, uma maior sensibilidade para os valores simulados, que não se traduziu em grandes desvios para a faixa usual de carga térmica. Quantitativamente, as diferenças apresentadas foram sempre inferiores a 20%, sendo, na maioria dos casos, inferior a 10%, o que representa um excelente resultado em se tratando de um modelo matemático relativamente simples e de fácil execução.

## ***CAPÍTULO 6 - Conclusões e Recomendações***

Neste trabalho foram realizados ensaios experimentais que permitiram o estudo do comportamento e desempenho, em regime permanente, do sistema de ar condicionado em função das condições ambientes, de carga térmica e de marcha do veículo. A montagem da bancada experimental permitiu que a carga térmica fosse controlada por meio da temperatura e vazão de ar através do evaporador, o que proporcionou uma boa representação das condições reais. A temperatura foi controlada dentro de uma ampla faixa, excedendo a dos valores possivelmente encontrados no veículo, de forma a visualizar, com maior nitidez, as tendências de comportamento do sistema. A vazão de ar também cobriu os valores usuais de operação. A umidade relativa do ar, embora não controlada, apresentou valores dentro de uma estreita faixa (50 a 70%), o que não causa grandes diferenças no desempenho do sistema. Entretanto, para um estudo mais metódico, em que se possa, inclusive, estudar as condições transitórias de carga térmica, aconselha-se a utilização de uma câmara dotada de um controle climático. Para a reprodução das condições ambientais externas ao veículo, foi controlada a temperatura do ar no condensador dentro da faixa de 30 a 40°C. No que se refere à reprodução das condições de marcha do automóvel, efetuou-se um controle da rotação do compressor, também cobrindo uma ampla faixa de condições. A vazão de ar no condensador, que também é dependente da velocidade do veículo, foi mantida constante devido à impossibilidade de seu controle na bancada do presente estudo.

A análise dos resultados possibilitou a verificação de todas as tendências de comportamento esperadas para o equipamento estudado. Dentre outras, uma das principais características observadas foi o desempenho do sistema de controle de

capacidade do compressor. Verificou-se, como previsto no projeto do compressor, que a capacidade frigorífica do sistema se ajusta às condições de carga térmica por meio do ajuste da vazão de refrigerante, resultado, por sua vez, da regulação do deslocamento volumétrico do compressor. Além disso, foi comprovado que a rotação do compressor não exerce influência sobre a capacidade do sistema, permitindo que o ar-condicionado opere contínua e uniformemente para todas as condições de marcha. O único prejuízo com o aumento da rotação é a redução no COP do sistema devido à elevação na potência de compressão, resultado do aumento das irreversibilidades.

Uma dificuldade encontrada na análise dos resultados foi na identificação da pressão de evaporação média, uma vez que não foi possível a instalação de um transdutor de pressão entre o distribuidor, que produz uma significativa perda de carga, e a entrada do evaporador. Contudo, esse problema foi contornado utilizando como referência para a pressão de evaporação, a pressão na saída do evaporador. Outro inconveniente apresentado nos ensaios, resultado das características de montagem da bancada, foi a excessiva perda de carga na linha de aspiração, cerca de quatro vezes a encontrada no sistema original. Esse fator impediu a manutenção de uma pressão (e temperatura) de evaporação constante para quaisquer condições de carga térmica, o que era esperado pelas características do sistema. Entretanto, verificou-se que a pressão de aspiração manteve-se praticamente constante para as distintas condições de ensaio, comprovando o bom funcionamento do sistema de controle de capacidade. Com efeito, a pressão de aspiração apresentou uma ligeira diminuição com o aumento da carga térmica (e vazão), o que confirma o funcionamento da válvula de compensação de vazão, cujo objetivo é proporcionar uma redução da pressão de aspiração, com o aumento da vazão, de forma a manter a pressão de evaporação constante no caso do sistema original.

Complementando a análise, também foi feito um estudo dos efeitos da carga de refrigerante no desempenho do sistema. Observou-se que a quantidade de refrigerante exerce pouca influência no sistema, desde que não esteja em excesso a ponto de “inundar” o condensador, nem em falta de forma a possibilitar a ocorrência de bolhas na descarga do condensador.

Outro objetivo do trabalho, que era a avaliação e validação do modelo matemático de MAMANI (1997) também foi atingido com êxito. O modelo apresentava inicialmente alguns erros de regressão nas relações empíricas utilizadas para o rendimento de compressão adiabática e para o fator de correção do rendimento volumétrico, que produziam valores e tendências incompatíveis com os resultados experimentais. Novas regressões foram, então, obtidas e substituídas no programa, possibilitando assim a obtenção de resultados muito próximos dos experimentais. Qualitativamente, confirmou-se que os resultados da simulação reproduzem com boa fidelidade as tendências apresentadas pelos dados experimentais, dentre as quais, destaca-se a capacidade frigorífica constante para distintas rotações do compressor e o ajuste da mesma às condições de carga térmica. Esse destaque deve-se ao fato do compressor, responsável pelo controle de capacidade do sistema, ser o componente cujo modelo apresentava as principais inovações em termos de modelagem, tendo recebido uma abordagem semi-empírica baseada em dados fornecidos pelo fabricante, porém para condições fixas de operação. Além disso, os modelos dos outros componentes também se mostraram muito adequados, como é o caso do condensador, que também apresentava inovações por se tratar de um condensador do tipo microcanais de fluxo paralelo. No caso do evaporador, observou-se uma pequena diferença entre as tendências dos resultados simulados e os experimentais no que se refere à sensibilidade da vazão de refrigerante e da capacidade em função da carga térmica. Esses parâmetros mostraram uma elevação mais acentuada com o aumento da carga para os resultados simulados. Entretanto, essa diferença não produziu significativos desvios dentro das faixas usuais de operação do sistema. Quantitativamente, as maiores diferenças obtidas entre os resultados simulados e os experimentais para valores usuais de carga térmica foram de 20% do valor real para a vazão de refrigerante, sendo que os outros parâmetros apresentaram desvios sempre inferiores a 10%, atingindo, em alguns casos, valores inferiores a 5%. No que se refere aos efeitos da rotação do compressor, os maiores desvios obtidos foram de 18% para a potência de compressão, índice que poderia ser reduzido se fossem introduzidas no modelo a avaliação da perda de carga na linha de aspiração (incluindo o acumulador de líquido). Os outros parâmetros apresentaram desvios

sempre inferiores a 10% para toda a faixa de rotações. Os efeitos da temperatura do ar no condensador foram os que apresentaram os menores desvios médios, permanecendo abaixo de 7%, com exceção da vazão de refrigerante, que chegou a 12%. Deve-se observar, entretanto, a comparação quantitativa dos efeitos da vazão de ar no evaporador não foram levantadas, pois os ensaios disponíveis para a análise da influência de tal variável correspondiam a uma carga de refrigerante de 1150 gramas, muito superior à ideal, permitindo apenas a análise qualitativa. Somente os efeitos da velocidade do ar no condensador não pode ser avaliado devido à impossibilidade de seu controle. Entretanto, para a velocidade utilizada, os resultados foram bastante compatíveis.

Em resumo, os estudos realizados neste trabalho permitiram uma observação e aprofundamento no funcionamento, comportamento e desempenho de um equipamento de ar condicionado automotivo provido de um sistema de controle de capacidade. Os ensaios experimentais permitiram a correção e posterior validação do modelo matemático de simulação proposto por MAMANI (1997). Os resultados, tanto qualitativos como quantitativos, comprovaram que o modelo fornece uma simulação bastante fiel dos fenômenos e desempenho reais do sistema. Dessa forma, os conhecimentos adquiridos e o referido modelo poderão ser de grande utilidade à indústria automotiva no momento do projeto, desenvolvimento e adaptação de sistemas de ar condicionado, possibilitando uma grande economia de tempo e esforços, o que tem se tornado premente à medida que o setor se torna mais competitivo.

Para trabalhos futuros algumas recomendações podem ser sugeridas tanto no aspecto experimental quanto no modelamento do sistema. Para posteriores ensaios experimentais, seria interessante fazer um estudo do regime transitório do sistema de ar condicionado, caracterizando o regime de “pull down” do veículo. Para isso, seria necessária a utilização de uma câmara climatizada, na qual pudessem ser simuladas a carga e a inércia térmica da cabine do automóvel, por meio do controle da temperatura e umidade do ar. Outra adaptação na bancada experimental seria a instalação de um equipamento que permitisse o controle da velocidade do ar de condensação, reproduzindo os efeitos resultantes da variação na velocidade do

veículo. Além disso, poderia ser melhorada a forma construtiva da bancada, de forma a reduzir o comprimento das linhas de conexão do circuito frigorífico, reduzindo as perdas de carga, principalmente as presentes na linha de aspiração, de cujo valor depende a pressão de evaporação, conforme verificado ao longo deste trabalho. Para uma estimativa mais precisa da pressão de evaporação, sugere-se a instalação de um transdutor de pressão situado entre o distribuidor e a entrada do evaporador. Dessa forma, com os valores da pressão na entrada e saída do evaporador, calcula-se a pressão de evaporação média. Quanto ao modelo matemático, sugere-se também um modelamento do regime transitório do sistema, além da incorporação do modelo do distribuidor de refrigerante e das perdas de carga nas linhas.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### Obras citadas

- AWF, A.A. (1995). *Modelado de condensadores y evaporadores y del ciclo global en sistemas de aire acondicionado de automoción*. Valladolid. Tese (Doutorado) - Departamento de Ingenieria Energetica y Fluidomecanica, Universidad de Valladolid.
- AZAMI, K. ET AL. (1990). Lubricant screening for HFC-134a car air conditioning compressor reliability. *SAE Technical Paper 901735*.
- BATEMAN, D.J. (1990). Current development status of HFC-134a for automotive air conditioning. *SAE Technical Paper 900213*.
- COLMERY, S.H. et al (1995). Performance of in-vehicle testing of mobile air conditioning system retrofitted with HFC-134a. *SAE Technical Paper 950023*.
- COX, T.L. et al. (1989). Small diameter in line tube and fin aluminum heat exchangers for automotive air conditioning systems. *SAE Technical Paper 890224*.
- EL-BOURINI, R. et al. (1990). Automotive air conditioning system performance with HFC-134a refrigerant. *SAE Technical Paper 900214*.
- FARZAD, M.; O'NEAL, D.L. (1991). Influence of the expansion device on air-conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions. *ASHRAE Transactions*, v.97, pt.1, p.3-13.
- HERNANDEZ NETO, A. (1998). *Análise do escoamento do fluido refrigerante R-134a em tubos de orifício*. São Paulo. 118p. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- KUROSAWA, I.; NOGUCHI, I. (1987). Development an a high effciencie drawn cup type evaporator core. *SAE Technical Paper 870030*.
- MAMANI, W.G. (1997). *Simulação de sistemas frigoríficos automotivos*. São Carlos. 133p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- MIGNOT, C.; HENON, E. (1995) New R134a refrigerant fluid and parallel flow condensers technology: Development of simulation tools for new products engineering. *SAE Technical Paper 950112*.

