

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

*Análise do efeito combinado de compressores e expansores  
de ação variável sobre o desempenho de sistemas de  
refrigeração*

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

*Gustavo Pöttker*

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 2006

*Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação  
variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração*

*Gustavo Pöttker*

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

**MESTRE EM ENGENHARIA**

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

---

Prof. CLÁUDIO MELO, PhD  
ORIENTADOR

---

Prof. FERNANDO CABRAL, PhD  
COORDENADOR DO CURSO

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. ANTÓNIO FÁBIO CARVALHO DA SILVA, Dr.Eng  
PRESIDENTE

---

Prof. JADER RISO BARBOSA JUNIOR, Ph.D

---

Prof. JOSÉ A. BELLINI DA CUNHA NETO, Dr.

*O presente que o homem faz alarga-lhe o caminho e leva-o  
perante os grandes (Pv. 18:16). Muitos propósitos há no coração  
do homem, mas o desígnio do SENHOR prevalecerá (Pv. 19:21)*

## **Agradeço,**

*a Deus, pois sem ele nada eu poderia ter feito,*

*aos meus queridos pais e irmãs e a minha querida Lê, pelo amor, carinho, apoio e compreensão,*

*ao Professor Cláudio Melo, pela confiança, conhecimentos transmitidos, amizade e incentivo,*

*ao grande amigo Dr. Jackson Braz Marcinichen, pela amizade, atenção, confiança e contribuições,*

*aos alunos Alan Berwanger e Arthur Marcinichen Jeremias, pela dedicação e competência na realização das suas tarefas,*

*aos demais integrantes do POLO, em especial aos amigos Luis e Rodrigues pelo apoio e companheirismo,*

*à Embraco, pelo apoio técnico e financeiro,*

*à FINEP e à CAPES, por ter financiado o aparato experimental e a minha bolsa de estudos,*

*enfim, a todos que participaram e contribuíram durante esta caminhada.*

# Sumário

Lista de Figuras .....	viii
Lista de Tabelas.....	xiv
Lista de Símbolos .....	xvi
Resumo .....	xviii
Abstract.....	xix
<b>1. Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1 Um Breve Histórico .....	1
1.2 Um Panorama Atual da Refrigeração .....	5
1.3 O Ciclo de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor .....	8
1.4 Sistemas de Refrigeração com Componentes Variáveis.....	9
1.4.1 Compressor de Rotação Variável .....	10
1.4.2 Dispositivos de Expansão de Abertura Variável .....	11
<b>2. Revisão Bibliográfica e Objetivos.....</b>	<b>15</b>
2.1 Carga de Refrigerante.....	15
2.2 Compressores de Rotação Variável .....	17
2.3 Dispositivos de Expansão de Abertura Variável .....	18
2.4 Sistemas com Compressor de Rotação Variável e EEV .....	20
2.5 Objetivos .....	25
<b>3. Aparato Experimental .....</b>	<b>29</b>
3.1 Sistema de Refrigeração .....	29
3.1.1 Descrição Geral.....	29
3.1.2 Válvulas de Expansão Eletrônicas .....	36
3.1.3 Seleção do Compressor.....	39
3.1.4 Seleção da Válvula de Expansão .....	40
3.1.5 Seleção de outros componentes .....	41
3.2 Sistema de Medição e de Controle .....	41
3.2.1 Medição de Temperatura .....	41
3.2.2 Medição de Pressão Absoluta .....	42
3.2.3 Medição da Vazão Mássica de Refrigerante.....	43
3.2.4 Medição da Vazão Volumétrica .....	44
3.2.5 Medição de Grandezas Elétricas.....	45
3.2.6 Medição da massa .....	45
3.2.7 Sistema de Aquisição de Dados e Controle da Bancada.....	45