- MOFFAT, R.J. (1982). Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis. *Transactions of ASME*, v.104, p.250-60, Jun.
- MOFFAT, R.J. (1988). Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.1, p.3-17.
- NAKAGIMA, N.; HILL, W.R. (1990). New rotary-type continuous variable capacity compressors for automotive air conditioners. *SAE Technical Paper 901736*.
- NAKAZAWA, T. ET AL. (1984) Performance evaluation of serpentine evaporator for automotive air conditioning system. *SAE Technical Paper 840384*.
- SANDEN CORP. (1993). *Compressores de desplazamiento variable*. Madrid. /Informação técnica SANDEN/
- SKINNER, T.J; SWADNER, R.L. (1985). V-5 Automotive variable displacement air conditioning compressor. *SAE Technical Paper 850040*.
- STOECKER, W.F.; JONES, J.W. (1985). São Paulo, McGraw-Hill.
- STRUSS, R.A. et al (1989). Refrigerant charge reduction through the application of a new vehicular condenser. *SAE Technical Paper 890226*.
- STRUSS, R.A. et al. (1990). Performance comparison of HFC-134a and CFC-12 with various heat exchangers in automotive air conditioning systems. *SAE Technical Paper 900598*.
- SUGIHARA, A.; LUKAS, H.G. (1989). Performance of parallel flow condensers in vehicular applications. *SAE Technical Paper 900597*.
- TAKAI, K. et al. (1989). A 7-cylinder IVD compressor for automotive air conditioning. *SAE Technical Paper 890309*.
- TOYODA, H.; HIRAGA, M. (1990). Historical review of the wobbleplate and scroll type compressors. *SAE Technical Paper 901737*.

### **Obras não citadas**

- ADAMS, P. (1988). Putting the pieces together. *Heating, Piping & Air Conditioning*, v.60, n.11, p.111-14, Nov.
- ALBERNETHY, R.B. et al. (1985). ASME measurement uncertainties. *Journal of Fluids Engineering*, v.107, p.161-64.

- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. (1993). *ASHRAE handbook - Fundamentals*. Atlanta. SI ed.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. (1996). *ASHRAE Guideline 2-1986 (RA96) - Engineering analysis of experimental data*. Atlanta
- AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING APPLICATIONS, INC. (1968). *AACA Recomendado practice 250 - Definitions, test methods, calculations and rating requirements*. Dallas.
- AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING APPLICATIONS, INC. (1968). *AACA Recomendado practice 100 - Definitions, test methods, calculations and rating requirements*. Dallas.
- BADR, O. et al. (1990). Vapour-compression refrigeration systems. *Applied Energy*, v.36, p.303-31.
- BATEMAN, D.J. (1989). Performance comparison of HFC-134a and CFC-12 in an automotive air conditioning system. *SAE Technical Paper 900213*.
- EL-BOURINI, R. et al. (1991). Performance evaluation of an automotive air conditioner with expansion valve control using CFC-12 & HFC-134a refrigerants. *SAE Technical Paper 910218*.
- ELECTRO AUTO S.A. (1994). *Documentación de equipos de aire acondicionado SEAT - modelos Ibiza, Cordoba, Toledo*. Madrid.
- GENERAL MOTORS DO BRASIL (1993). *Air condicionado Vectra*. [Manual técnico GM/
- INOUE, A. et al. (1988) Evaluation of infinitely variable displacement compressor with thermal expansion valves in a motor vehicle air conditioning system. *SAE Technical Paper 880052*.
- INTERNATIONAL MOBILE AIR CONDITIONING ASSOCIATION, INC. (1971). *IMACA Standard 200 - Vehicle air conditioners evaporator capacity Certification*. Dallas.
- JAMES, R. W. (1986). Dynamic analysis of refrigeration systems. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v.40, n.12, p.31-38.
- KANEKO, M. et al. (1995) The development of PAG refrigeration lubricants for air conditioner with HFC-134a.
- KLINE, S.J. (1985). The purposes of uncertainties analysis. *Journal of Fluids Engineering*, v.107, p.153-60, Jun.

- MOFFAT, R.J. (1985). Using uncertainties analysis in the planing of an experiment. *Journal of Fluids Engineering*, v.107, p.173-82, Jun.
- OHARA, T.; TAKAHASHI, T. (1988). High performance evaporator development. *SAE Technical Paper 880047*.
- PANKOKE, T. (1995). The vapor compression refrigeration cycle. *Heating, Piping, Air Conditioning*, p.57-63, Nov.
- SECK, M.T. et al. (1985). Validation expérimentale d'une modélisation des échangeurs dans une machine frigorifique. *Revue Générale de Thermique*, n.287, p.799-810, nov.
- THOMAS, R.H.P.; PHAM, H.T. (1989). Evaluation of environmentally acceptable refrigerant/lubricant mixtures for refrigeration and air conditioning. *SAE Technical Paper 891967*.
- TOJO, K. et al. (1990). Dynamic behavior of variable displacement compressor for automotive air conditioners. *SAE Technical Paper 900084*.
- YAMADA, A. et al. (1992). Development of na automotive air conditioning system using the HFC-134a refrigerant. *SAE Technical Paper 920216*.

## *APÊNDICE I - Calibração dos Instrumentos*

### **Termopares**

Os termopares foram calibrados utilizando como referência termômetros de imersão de precisão (com rastreabilidade NIST). No processo de calibração, inseriram-se as extremidades dos termopares e do termômetro em um banho termostático, de forma a garantir a uniformidade de temperatura entre as mesmas. Desse modo, levantou-se, para a faixa de temperatura utilizada nos ensaios, uma relação entre as temperaturas medidas pelos termopares e a fornecida pelo termômetro, que foi considerada como a temperatura real. Adotou-se então, para as incertezas associadas às medições, um valor baseado no desvio padrão apresentado pela regressão linear da referida relação de temperaturas.

Segue abaixo a curva e os dados de calibração, bem como a descrição dos equipamento utilizados na calibração.

A regressão linear da curva apresentada na Figura AI-1 forneceu a seguinte relação:

$$T_{\text{medida}} = 0.006 + 1.00 T_{\text{real}} \quad \text{ou}$$

$$T_{\text{real}} = - 0.005 + 1.00 T_{\text{medida}}$$

$$\text{Desvio padrão: } \sigma = 0.18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Considerando uma distribuição normal para os desvios, as incertezas nas medidas de temperaturas serão assumidas como duas vezes o desvio padrão indicado acima:

$$\delta T: 2\sigma = 0.36 \cong 0.4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Confiabilidade: > 95%

Portanto,

$$T_{\text{real}} = 1.00T_{\text{medida}} \pm 0.4 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (P=95\%)}$$

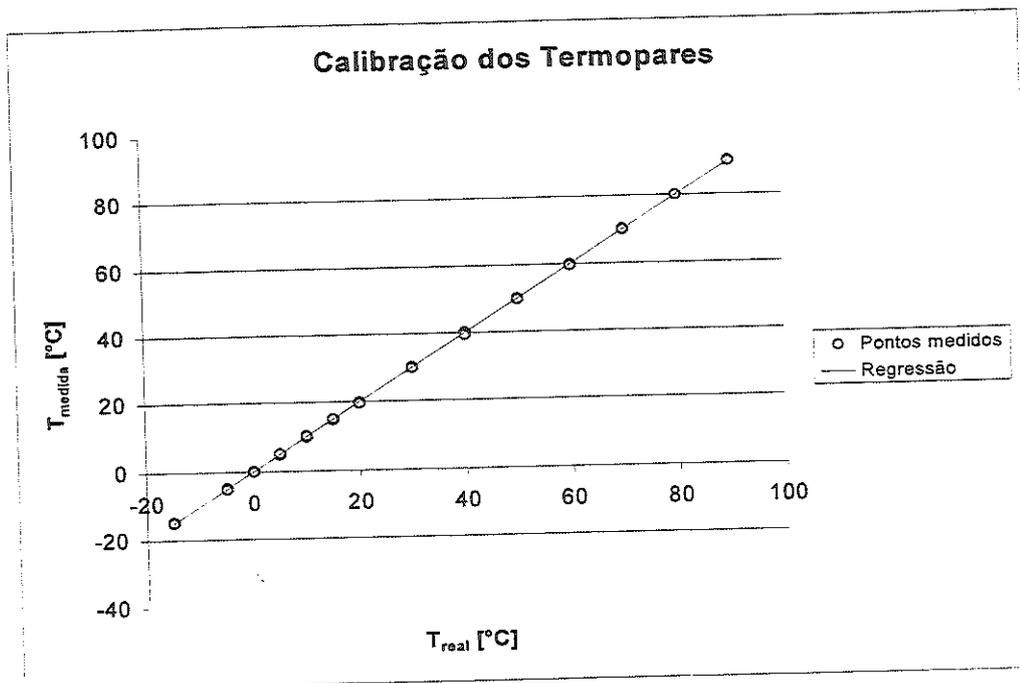


Figura AI-1 Curva de calibração dos termopares

Tabela AI-1 Dados de calibração dos termopares

T <sub>real</sub> [°C]	Termopares								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
-15	-14.82	-14.79	-14.64	-14.61	-14.69	-14.91	-14.96	-14.71	-14.90
-5	-5.01	-4.93	-4.83	-4.99	-5.02	-5.12	-5.13	-5.01	-5.13
0	0.05	0.12	0.22	-0.01	-0.03	-0.12	-0.13	0.03	-0.02
5	5.04	5.09	5.21	4.95	4.92	4.83	4.82	5.21	5.14
10	10.05	10.13	10.21	9.90	9.89	9.83	9.81	10.07	10.03
15	14.98	15.06	15.14	14.79	14.79	14.75	14.76	15.01	15.07
20	19.76	19.85	19.81	19.85	19.82	19.79	19.80	19.53	19.54
30	30.06	30.10	30.14	29.99	30.08	30.06	30.05	29.86	29.80
40	40.13	40.14	40.26	40.24	40.11	40.04	40.03	39.79	39.33
50	49.90	49.63	50.05	49.96	49.97	49.87	49.83	49.82	49.74
60	59.91	60.02	59.89	59.67	59.97	59.96	59.81	59.63	59.55
70	70.14	70.18	70.23	70.19	70.09	69.83	69.93	-	-
80	80.00	80.04	80.09	80.11	80.05	79.94	79.93	-	-
90	90.14	90.20	90.22	90.26	90.19	90.02	90.03	-	-

### **Termômetros de referência utilizados**

Foram utilizados três termômetros de bulbo de mercúrio com rastreabilidade NIST, cada um para uma determinada faixa de temperatura:

- $T < 25\text{ °C}$ :  
Fabricante/modelo: OMEGA 3543Y  
Faixa de utilização: -35 a 25 °C  
Resolução: 0.05°C
  
- $25\text{ °C} < T < 60\text{ °C}$ :  
Fabricante/modelo: OMEGA 3570Y  
Faixa de utilização: 20 a 60°C  
Resolução: 0.05°C
  
- $T \geq 60\text{ °C}$ :  
Fabricante/modelo: OMEGA 3571Y  
Faixa de utilização: 60 a 100°C  
Resolução: 0.05°C

### **Banho termostático:**

Trata-se de um equipamento cuja função é manter a temperatura de uma solução líquida uniforme e estável dentro de uma faixa desejada de temperatura. Para isso utiliza um sistema de aquecimento e um de resfriamento controlados por um circuito PID.

Descrição do equipamento utilizado:

Fabricante/modelo: HAAKE C35  
Faixa de utilização: -60 a 250°C  
Acuracidade:  $\pm 1\text{ °C}$

## Transdutores de Pressão

Devido à não disponibilidade de um equipamento padrão adequado para a calibração dos transdutores de pressão, adotou-se as relações entre a pressão e corrente elétrica propostas pelo fabricante. Os erros associados às medidas também foram retirados do catálogo do fabricante:

Erro típico: 0.3% do fundo de escala

Erro max.: 1% do fundo de escala

Para garantir uma confiabilidade de pelo menos 95% nas medidas, adotou-se o valor máximo de 1%. Portanto, as relações utilizadas nas medições de pressão foram:

Transdutores de baixa: -1 a 12 bar (man)

$$P = 0.8125.I - 4.2512 \pm 12 \text{ kPa (P=95\%)}$$

Transdutores de alta: 0 a 20 bar (abs)

$$P = 1.5625.I - 6.25 \pm 20 \text{ kPa (95\%)}$$

Onde

I: corrente elétrica de saída no transdutor

## Medidor de Vazão

O medidor de vazão do tipo coriollis utilizado na medição da vazão de refrigerante foi calibrado no Instituto de Pesquisas Tecnológicas, cuja folha de calibração segue em anexo. Dessa forma, a incerteza adotada,  $\delta m_r$ , foi de 0.15% do valor medido, o que corresponde ao valor também indicado no catálogo do fabricante.

## Rotação

A rotação do compressor, conforme mencionado anteriormente, foi obtida multiplicando-se o valor da rotação do motor elétrico, indicada no visor do variador de frequência, pela relação de transmissão de 1,25. A curva de calibração da rotação do motor elétrico está apresentada abaixo, onde  $rot_{comp-nom}$  representa a rotação nominal do compressor, obtida através da multiplicação mencionada acima e  $rot_{comp-real}$  é a rotação do compressor indicada pelo tacômetro, considerada a real.

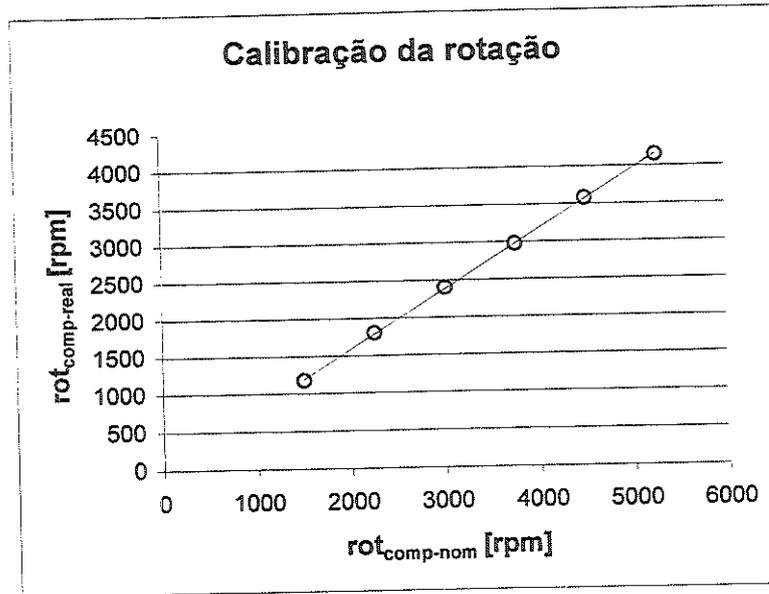


Figura AI-2 Curva de calibração da rotação do motor elétrico

$$\text{Rot}_{\text{comp-real}} = 0,995 \cdot \text{rot}_{\text{comp-nom}} + 5$$

Desvio padrão:  $\sigma = 16 \text{ rpm}$

Portanto  $t=2,57$

Onde  $t$  é o  $t$  de Student, que depende do grau de liberdade utilizado no cálculo de  $\sigma$

Logo

$$\text{Rot}_{\text{comp-real}} \cong 1,00 \cdot \text{rot}_{\text{comp-nom}} \pm 40 \text{ rpm (95\%)}$$

**Instrumento de referência utilizado:**

Tacômetro analógico JAQUET KOS

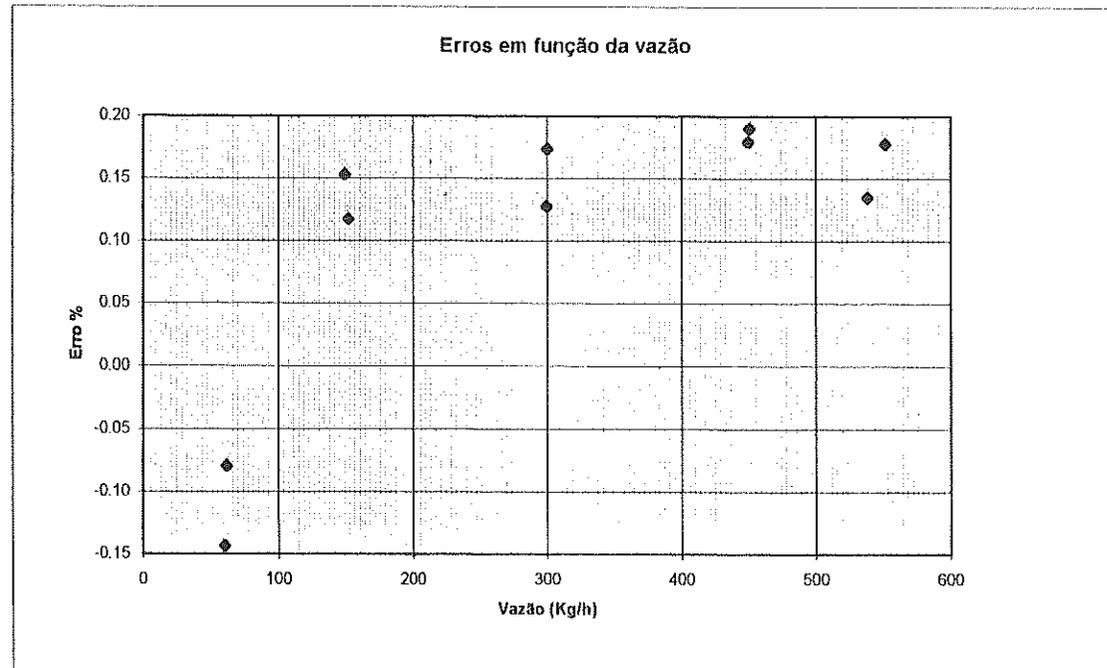
Fundo de escala/resolução:

- 300 – 1200 / 5 rpm
- 1000 – 4000 / 25
- 3000 – 12000 / 50 rpm

Interessado	USP São Carlos		
Marca	Danfoss		
Modelo	Sensor 083L147 Conversor 083H0041		
No. serie		Número de Controle :	
Data afericao	18/05/98		
Fluido	Água		
Densidade relativa			
Viscosidade	N/D	cSt	
Escala	Qmax. 600Kg/h	Resolucao	0.01Kg/h

DANFOSS MASS 3000 Escala 600Kg/h

Resultados Ordenados		Médias	
Vazão (kg/h)	Erro (%)	Vazão ind. (kg/h)	Erro (%)
59.89	-0.14		
61.53	-0.08	60.71	-0.11
149.05	0.15		
151.77	0.12	150.41	0.14
299.60	0.13		
300.45	0.17	300.02	0.15
449.27	0.18		
450.19	0.19	449.73	0.18
537.96	0.13		
551.37	0.18	544.66	0.16



Russo MCV10 Massdanf

## APÊNDICE II - Incertezas

As incertezas propagadas nos resultados foram calculadas pelo método da soma quadrática dos efeitos de cada uma das variáveis, proposto por KLINE & McCLINTOCK apud MOFFAT (1982):

$$\delta R = \left[ \sum_{i=1}^N (\delta R_{x_i})^2 \right]^{1/2} = \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2}$$

Onde

$\delta R$  : Incerteza total propagada no resultado

$\delta R_{x_i}$  : Incerteza no resultado devida à variável  $X_i$

$\delta X_i$  : Incerteza na variável  $X_i$

$\frac{\partial R}{\partial X_i}$  : Coeficiente de sensibilidade do resultado  $R$  em relação à variável  $X_i$

Por esse método, o intervalo de confiança para a incerteza nos resultados é o mesmo que o das incertezas nas variáveis independentes, em geral, de 95%.