4. Metodologia Experimental .....	49
4.1 Variáveis de Trabalho .....	49
4.1.1 Variáveis Independentes .....	49
4.1.2 Variáveis dependentes diretas.....	50
4.1.3 Variáveis dependentes indiretas .....	50
4.2 Teste Típico .....	53
4.2.1 Estabilização das variáveis independentes .....	53
4.2.2 Critério de regime permanente .....	56
4.2.3 Mudança de condição.....	61
4.2.4 Processamento dos ensaios .....	63
5. Efeitos Isolados.....	65
5.1 Efeito da carga de refrigerante .....	65
5.2 Análise de repetibilidade: efeito da carga de refrigerante .....	72
5.3 Efeito da abertura da válvula de expansão.....	73
5.4 Análise de repetibilidade: efeito da abertura da EEV .....	78
5.5 Efeito da rotação do compressor.....	80
6. Efeitos Combinados .....	85
6.1 Efeito da carga de refrigerante com a rotação do compressor.....	85
6.2 Efeito da carga de refrigerante para diferentes aberturas da EEV e rotações do compressor .....	88
6.3 Efeito da abertura da EEV para diferentes cargas de refrigerante e rotações do compressor .....	93
6.4 Efeito da temperatura do fluido secundário na entrada do condensador .....	97
6.5 Efeito da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador .....	99
6.6 Efeito da carga de refrigerante com a abertura da EEV e a rotação do compressor variáveis.....	102
7. Aplicações.....	107
7.1 Condições padrões do fluido secundário nos trocadores de calor.....	108
7.2 Variação da temperatura do fluido secundário na entrada do condensador .....	113
7.3 Variação da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador.....	117
7.4 Variação da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador .....	121
8. Metodologia Alternativa de Controle da Abertura da EEV.....	125
9. Correlação para o coeficiente de descarga da EEV .....	129
10. Considerações Finais.....	135
Referências Bibliográficas .....	139
Apêndices .....	143
Apêndice I - Especificação dos Equipamentos do Sistema de Refrigeração .....	143

Apêndice II - Especificação, Descrição, Calibração e Incerteza dos Instrumentos do Sistema de Medição.....	145
Apêndice III - Sistema de Elétrico.....	161
Apêndice IV - Cálculo das Incertezas dos Valores Médios das Variáveis.....	166
Apêndice V - Procedimentos de teste e Tabela de Instrumentação .....	176

## Lista de Figuras

Figura 1.1 - Esquema do relógio de Ktesibios (Dorf, 1990). .....	1
Figura 1.2 - Esquema do controlador Flyball de James Watt (Dorf, 1990) .....	2
Figura 1.3 - Anúncio publicitário da <i>Automatic Refrigerating Company</i> (Nagengast, 2004) .....	3
Figura 1.4 - Ilustração do <i>DOMELRE</i> .....	4
Figura 1.5 - Propaganda do <i>Monitor Top</i> .....	4
Figura 1.6 - Balcão frigorífico para uso geral .....	6
Figura 1.7 - “Ilha” para congelados .....	6
Figura 1.8 - Refrigeradores verticais para bebidas.....	6
Figura 1.9 - Mostradores digitais de temperatura dos compartimentos internos (GEappliances, 2006)7	
Figura 1.10 - Função <i>TurboCool™</i> para aumento da capacidade (GEappliances, 2006) .....	7
Figura 1.11 - Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor .....	8
Figura 1.12 - Diagrama P-h do ciclo de refrigeração ilustrado na Figura 1.11.....	9
Figura 2.1 - Diagrama esquemático da bancada utilizada por Choi e Kim (2004) .....	16
Figura 2.2 - Diagrama esquemático da bancada utilizada por Yang <i>et al.</i> (2004).....	21
Figura 2.3 - COP vs. Abertura da válvula (Yang <i>et al.</i> , 2004) .....	22
Figura 2.4 - Grau de superaquecimento na descarga vs. Capacidade de refrigeração. (Yang <i>et al.</i> , 2004).....	22
Figura 2.5 - Mapa de estados do Refrigerado Doméstico (Gonçalves e Melo, 2004) .....	23
Figura 3.1 - Esquema do circuito de refrigeração .....	30
Figura 3.2 - Compressor .....	31
Figura 3.3 - Separador de óleo .....	31
Figura 3.4 - Filtro coalescente .....	31
Figura 3.5 - Condensador.....	31
Figura 3.6 - Banho refrigerado .....	32
Figura 3.7 - Bomba de palhetas, filtro e medidor de vazão volumétrica (circuito do condensador)..	32
Figura 3.8 - Trocador de calor interno.....	33
Figura 3.9 - Filtro secador .....	33
Figura 3.10 - Banho Termostático .....	33
Figura 3.11 - Bomba de palhetas, filtro e medidor de vazão volumétrica (circuito do evaporador)..	33
Figura 3.12 - Diagrama da célula de carga de refrigerante.....	34
Figura 3.13 - Cilindro, mangueira, suporte e balança .....	35
Figura 3.14 - Válvulas da célula de carga de refrigerante. ....	35
Figura 3.15 - Vista geral da bancada experimental .....	36
Figura 3.16 - Esquema de uma válvula PWM .....	37
Figura 3.17 - Válvula HP120.....	37