Entretanto, o cálculo dos resultados utilizado no presente trabalho envolve operações computacionais que tornam inviável o cálculo analítico das derivadas acima. Para esses casos, MOFFAT (1988) sugeriu a seguinte aproximação:

$$\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \cong \Delta R_i = R_{i+} - R_0$$

onde

$R_0$  é o valor do resultado no ponto no qual a incerteza é calculada:

$$R_0 = R (X_1, X_2, X_3, \dots, X_N)$$

$R_{i+}$  é o valor de  $R$  para uma variável  $X_i$  acrescida de um pequeno valor  $\Delta X_i$ :

$$R_{i+} = R (X_1, X_2, X_3, \dots, X_i + \Delta X_i, \dots, X_N)$$

Logo, para as incertezas propagadas nos parâmetros calculados, tem-se:

### Capacidade Frigorífica:

$$Q_e = f(T_{e_{valv}}, P_{e_{valv}}, T_{s_{evap}}, P_{s_{evap}}, m_r)$$

$$\Delta Q_e = \left[ (\Delta Q_{e_1})^2 + (\Delta Q_{e_2})^2 + (\Delta Q_{e_3})^2 + (\Delta Q_{e_4})^2 + (\Delta Q_{e_5})^2 \right]^{1/2}$$

Onde

$$\Delta Q_{e_1} = \Delta Q_e(T_{e_{valv}})$$

$$\Delta Q_{e_2} = \Delta Q_e(P_{e_{valv}})$$

$$\Delta Q_{e_3} = \Delta Q_e(T_{s_{evap}})$$

$$\Delta Q_{e_4} = \Delta Q_e(T_{e_{evap}})$$

$$\Delta Q_{e_5} = \Delta Q_e(m_r)$$

Logo

$$\Delta Q_{e_{min}} = 1,6 \% Q_e$$

$$\Delta Q_{e_{max}} = 1,7 \% Q_e$$

### Calor Rejeitado no Condensador:

$$Q_c = f(T_{e_{cond}}, P_{e_{cond}}, T_{s_{cond}}, P_{s_{cond}}, m_r)$$

$$\Delta Q_c = \left[ (\Delta Q_{c_1})^2 + (\Delta Q_{c_2})^2 + (\Delta Q_{c_3})^2 + (\Delta Q_{c_4})^2 + (\Delta Q_{c_5})^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta Q_{c_{min}} = 1,3 \% Q_c$$

$$\Delta Q_{c_{max}} = 1,4 \% Q_c$$

### Potência de Compressão:

$$W = f(T_{e_{comp}}, P_{e_{comp}}, T_{s_{comp}}, P_{s_{comp}}, m_r)$$

$$\Delta W = \left[ (\Delta W_1)^2 + (\Delta W_2)^2 + (\Delta W_3)^2 + (\Delta W_4)^2 + (\Delta W_5)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta W_{min} = 3,9 \% W$$

$$\Delta W_{max} = 4,9 \% W$$

**Coefficiente de Eficácia:**

$$COP = \frac{Q_e}{W}$$

$$\Delta COP = \left[ \left( \frac{\partial COP}{\partial Q_e} \Delta Q_e \right)^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial W} \Delta W \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta COP_{min} = 3,6 \% COP$$

$$\Delta COP_{max} = 5,2 \% COP$$

Como o intervalo de confiança adotado para as incertezas nas variáveis independentes foi de 95%, o mesmo será transportado às incertezas dos resultados.

## APÊNDICE III – Dados experimentais

Tabela AIII-1 Dados Experimentais

Continua

Teste	Variáveis independentes					Variáveis dependentes				
	Carga [gramas]	rot [rpm]	Tar <sub>e-cond</sub> [°C]	Tar <sub>e-evap</sub> [°C]	m <sub>ar-evap</sub> [kg/h]	m <sub>r</sub> [kg/s]	Te <sub>cond</sub> [°C]	Pe <sub>cond</sub> [kPa]	Ts <sub>cond</sub> [°C]	Ps <sub>cond</sub> [kPa]
1	650	3000	30	20	500	0,0203	61,5	976	38,7	956
2	650	3000	30	25	500	0,0228	66,0	1041	39,8	986
3	650	3000	30	30	500	0,0269	72,2	1113	41,9	1082
4	650	3000	35	25	500	0,0253	74,8	1225	45,8	1197
5	650	3000	35	30	500	0,0281	78,7	1263	47,0	1230
6	650	3000	40	25	500	0,0277	83,3	1414	51,8	1383
7	650	3000	40	30	500	0,0312	87,1	1470	53,0	1433
8	750	3000	30	20	500	0,0210	63,7	1011	39,3	981
9	750	3000	30	25	500	0,0242	68,5	1083	40,5	1041
10	750	3000	30	30	500	0,0287	75,1	1149	42,9	1114
11	750	3000	35	25	500	0,0259	76,4	1248	46,2	1219
12	750	3000	35	30	500	0,0300	82,1	1302	48,0	1266
13	750	3000	40	25	500	0,0272	83,4	1405	51,4	1376
14	750	3000	40	30	500	0,0302	88,1	1468	52,9	1432
15	800	3000	30	20	500	0,0197	62,1	981	38,4	961
16	800	3000	30	25	500	0,0229	67,0	1066	40,1	1003
17	800	3000	30	30	500	0,0271	72,4	1125	41,6	1092
18	800	3000	35	25	500	0,0290	75,4	1237	45,7	1209
19	800	3000	35	30	500	0,0298	79,4	1282	47,1	1248
20	800	3000	40	25	500	0,0256	81,4	1388	50,8	1360
21	800	3000	40	30	500	0,0300	87,9	1457	52,6	1422
22	850	3000	30	20	500	0,0194	61,2	979	37,9	959
23	850	3000	30	30	500	0,0294	73,0	1146	41,7	1111
24	850	3000	30	25	500	0,0233	67,7	1080	39,7	1045
25	850	3000	35	25	500	0,0246	75,1	1226	45,3	1201
26	850	3000	35	30	500	0,0293	80,6	1290	47,5	1255
27	850	3000	40	25	500	0,0268	82,7	1406	51,1	1377
28	850	3000	40	30	500	0,0303	88,3	1467	53,0	1432
29	900	3000	30	20	500	0,0210	62,9	990	37,9	968
30	900	3000	30	25	500	0,0246	68,6	1080	39,5	1034
31	900	3000	30	30	500	0,0281	72,4	1133	40,8	1099
32	900	3000	35	25	500	0,0251	74,4	1222	44,3	1194
33	900	3000	35	30	500	0,0294	81,0	1300	46,7	1265
34	900	3000	40	25	500	0,0262	82,8	1412	49,7	1384
35	900	3000	40	30	500	0,0291	86,9	1462	50,4	1429
36	950	3000	30	20	500	0,0215	64,2	1012	38,3	978
37	950	3000	30	25	500	0,0233	67,4	1064	39,1	1005
38	950	3000	30	30	500	0,0280	73,3	1132	40,8	1099
39	950	3000	35	25	500	0,0262	76,6	1256	44,1	1227
40	950	3000	35	30	500	0,0293	81,2	1315	44,6	1281

Tabela AIII-1 Dados Experimentais (continuação)

Teste	Variáveis dependentes									
	$T_{e, valv}$ [°C]	$T_{e, evap}$ [°C]	$P_{e, evap}$ [kPa]	$T_{s, evap}$ [°C]	$P_{s, evap}$ [kPa]	$T_{e, comp}$ [°C]	$P_{e, comp}$ [kPa]	$T_{s, comp}$ [°C]	$T_{ar, s, evap}$ [°C]	$T_{ar, s, cond}$ [°C]
1	38,4	7,8	367	3,4	289	10,7	266	66,6	5,9	35,5
2	39,0	9,6	390	7,2	293	12,9	262	71,3	7,3	36,4
3	40,8	12,9	435	12,9	306	15,5	258	77,4	9,2	37,8
4	44,5	12,2	425	9,0	293	13,2	250	80,1	7,5	41,8
5	45,7	14,7	461	13,3	306	15,7	251	83,8	9,3	42,6
6	50,1	14,8	462	9,2	292	12,6	237	88,5	7,3	47,4
7	51,0	17,5	529	13,3	308	15,0	237	92,2	9,3	48,1
8	38,2	8,4	376	6,6	291	13,1	266	69,1	6,6	36,2
9	39,7	10,9	408	10,9	300	15,0	264	73,8	8,4	36,9
10	42,0	14,5	460	15,1	314	17,1	260	80,3	10,4	38,7
11	45,1	12,7	435	9,5	295	13,6	249	81,8	7,3	42,3
12	46,7	16,1	506	14,6	311	16,6	249	87,4	10,2	43,4
13	50,0	14,6	461	10,6	295	14,2	244	88,9	7,3	47,2
14	51,2	17,0	522	13,9	305	16,1	241	93,6	9,0	48,3
15	37,1	7,9	369	4,8	290	12,3	267	67,4	7,7	35,7
16	38,6	10,5	401	10,1	299	14,6	266	72,2	9,7	36,7
17	40,2	13,4	444	13,5	310	16,0	262	77,5	11,7	37,8
18	44,7	12,2	426	8,3	291	12,7	247	80,7	8,8	42,0
19	45,7	14,8	468	12,6	304	15,1	247	84,7	9,7	42,7
20	49,2	13,2	440	9,9	292	14,1	247	87,0	9,3	46,7
21	51,2	16,8	518	13,6	304	15,8	238	93,3	10,4	48,0
22	37,8	7,2	361	2,5	286	10,5	265	66,4	7,3	35,7
23	41,5	13,9	451	12,6	309	14,8	255	78,0	10,8	38,3
24	39,3	10,0	398	7,5	292	12,9	259	73,0	8,8	37,0
25	44,0	11,6	421	9,5	292	14,1	253	80,7	9,0	41,7
26	46,2	15,7	498	14,5	311	16,3	251	85,8	11,7	43,2
27	49,9	13,9	452	7,9	288	11,6	236	88,1	8,6	47,0
28	51,5	17,0	518	12,9	302	14,6	234	93,7	11,2	48,4
29	37,8	8,3	374	4,8	288	11,2	263	68,2	8,3	35,6
30	39,3	10,9	409	9,5	296	13,2	258	73,9	10,3	36,8
31	39,6	13,5	446	13,7	311	15,3	260	77,6	11,8	37,5
32	44,2	11,8	422	7,9	290	12,2	248	79,8	9,0	41,6
33	46,0	15,6	494	13,8	308	15,1	248	86,2	11,9	43,5
34	48,9	13,5	445	9,4	289	13,3	241	88,5	9,0	47,2
35	49,4	15,7	501	13,0	301	15,2	241	92,5	11,0	48,1
36	37,9	8,5	378	5,0	289	11,5	262	69,4	7,4	36,0
37	38,8	9,9	396	7,8	293	12,8	259	72,7	8,4	36,7
38	40,0	13,5	446	13,6	312	15,6	261	78,5	11,3	38,1
39	43,1	12,4	431	8,7	294	12,0	246	81,8	8,7	42,1
40	43,6	14,8	471	13,1	307	14,7	247	86,4	11,2	43,4

Continua

Tabela AIII-1 Dados Experimentais (continuação)

Continua

Teste	Variáveis independentes					Variáveis dependentes				
	Carga [gramas]	rot [rpm]	Tar <sub>e-cond</sub> [°C]	Tar <sub>e-evap</sub> [°C]	m <sub>ar-evap</sub> [kg/h]	Vazao [kg/s]	Te <sub>cond</sub> [°C]	Pe <sub>cond</sub> [kPa]	Ts <sub>cond</sub> [°C]	Ps <sub>cond</sub> [kPa]
41	950	3000	40	25	500	0,0268	83,2	1431	47,4	1403
42	950	3000	40	30	500	0,0304	88,8	1500	48,0	1466
43	1000	1500	30	20	500	0,0216	61,3	1008	37,8	978
44	1000	1500	40	25	500	0,0256	78,3	1416	45,9	1389
45	1000	2250	30	20	500	0,0215	61,9	1009	37,9	980
46	1000	2250	40	25	500	0,0259	80,0	1426	46,1	1399
47	1000	3000	30	20	500	0,0216	63,9	1006	38,0	978
48	1000	3000	30	20	500	0,0216	64,0	1015	38,0	980
49	1000	3000	30	20	500	0,0216	64,1	1023	38,1	982
50	1000	3000	30	25	500	0,0229	66,9	1066	37,9	1003
51	1000	3000	30	30	500	0,0277	73,4	1144	38,6	1112
52	1000	3000	35	20	500	0,0225	71,8	1209	42,0	1186
53	1000	3000	35	25	500	0,0247	75,0	1240	42,4	1215
54	1000	3000	35	30	500	0,0278	80,1	1300	42,7	1269
55	1000	3000	40	15	500	0,0209	73,1	1325	45,7	1305
56	1000	3000	40	20	500	0,0222	77,5	1360	45,5	1338
57	1000	3000	40	25	500	0,0259	82,3	1433	46,1	1406
58	1000	3000	40	25	500	0,0250	81,6	1414	45,9	1389
59	1000	3000	40	30	500	0,0288	87,4	1483	46,5	1453
60	1000	3000	40	30	500	0,0292	87,8	1490	46,6	1459
61	1000	3000	40	30	500	0,0296	88,3	1498	46,7	1466
62	1000	3000	40	35	500	0,0331	93,8	1571	47,6	1534
63	1000	3750	30	20	500	0,0218	66,2	1040	38,1	990
64	1000	3750	40	25	500	0,0259	84,6	1433	46,0	1408
65	1000	4500	30	20	500	0,0220	68,4	1029	38,2	990
66	1000	4500	40	25	500	0,0261	88,3	1445	46,4	1420
67	1000	5250	30	20	500	0,0213	68,9	1024	37,9	985
68	1000	5250	40	25	500	0,0260	89,4	1443	46,1	1418
69	1050	3000	30	20	500	0,0196	61,0	1004	33,7	978
70	1050	3000	30	25	500	0,0225	68,5	1096	34,2	1073
71	1050	3000	30	30	500	0,0274	74,7	1190	36,1	1161
72	1050	3000	35	25	500	0,0232	74,2	1258	38,9	1236
73	1050	3000	35	30	500	0,0281	82,0	1358	39,8	1330
74	1050	3000	40	25	500	0,0261	85,6	1495	43,7	1470
75	1050	3000	40	30	500	0,0302	92,1	1603	44,7	1574
76	1150	3000	30	20	500	0,0221	70,7	1223	32,6	1204
77	1150	3000	30	25	500	0,0245	75,5	1289	32,7	1267
78	1150	3000	30	30	500	0,0278	83,9	1440	34,3	1414
79	1150	3000	35	25	500	0,0264	85,8	1538	37,4	1515
80	1150	3000	35	30	500	0,0274	88,4	1586	37,6	1562
81	1150	3000	40	25	200	0,0242	85,0	1627	41,5	1607
82	1150	3000	40	25	350	0,0271	93,3	1787	41,5	1763
83	1150	3000	40	25	500	0,0283	98,4	1891	41,9	1867
84	1150	3000	40	25	500	0,0284	98,7	1905	42,0	1881
85	1150	3000	40	30	500	0,0305	106,2	2049	42,6	2022

Tabela AIII-1 Dados Experimentais (continuação)

Teste	Variáveis dependentes									
	Te <sub>valv</sub> [°C]	Te <sub>evap</sub> [°C]	Pe <sub>evap</sub> [kPa]	Ts <sub>evap</sub> [°C]	Ps <sub>evap</sub> [kPa]	Te <sub>comp</sub> [°C]	Pe <sub>comp</sub> [kPa]	Ts <sub>comp</sub> [°C]	Tar <sub>s, evap</sub> [°C]	Tar <sub>s, cond</sub> [°C]
41	46,3	13,3	444	9,7	292	12,8	240	88,7	9,0	47,2
42	47,0	16,0	508	14,0	306	15,2	239	94,3	11,2	48,3
43	36,8	8,6	378	6,5	293	11,3	264	65,9	5,4	35,8
44	44,4	12,4	428	8,9	292	12,3	244	83,1	7,1	46,7
45	36,9	8,6	379	6,8	293	11,8	265	66,8	5,8	36,0
46	44,7	12,6	431	8,9	291	12,4	243	85,0	7,2	46,9
47	37,1	8,4	377	6,2	291	11,9	263	69,3	5,4	35,9
48	37,1	8,5	378	6,4	291	12,0	264	69,4	5,5	36,0
49	37,2	8,7	379	6,6	291	12,2	264	69,5	5,6	36,2
50	36,8	9,4	390	8,4	295	13,4	262	72,4	8,8	36,4
51	37,5	12,9	437	14,4	312	16,6	262	78,9	11,7	37,8
52	40,7	9,4	389	4,9	284	11,3	252	77,3	5,8	41,2
53	41,1	11,1	412	8,1	291	12,7	251	80,4	6,9	41,9
54	41,8	13,4	443	11,3	298	14,1	243	85,5	9,7	43,2
55	43,4	8,1	372	0,8	272	8,8	247	78,8	5,6	44,8
56	43,7	9,4	389	4,3	277	11,8	246	83,4	8,2	45,7
57	44,8	12,5	431	8,8	290	12,8	242	87,8	7,0	47,1
58	44,3	11,7	420	8,6	287	13,4	245	87,5	9,7	46,6
59	45,2	14,7	464	12,4	299	15,1	240	93,1	11,7	47,9
60	45,4	14,9	472	12,1	299	14,6	237	93,5	11,0	48,1
61	45,6	15,2	480	11,9	299	14,2	234	93,9	10,3	48,2
62	46,4	17,8	532	16,0	314	16,8	233	99,4	12,0	49,4
63	37,2	8,5	378	5,9	288	12,0	260	72,1	5,4	36,3
64	44,8	12,2	429	8,6	287	13,2	241	90,8	6,9	47,1
65	37,4	8,5	377	5,4	284	12,1	258	74,8	5,3	36,3
66	45,3	12,5	429	8,6	283	13,8	238	94,4	7,2	47,6
67	37,2	8,0	372	4,9	285	12,7	262	75,8	5,4	36,1
68	45,3	12,2	428	8,4	282	13,8	238	96,5	6,9	47,4
69	31,9	6,4	351	4,0	287	10,0	265	66,3	7,5	35,3
70	33,4	8,4	375	7,9	289	12,4	258	74,3	9,1	36,6
71	34,5	11,9	422	13,2	308	14,6	259	80,2	10,7	38,6
72	36,8	9,2	387	7,8	287	11,9	253	80,1	7,8	41,4
73	38,0	12,7	434	12,4	301	14,2	246	87,7	10,1	43,0
74	41,8	11,7	420	8,2	283	12,1	233	91,7	7,9	46,9
75	42,6	14,7	471	12,5	299	14,3	232	98,2	10,6	48,4
76	32,0	7,2	361	4,6	283	10,3	252	76,9	5,8	37,3
77	31,9	8,9	382	7,7	289	12,0	249	81,7	7,9	38,1
78	33,6	11,2	410	11,2	297	13,8	242	90,2	8,7	40,7
79	36,6	10,6	404	7,7	284	11,5	232	92,2	7,2	43,2
80	36,8	11,5	416	9,9	290	13,0	235	94,8	7,9	43,8
81	40,0	9,4	384	2,5	267	6,7	223	91,3	2,2	46,4
82	40,1	11,3	413	5,8	274	8,9	215	100,0	4,8	47,5
83	40,3	12,2	426	7,7	278	10,6	212	105,3	6,4	48,4
84	40,5	12,4	430	8,8	282	11,6	216	105,7	7,2	48,5
85	41,2	14,0	451	10,9	286	13,0	208	113,3	8,0	49,8

## APÊNDICE IV – Listagem do Programa de Simulação

Segue abaixo a listagem do programa de simulação desenvolvido por MAMANI (1997), que foi elaborado no ambiente do “software” *EES* (Engineering Equation Solver):

```

*****
*****      MODELO DO COMPRESSOR      *****
*****
PROCEDURE COMPRESOR(Tcond;Tevap;dtsa;rpm;factor : despis;vazao;Tcond;h2;h1;rendvol;pcond)
Pcond:=PRESSURE(R134a;T=Tcond;x=0)
Pevap:=PRESSURE(R134a;T=Tevap;x=1)
zcil:=7 {numero de cilindros}
cn:=1,15 {coeficiente politropico de compress}
pen:=0,05 {relação de espaço nocivo}
dpistao:=0,0293{diâmetro do pistão [m]}
despis:=0,02606*factor {deslocamento do pistão [m]}
vdeslo:=(pi/4)*dpistao^2*zcil*despis{Cilindragem do compressor [m^3]}
rc:=pcond/pevap
v11:=vdeslo*1000000
rr3:=(55,8 + 0,0955 *v11 - 0,0248 *rpm + 0,000458 *v11^2 +0,00000205 *v11^2+0,000473* v11*rpm -
0,0000000298* v11*rpm^2 -0,0000018 *v11^2*rpm-0,00000000015* v11*rpm^2)
rendvol:=(1-pen*((rc^(1/cn))-1))*rr3*0,01
roadm:=1/VOLUME(R134a;T=Tevap+dtsa;P=Pevap)
vazao:=vdeslo*(rpm/60)*roadm*rendvol
h1:=ENTHALPY(R134a;T=Tevap+dtsa;P=Pevap)
s1:=ENTROPY(R134a;T=Tevap+dtsa;P=Pevap)
h2s:=ENTHALPY(R134a;S=s1;P=Pcond) {Entalpia isoentrópica de saída do compressor}
etas:=-0,0000411*rpm+0,86
h2:=((h2s-h1)/etas)+h1 {Entalpia real de saída do compressor}
Tcond:=TEMPERATURE(R134a;h=h2;P=Pcond) {Temperatura de saída do compressor}
END

```

```

*****
*****      MODELO DO CONDENSADOR      *****
*****
PROCEDURE DPBIFASE(G;Tsat;Dh;L:dpbi)
k:=0
dpb:=0
Psat:=PRESSURE(R134a;T=Tsat;x=0)
rol:=1/VOLUME(R134a;T=Tsat;x=0)
rov:=1/VOLUME(R134a;T=Tsat;x=1)
mil:=VISCOSITY(R134a;T=Tsat;P=Psat+0,0001)
miv:=VISCOSITY(R134a;T=Tsat;P=Psat-0,0001)
Re:=G*Dh/mil
fc:=0,0814*Re^(-0,22)
70:
k:=k+1
x:=k/10
dp:=(2*L*fc*G^2/(rol*dh))
Geq:=G*((1-x)+x*(rol/rov)^0,5)
Req:=Geq*Dh/mil
fb:=fc*0,435*Req^0,12
dpx:=(2*L*fb*Geq^2/(rol*dh))
If (k<10) Then
    dpb:=dpb+dpx
    Goto 70
Else
    dpb:=dpb/k
EndIf
{Queda de pressão por aceleração}
xte2:=0,021*(rov/rol)*(mil/miv)^0,25

```

```

xtts2:=46,765*(rov/rol)*(mil/miv)^0,25
alpa:=1/(1+xtts2^(1/2,375))
alpas:=1/(1+xtts2^(1/2,375))
dpac:=-G^2*((0,1^2/(rov*alpas)+0,9^2/(rol*(1-alpas))) - (0,9^2/(rov*alpa)+0,1^2/(rol*(1-alpa))))*L
dpbi:=(dpb+dpac)/1000
End
{Queda de pressão por atrito do refrigerante líquido}
PROCEDURE DPLIQUIDO(G;Tsat;Dh;L:dpl)
Psat:=PRESSURE(R134a;T=Tsat;x=0)
rol:=1/VOLUME(R134a;T=Tsat;x=0)
mil:=VISCOSITY(R134a;T=Tsat;P=Psat+0,0001)
Re:=G*Dh/mil
fc:=0,0814*Re^(-0,22)
dpl:=(2*L*fc*G^2/(rol*dh*1000))
End
{Queda de pressão por atrito do refrigerante vapor}
PROCEDURE DPVAPOR(G;Tsat;Dh;L:dpv)
Psat:=PRESSURE(R134a;T=Tsat;x=0)
rov:=1/VOLUME(R134a;T=Tsat;x=1)
miv:=VISCOSITY(R134a;T=Tsat;P=Psat-0,0001)
Re:=G*Dh/miv
fc:=0,0814*Re^(-0,22)
dpv:=(2*L*fc*G^2/(rov*dh*1000))
End
{Função de calculo do NUT monofasico}
FUNCTION NUTEPS(eps1;CCR1)
nute:=1
10:
epso:=1-exp((1/CCR1)*nute^0,22*(exp(-CCR1*nute^0,78)-1))
if (epso<eps1) Then
  If ((eps1-epso)>0,001) Then
    nute:=nute*1,1
    goto 10
  Else
    nuteps:=nute
  Endif
Else
  If ((epso-eps1)>0,001) Then
    nute:=nute*0,9
    goto 10
  else
    nuteps:=nute
  Endif
Endif
End
End
{Propriedades do ar}
PROCEDURE PROPSAR(Tai;Pai;rhoar;miar;cpar;kar)
rhoar:=1/VOLUME(Air;T=Tai;P=Pai)
miar:=VISCOSITY(Air;T=Tai)
cpar:=SPECHEAT(Air;T=Tai)
kar:=CONDUCTIVITY(Air;T=Tai)
End
{procedimento de calculo da vazao de ar}
PROCEDURE MINMAR1(mar;cpar;cpvc;vazao;Tecond;Tcond;Tai;Att;U1c;Ntubos;Npasos;mar1;eps1;nut1;Aie1)
mar1:=0,1*mar
20:
Ccar1:=cpar*mar1
Ccre1:=cpvc*vazao
If (Ccar1<Ccre1) then
  Cmin1:=Ccar1
  Cmax1:=Ccre1
Else
  Cmin1:=Ccre1
  Cmax1:=Ccar1
Endif
CCR1:=Cmin1/Cmax1
eps1:=vazao*cpvc*(Tecond-Tcond)/(Cmin1*(Tecond-Tai))
NUT1:=NUTEPS(eps1;CCR1)
Aie1:=NUT1*Cmin1*1000/U1c
mar11:=(Aie1*mar)/(Att*(Ntubos*Npasos))
If (mar11<mar1) Then
  If (abs(mar1-mar11)>0,001) Then
    mar1:=mar1*0,9
  
```

```

        GoTo 20
    Else
        mar1:=mar11
    Endif
Else
    If (abs(mar11-mar1)>0,001) Then
        mar1:=mar1*1,1
        GoTo 20
    Else
        mar1:=mar11
    Endif
Endif
End
End
{procedimento de calculo da vazao de ar2}
PROCEDURE MMAR2(mar;cpar;Tcond2p;Tai;Qco;U2c;Att;ntubos;npasos: mar2; eps2; nut2;Aie2)
mar2:=0,95*mar
30:
eps2:=Qco/(cpar*mar2*(Tcond2p-Tai))
NUT2:=-ln(1-eps2)
Aie2:=NUT2*Cpar*1000*mar2/U2c
mar22:=(Aie2/Att)*(mar/(ntubos*npasos))
If (mar22<mar2) Then
    If (abs(mar2-mar22)>0,01) Then
        mar2:=mar2*0,95
        Goto 30
    Else
        mar2:=mar22
    Endif
Else
    If (abs(mar22-mar2)>0,01) Then
        mar2:=mar2*1,05
        Goto 30
    Else
        mar2:=mar22
    Endif
Endif
END
{procedimento de cmin3}
PROCEDURE CCR3MIN(Ccar3;Ccre3:Cmin3;Cmax3)
If (Ccar3<Ccre3) then
    Cmin3:=Ccar3
    Cmax3:=Ccre3
Else
    Cmin3:=Ccre3
    Cmax3:=Ccar3
Endif
END

```

```

{*****}
{*****CONDENSADOR*****}
{*****}

```

```

PROCEDURE
CONDENSAD(Tai;Pai;Va;Tcond;Tecond;vazao:hrc1;hrc2;hrc3;U1c;U2c;U3c;Lenf;Lcond;Lsre;Qce;Qco; Qcs;Tasc1;
Tasc2; Tasc3;dpv;dpbi;dpl;Tscond;Qcond)
Pcond=PRESSURE(R134a;T=Tcond;x=0)
pcritic:=4067{ (kPa Pressão crítica)}
kAl:= 202 {[kw/mK] Coeficiente de Condutividade termica do aluminio }
rhoAl:= 2702 {[kg/m^3] Densidade do aluminio}
grav := 9,81 { m/s^2}
{Informacao Geometrica do condensador}
tweb:= 0,00025 {[m] Espessura da parede do tubo}
twall := 0,00025 {[m] Espessura da parede entre os microcanais }
Hfin := 0,0086 {[m] Altura da aleta no condensador}
tfin := 0,000127 {[m] Espessura da aleta}
pfin := 720 {[aletas/m] Distribucao das aletas ao longo do comprimento}
Dh := 0,0010 {[m] Diametro hidraulico do microcanal}
O := 16 {[canaiss/tubo] Numero de microcanais no tubo}
L := 0,568{[m] Comprimento do condensador}
Ntubos:=7
Npasos:=5
{ calculo dos parametros geometricos do condensador}
hext:=dh+2*twall
hint:=Dh

```

```

wc:=2*twall+(O-1)*tweb+O*Dh
wi:=wc-2*twall
{perimetro exterior do tubo}
pet:=2*(wc-hext)+pi*hext
{perimetro interior do tubo }
pit:=2*(wi-hint)+pi*hint+2*(hint)*(O-1)
{Area transversal interior e exterior do tubo}
Aci:=hint*(wi-hint)+(pi/4)*hint^2-tweb*hint*(O-1)
Aet:=hext*(wc-hext)+(pi/4)*hext^2
{area frontal do condensador}
Hc:=Ntubos*Npasos*(hext+Hfin)-Hfin
Arfr:=L*Hc
{Superficie interior de cada tubo}
Att:=pit*L
{superficie exterior de cada tubo}
Ap:=pet*L
{superficie interior de troca dos tubos por passo}
Ai:=Att*Ntubos*Npasos
{superficie exterior de troca dos tubos}
Apt:=Ap*Ntubos*Npasos
{Numero de aletas por linmha}
Na:=pfin*L
{Superficie total das aletas}
Aff:=2*Hfin*wc*Na*(Ntubos*Npasos-1)
{Superficie de troca de calor no lado do ar}
A0:=Apt+Aff
{Comprimento entre eixos de tubos}
Car:=(Hc-(Ntubos*Npasos*hext*0,5))/(Ntubos*Npasos-1)
{Area livre de passo minimo no lado do ar}
Aca:=L*Hc-L*hext*Npasos*Ntubos-hfin*tfin*Na*(Npasos*Ntubos-1)
{Diâmetro Hidraulico para o fluxo de refrigerante}
Dht:=4*Aci/Pit
{Diâmetro hidraulico para o fluxo de ar}
Dhe:=4*Aca*wc/A0
{Parametros geométricos}
alpa:=Ap/Att
lamda:=Aff/Ai
{Calculo das propriedades do refrigerante}
mivc:=VISCOSITY(R134a;T=Tcond;P=Pcond-0,0001)
cpvc:=SPECHEAT(R134a;T=Tcond;P=Pcond-0,0001)
kvc:=CONDUCTIVITY(R134a;T=Tcond;P=Pcond-0,0001)
rovc:=1/VOLUME(R134a;T=Tcond;x=1)
milc:=VISCOSITY(R134a;T=Tcond;P=Pcond+0,0001)
cpic:=SPECHEAT(R134a;T=Tcond;P=Pcond+0,0001)
klc:=CONDUCTIVITY(R134a;T=Tcond;P=Pcond+0,0001)
rolc:=1/VOLUME(R134a;T=Tcond;x=0)
{Calculo dos coeficientes de transferencia de calor}
{zona de resfriamento}
prvc:=mivc*(cpvc*1000)/kvc
Revc:=(vazao/ntubos)*Dht/(Aci*mivc)
Nu1:=0,023*Revc^0,8*Prvc^0,3 { Dittus-Boelter enfriamento}
hrc1:=Nu1*kvc/Dht
{zona de condensação}
prlc:=milc*(cpic*1000)/klc
Relc:=(vazao/ntubos)*Dht/(Aci*milc)
Req:=Revc*(mivc/milc)*(rolc/rovc)^0,5+Relc
Nu2:=0,05*Req^0,8*Prlc^0,33
hrc2:=Nu2*klc/Dht
{zona de subresfriamento}
Nu3:=0,023*Relc^0,8*Prlc^0,3
hrc3:=Nu3*klc/Dht
{No lado do ar}
Call Propsar(Tai;Pai:rhoar;miar;cpa;kar)
mar:=rhoar*Va*Aca
Prar:=miar*(cpa*1000)/kar
Rear:=rhoar*va*Dhe/miar
jar:=0,91*Rear^(-0,5)
Nuar:=jar*Rear*Prar^(1/3)
harc:=Nuar*kar/Dhe
{calculo da eficiência das aletas}
mm1:=sqrt(2*harc/(Kal*tfin))
xi1:=tanh(mm1*Hfin/2)/(mm1*Hfin/2)
{Calculo do fluxo de calor no condensador}

```

```

{Coef. global na zona de resfriamento}
U1c:=1/((1/hrc1)+1/(harc*(alpa+xi1*lamda)))
{Calculo da vazao de ar que atravessa a zona de resfriamento}
CALL MINMAR1(mar; cpar; cpvc; vazao; Tecond; Tcond; Tai; Att; U1c; Ntubos; Npasos: mar1; eps1; nut1; Aie1)
Qce:=vazao*cpvc*(Tecond-Tcond)
Tasc1:=Tai+Qce/(mar1*cpar)
Lenf:=Aie1/(Pit*Ntubos)
G:=(vazao/ntubos)/Aci
CALL DPVAPOR(G; Tcond; Dh; Lenf; dpv)
Tcond2p:=TEMPERATURE(R134a; P=Pcond-dpv; x=0)
{Coeficiente global da zona de condensação}
hvcond:=ENTHALPY(R134a; T=Tcond2p; x=1)
hlcond:=ENTHALPY(R134a; T=Tcond2p; x=0)
hlvco:=hvcond-hlcond
dtco:=(Tcond2p-Tai)/(1+(hrc2/harc)*(Ai/A0))
hlvp:=hlvco+(3/8)*Cplc*dtco
Qco:=vazao*hlvp
U2c:=1/((1/hrc2)+1/(harc*(alpa+xi1*lamda)))
{Calculo da vazao de ar que atravessa o condensador}
CALL MMAR2(mar; cpar; Tcond2p; Tai; Qco; U2c; Att; ntubos; npasos: mar2; eps2; nut2; Aie2)
Lcond:=Aie2/(ntubos*pit)
Tasc2:=Tai+Qco/(mar2*cpar)
CALL DPBIFASE(G; Tcond2p; Dh; Lcond; dpbi)
{Zona de subresfriamento}
U3c:=1/((1/hrc3)+1/(harc*(alpa+xi1*lamda)))
Lsre:=L*Npasos-Lcond-Lenf
Aie3:=Pit*Lsre
mar3:=mar-mar1-mar2*((Aie3/(Att*ntubos*npasos))
Ccar3:=cpar*mar3
Ccre3:=cplc*vazao
CALL CCR3MIN(Ccar3; Ccre3; Cmin3; Cmax3)
NUT3:=U3c*Aie3/(Cmin3*1000)
CCR3:=Cmin3/Cmax3
EPS3:=1-exp((NUT3^0,22/CCR3)*(exp(-CCR3*NUT3^0,78)-1))
Tcond3p:=TEMPERATURE(R134a; P=Pcond-dpv-dpbi; x=0)
CALL DPLIQUIDO(G; Tcond3p; Dh; Lsre; dpl)
Tscond:=Tcond3p-eps3*CCR3*(Tcond3p-Tai)
Pscond:=Pcond-dpv-dpbi-dpl
Qcs:=vazao*cplc*(Tcond3p-Tscond)
Tasc3:=Tai+Qcs/(mar3*cpar)
{Cálculo do calor trocado total}
Qcond:=Qcs+Qco+Qce
END

```

```

{*****}
{*****MODELO DA VALVULA*****}
{*****}
PROCEDURE VALVEXPA(Tscond; Tevap; Tcond; dtsta; mrcal; mr; fmr)
Pcond=PRESSURE(R134a; T=Tcond; x=0)
Pevap=PRESSURE(R134a; T=Tevap; x=1)
rol:=1/VOLUME(R134a; T=Tscond; x=0)
dp:=(Pcond-Pevap)
kcal:=(5,6369e-5+1,3575e-7*tevap)*1,6
mrcal:=kcal*sqrt(rol*dp)
{****cálculo da válvula con fechamento parcial****}
Ta:=0
dtsi:=2
dtsm:=16
Pm:=PRESSURE(R134a; T=Tevap+dtsta; x=1)-PRESSURE(R134a; T=Tevap; x=1)
Pmmin:=PRESSURE(R134a; T=dtsi+Ta; x=1)-PRESSURE(R134a; T=Ta; x=1)
Pmmax:=PRESSURE(R134a; T=dtsm+Ta; x=1)-PRESSURE(R134a; T=Ta; x=1)
fmr:=(Pm-Pmmin)/(Pmmax-Pmmin)
mr:=mrcal*fmr
END

```

```

{*****}
{*****MODELO DO EVAPORADOR*****}
{*****}
PROCEDURE CCEVAPO(Cear2; Cere2; Aevap2; Uevap2; Cmin2; Cmax2; Nutevap2; CCRRe2; epse2 )
If (Cear2<Cere2) then
    Cmin2:=Cear2
    Cmax2:=Cere2

```

```

Nutevap2:=Uevap2*Aevap2/(Cmin2*1000)
CCRRe2:=Cmin2/Cmax2
epse2:=1-exp(-{1-exp(-Nutevap2*CCRRe2)}/CCRRe2)
Else
  Cmin2:=Cere2
  Cmax2:=Cear2
  Nutevap2:=Uevap2*Aevap2/(Cmin2*1000)
  CCRRe2:=Cmin2/Cmax2
  epse2:=(1/CCRRe2)*(1-exp(-CCRRe2*(1-exp(-nutevap2))))
Endif
End
{Propriedades do ar}
PROCEDURE PROPSAR(Tai;Pai;rhoar;miar;cpa;kar)
rhoar:=1/VOLUME(Air,T=Tai,P=Pai)
miar:=VISCOSITY(Air,T=Tai)
cpa:=SPECHEAT(Air,T=Tai)
kar:=CONDUCTIVITY(Air,T=Tai)
End
{Queda de pressão da zona de evaporação do refrigerante JUNG & RADEMACHER}
PROCEDURE DPBIFA(Tsat;G;D;L:dpev)
Psat:=PRESSURE(R134a,T=Tsat;x=1)
Pcrit:=4067
Pred:=Psat/Pcrit
kk:=0
filosum:=0
60:
x:=kk/10
filo2:=30,79*x^1,323*(1-x)^0,477*Pred^(-0,7232)
filosum:=filosum+filo2
If (kk<10) Then
  kk=kk+1
  Goto 60
Else
  filo2m:=filosum/kk
Endif
mil:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat+0,001)
rol:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat;x=0)
Rel=G*D/mil
If (Rel <2300) Then
  cf=16/Rel
Else
  cf=0,046*Rel^(-0,2)
Endif
dp:=(2*cf*G^2*L*filo2m)/(D*rol)
{aumento da pressão por aceleração, considerando um padrão de escoamento homogêneo}
rov:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat;x=1)
miv:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat-0,0001)
xte2:=0,021*(rov/rol)*(mil/miv)^0,25
xtts2:=46,765*(rov/rol)*(mil/miv)^0,25
alpa:=1/(1+xte2^(1/2,375))
alpas:=1/(1+xtts2^(1/2,375))
dpac:=G^2*((0,1^2/(rov*alpas)+0,9^2/(rol*(1-alpas))) - (0,9^2/(rov*alpa)+0,1^2/(rol*(1-alpa))))*L
dpev:=(dpac+dp)/1000
End
{Queda de Pressão da fase vapor do refrigerante no evaporador}
PROCEDURE DPMONO(Tsat;G;D;L:dpm)
Psat:=PRESSURE(R134a,T=Tsat;x=1)
ro:=1/VOLUME(R134a,T=Tsat;x=1)
mi:=VISCOSITY(R134a,T=Tsat,P=Psat-0,0001)
Re:=G*D/mi
If (Re <2300) Then
  cfm:=16/Re
Else
  cfm:=0,079*Re^(-0,25)
Endif
dpm:=(2*cfm*G^2*L)/(D*ro*1000)
END
{Procedimento de cálculo do Evaporador}
PROCEDURE
EVAPORADOR(h4;vazao;Tevap;tea;marev;umed:hrev1;Levap1;Levap2;Uevap1;Uevap2;Tasevap2;dpev;dpm;Qev
ap;tsevap2;tevap2;jae)
{GEOMETRIA DO EVAPORADOR}
bi:=0,008{Diâmetro interno do tubo [m]}

```

```

be:=0,010{Diametro externo do tubo [m]}
n1:=624{No. de aletas/m}
delta:=0,0002 {espesura da aleta [m]}
lc:=0,263{Comprimento do evaporador [m]}
hc:=0,228{Altura do evaporador [m]}
pc:=0,080{Profundidade do evaporador [m]}
nt:=12 {Numero de tubos}
nf:=4 {Numero de linhas}
car:= 0,0254 {Distancia entre eixos dos tubos [m]}
k:=202,4 {Conductividade das aletas [w/m K]}
{No. de Colunas do evaporador}
nc:=5
{Perimetro interno e externo do tubo}
pit:=pi*bi
pet:=pi*be
{Area transversal interior e exterior do tubo}
aci:=(pi/4)*bi^2
aet:=(pi/4)*be^2
{Area frontal por linha}
arfr:=lc*hc/nf
{Comprimento de troca em cada tubo}
le:=lc
{Superficie interior de cada tubo}
att:=pit*le
{Superficie exterior de troca de um tubo}
ap:=pet*le*(1-delta*n1)
{superficie das aletas por linha}
aff:=(2*n1*lc/nf)*(pc*hc-nf*nt*aet)
{superficie interior de troca por linha}
ai:=att*nt
{A superficie de troca externa por linha total e a superficie das aletas}
{de uma linha mais a superficie exterior de troca dos tubos da fila}
ao:=ap*nt+aff
{Area exterior livre de passo minimo por linha}
ace:=(lc-delta*n1*lc)*(hc/nf-5*be)
{diametro hidraulico do conduto}
dht:=4*aci/pit
{Diametro hidraulico para o ar numa linha}
dhe:=4*ace*pc/ao
{calculo de alpa}
alpa:=ap/att
{calculo de lambda}
lambda:=aff/ai
{DADOS NECESARIOS PARA O TESTE DO MODELO}
maf:=marev/nf {vazao de ar que atravessa o evaporador por linha [kg/s]}
patm:=101,3 {Pressao atmosferica}
graved:=9,81{aceleracao de gravidade}
tensao:=12,58*0,001{ tensao superficial assumida N/m}
{CALCULO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR}
{No lado do Ar humedo}
Pevap:=PRESSURE(R134a;x=0;T=Tevap)
wea:=HUMRAT(AirH2O;T=tea;P=patm;R=umed) {humedade absoluta do ar [kg vapor/kg ar seco]}
miae:=VISCOSITY(AirH2O;T=tea;P=patm;w=wea){viscocidade do ar humedo [kg/m s]}
reae:=(maf/ace)*dhe/miae {numero de reynolds do ar}
cpae:=SPECHEAT(AirH2O;T=tea;P=patm;R=umed) {capacidade calorifica [kJ/kg K]}
kae:=CONDUCTIVITY(AirH2O;T=tea;P=patm;w=wea) { conductividade [W/m K]}
prae:=miae*cpae*1000/kae { Numero de prant do ar humedo}
jae:=0,0104*(reae/1000)^0,39 {Coeficiente de Coulburn}
stanae:=jae/(prae^(2/3)){Numero de Stanton do ar no evap.}
hase:=stanae*cpae*maf/ace {coef.de transf.de calor do ar seco [kW/ m2 K]}
hwg:=ENTHALPY(Water;T=tea;x=1)
hwf:=ENTHALPY(Water;T=tea;x=0)
hwfg:=hwg-hwf {entalpia de vaporizacao da agua a Temp. de entrada do ar}
tdwae:=DEWPOINT(AirH2O;T=tea;P=patm;w=wea) {temperatura de orvalho do ar}
weas:=HUMRAT(AirH2O;T=tdwae;P=patm;R=umed) {humedade absoluta a T de orvalho do ar}
factorh:=1+(hwfg/cpae)*(wea-weas)/(tea-tdwae){fator que multiplica o coefic. de transf. seco}
hahe:=hase*factorh*1000{coeficiente de transferencia de calor humedo no lado do ar [w/m2 K]}
{No lado do refrigerante}
mirle:=VISCOSITY(R134a;T=tevap;P=pevap+0,001)
cprle:=SPECHEAT(R134a;T=tevap;P=pevap+0,001)
krle:=CONDUCTIVITY(R134a;T=tevap;P=pevap+0,001)
mirve:=VISCOSITY(R134a;T=tevap;P=pevap-0,001)
cprve:=SPECHEAT(R134a;T=tevap;P=pevap-0,001)

```

```

rorle:=1/(VOLUME(R134a;T=tevap;x=0))
krve:=CONDUCTIVITY(R134a;T=tevap;P=pevap-0,001)
rorve:=1/(VOLUME(R134a;T=tevap;x=1))
h1:=ENTHALPY(R134a;T=tevap;x=1)
h5:=ENTHALPY(R134a;T=tevap;x=0)
{Zona de evaporação}
xx:=(h4-h5)/(h1-h5)
prrie:=mirle*1000*cprle/krie
umix:=(vazao/(nf*aci*rorle))*(1+xx*((rorle/orve)-1))
laplace:=sqrt(tensao/(graved*(rorle-rorve)))
rerev:=umix*laplace/(mirle/orle) {numero de Reynolds de la Mixtura}
hrev1:=0,087*(rerev^0,6)*(prrie^0,1667)*(rorve/orle)^0,2 *(krve/krie)^0,09 *(krie/laplace) { w/ m2 K}
{Zona de superaquecimento}
Rev2:=(vazao*dht)/(nf*Aci*mirve)
Prve2:=mirve*cprve*1000/krve
Nuev2:=0,023*Rev2^0,8*Prve2^0,4
hrev2:=Nuev2*krve/Dht
{calculo da eficiencia da aleta}
rr:=car/be
bes:=0,525*car
lf:=(bes-be)/2
hh:=lf+(delta*0,5)
mm:=sqrt(2*hahe/(k*delta))
fiefi:=mm*hh*rr^(exp(0,13*mm*hh-1,3863))
efialeta:=(tanh(fiefi))/fiefi
{calculo do coeficiente global de troca de calor do evaporador}
{Zona de evaporação}
uevap1:=1/((1/hrev1)+(1/(hahe*(alpa+efialeta*lambda)))) {w/m2 K}
{Calculo do calor absorvido pelo evaporador}
Qevap1:=(vazao/nf)*(1-xx)*(h1-h5)
Aevap1:=Qevap1*1000/(uevap1*(Tea-Tevap))
Levap1:=Aevap1/(pi*bi)
nutevap1:=uevap1*Aevap1/(cpae*1000*maf)
epsevap1:=1-exp(-nutevap1)
Tasevap1:=Tea-epsevap1*(Tea-Tevap)
Ge:=vazao/(nf*Aci)
CALL DPBIFA(Tevap;Ge;bi;Levap1:dpev)
{Zona de superaquecimento}
Call PROPSAR(Tasevap1;Patm.rhoar2;miar2;cpar2;kar2)
Levap2:=nt*Le-Levap1
uevap2:=1/((1/hrev2)+(1/(hahe*(alpa+efialeta*lambda)))) {w/m2 K}
Aevap2:=Levap2*pi*bi
maf2:=maf
Cear2:=cpar2*maf2
Cere2:=cprve*(vazao/nf)
CALL CCEVAPO(Cear2;Cere2;Aevap2;Uevap2;Cmin2;Cmax2;Nutevap2;CCRRe2;epse2)
Tevap2:=TEMPERATURE(R134a;P=Pevap-dpev;x=1)
Tsevap2:=Tevap2-epse2*Cmin2*(Tevap2-Tasevap1)/Cere2
CALL DPMONO(Tevap2;Ge;bi;Levap2:dpm)
Psevap2:=Pevap-dpev-dpm
Qevap2:=Cere2*(Tsevap2-Tevap2)
Tasevap2:=Tasevap1-Qevap2/Cear2
{Capacidad total do evaporador}
Qevap:=nf*(Qevap1+Qevap2)
END

```

```

{***** SUBPROGRAMA DE TROCA DE CALOR NAS LINHAS*****}
{*****}
PROCEDURE QLINHAS(d;L;tavg;Pavg;vazao;n;kk;tsduto;qduto;Umduto;hiduto;hcev)
{Calculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar}
Tsup:=Tavg+(-1)^(kk)*1
wind:=3,6
C:=11,58
k:=CONDUCTIVITY(R134a;T=Tavg;P=Pavg)
cp:=SPECHEAT(R134a;T=Tavg;P=Pavg)*1000
mi:=VISCOSITY(R134a;T=Tavg;P=Pavg)
pr:=mi*cp/k
hcev:=C*(1/d)^0,2*(1/(tavg+17,8))^0,181*(abs(Tavg-Tsup))^0,266*(1+0,7935*wind)^0,5
{calculo do coeficiente de transferência de calor interior}
Reduto:=4*vazao/(pi*d^0,001*mi)
Nuduto:=0,023*Reduto^(4/5)*Pr^n
hiduto:=Nuduto*k/(D^0,001)

```

```

{calculo do coeficiente global}
Umduto:=1/(1/hiduto+1/hcev)
dtin:=tsup-tavg
dtout:=dtin*exp(-pi*d*0,001*L*Umduto/(vazao*cp))
Tsduto:=Tavg+dtout
qduto:=Umduto*pi*d*0,001*L*(dtout-dtin)/ln(dtout/dtin)
End

{*****}
{***** SUBPROGRAMA PRINCIPAL *****}
{*****}

PROCEDURE
SISTEMA(Tai;Pai;Va;rpm;tea;marev;umed:dtsa;Tcond;Tevap;vazao;tecond;U1c;U2c;U3c;Lenf;Lcond;Lsre;Qcond;T
asc;Tasc2; Tasc3; dpv; dpbi; dpl; Tscond; mrcal; mr; h4;hrev1;Levap1;
Levap2;Uevap1;Uevap2;Tasevap2;dpev;dpm;Qevap; tsevap2;tevap2;supa;factor;jae)
Tcond:= 45,5
Tevap:=1
dtsa= 8,5 { Superaquecimento na entrada ao compressor [C] }
factor:=0,4
80:
CALL COMPRESOR(Tcond;Tevap;dtsa;rpm;factor: despis;vazao;Tscomp;h2;h1;rendvoi;Pcond)
CALL QLINHAS(12,5;1,5;Tscomp;Pcond;vazao;0,3;1;Tcond;qduto;Umduto;hiduto;hcev)
CALL
CONDENSAD(Tai;Pai;Va;Tcond;Tecond;vazao;hrc1;hrc2;hrc3;U1c;U2c;U3c;Lenf;Lcond;Lsre;Qce;Qco;Qcs;Tasc1;
Tasc2; Tasc3;dpv;dpbi;dpl;Tscond;Qcond)
If (Lsre<0) Then
    Tcond:=Tcond+0,2
    GoTo 80
Endif
CALL VALVEXPA(Tscond;Tevap;Tcond;dtsa;mrcal;mr;fmr)
fvaz:=abs((vazao-mr)/vazao)
If (fvaz>0,01) Then
    If (vazao>mr) Then
        dtsa:=dtsa+0,025
        GoTo 80
    Else
        dtsa:=dtsa-0,025
        GoTo 80
    Endif
Endif
h4=ENTHALPY(R134a;T=Tscond;x=0)
CALL
(h4;vazao;Tevap;tea;marev;umed:hrev1;Levap1;Levap2;Uevap1;Uevap2;Tasevap2;dpev;dpm;
tsevap2;tevap2;jae)
Pevap2=PRESSURE(R134a;T=Tsevap2;x=1)
CALL QLINHAS(19;0,5;Tsevap2;Pevap2-0,001;vazao;0,4;2;Tcomp;qduto;Umduto;hiduto;hcev)
supa:=tecomp-tevap

fsupa:=abs (dtsa-supa)
If (fsupa>0,03) Then
    If (dtsa>supa) Then
        factor:=factor-0,002
        GoTo 80
    Else
        factor:=factor+0,002
        GoTo 80
    Endif
Endif
END

{*****}
{***** PROGRAMA PRINCIPAL *****}
{*****}

Tai= 40{ Temperatura de entrada do ar no condensador [C] }
Pai= 101,3 { Pressão de entrada do ar no condensador [C] }
Va=3 {Velocidade do ar na entrada ao condensador [m/s] }
marev=0,135 {Vazão de ar que atravessa o evaporador [kg/s]}
tea=20{Temperatura de entrada do ar no evaporador [C]}
umed=0,6{ Humidade relativa do ar [%/100]}
rpm =3000{ Número de revoluções do compressor [rev/min] }
CALL SISTEMA(Tai; Pai; Va; rpm; tea; marev; umed: dtsa; Tcond; Tevap; vazao; tecond; U1c; U2c; U3c; Lenf;
Lcond ; Lsre; Qcond; Tasc1; Tasc2; Tasc3; dpv; dpbi; dpl; Tscond; mrcal; mr; h4 ;hrev1 ;Levap1 ;Levap2; Uevap1;
Uevap2; Tasevap2; dpev; dpm; Qevap; tsevap2; tevap2; supa; factor ;jae)

```

```
dpcond=dpv+dpbi+dpl  
dpevap=dpev+dpm  
Pevap=PRESSURE(R134a;T=Tevap;x=1)  
Pcond=PRESSURE(R134a;T=Tcond;x=0)  
hentcomp=ENTHALPY(R134a;T=(Tsevap2);x=1)  
hsaicom=ENTHALPY(R134a;T=Tecond;P=Pcond)  
cop=(hentcomp-h4)/(hsaicom-hentcomp)  
Pcomp=vazao*(hsaicom-hentcomp)
```