Figura 3.18 - Sinal de tensão tipo PWM .....	37
Figura 3.19 - Diagrama de controle da válvula PWM.....	38
Figura 3.20 - Esquema de uma válvula com motor de passo .....	39
Figura 3.21 - Válvula SEI 0.5 .....	39
Figura 3.22 - Esquema da conexão utilizada com os termopares de imersão.....	42
Figura 3.23 - Termopar para medição da temperatura ambiente .....	42
Figura 3.24 - Transdutores de pressão absoluta .....	43
Figura 3.25 - Sensor do medidor tipo Coriolis.....	44
Figura 3.26 - Unidade de tratamento de sinal do Coriolis .....	44
Figura 3.27 - Sensor do medidor de vazão tipo turbina .....	44
Figura 3.28 - Unidade de tratamento de sinal .....	44
Figura 3.29 - Transdutores de grandezas elétricas.....	45
Figura 3.30 - Sistema de aquisição de dados e controle .....	46
Figura 3.31 - Interface principal do programa .....	47
Figura 4.1 - Temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador ao longo do tempo (partida da bancada) .....	54
Figura 4.2 - Vazões de fluido secundário no evaporador e no condensador ao longo do tempo (partida da bancada).....	55
Figura 4.3 - Rotação do compressor ao longo do tempo (partida da bancada) .....	55
Figura 4.4 - Pressão de descarga em função do tempo (partida da bancada) .....	56
Figura 4.5 - Análise do regime permanente da pressão de descarga (intervalo 1).....	57
Figura 4.6 - Análise do regime permanente da pressão de descarga (intervalo 2).....	57
Figura 4.7 - Análise do regime permanente da pressão de descarga (Intervalo 3).....	58
Figura 4.8 - Análise do regime permanente da pressão de sucção no (intervalo 1). .....	58
Figura 4.9 - Análise do regime permanente da pressão de sucção no (intervalo 2) .....	59
Figura 4.10 - Pressão de sucção e vazão mássica em função do tempo (partida da bancada).....	60
Figura 4.11 - Pressão de descarga e potência do compressor em função do tempo (partida da bancada) .....	60
Figura 4.12 - Pressão de descarga em função do tempo (mudança da abertura da EEV) .....	61
Figura 4.13 - Análise do regime permanente da pressão de descarga (intervalo 1). .....	62
Figura 4.14 - Análise do regime permanente da pressão de sucção (intervalo 1).....	62
Figura 5.1 - Pressões de condensação e de descarga em função da carga de refrigerante.....	66
Figura 5.2 - Pressões de evaporação e de sucção e temperatura na sucção em função da carga de refrigerante .....	66
Figura 5.3 - Vazão mássica de refrigerante e taxa de transferência de calor em função da carga de gás .....	66
Figura 5.4 - Razão de compressão e diferença de pressão na EEV em função da carga de gás .....	66
Figura 5.5 - Efeito da carga de refrigerante - Diagrama P-h .....	68

Figura 5.6 - Graus de superaquecimento no evaporador e de subresfriamento no condensador em função da carga de refrigerante .....	68
Figura 5.7 - Grau de subresfriamento na entrada da EEV e título na entrada do evaporador em função da carga de refrigerante .....	68
Figura 5.8 - Capacidade de refrigeração e efeito refrigerante específico em função da carga de refrigerante .....	69
Figura 5.9 - Potência do compressor em função da carga de refrigerante .....	69
Figura 5.10 - Grau de superaquecimento e COP em função da carga de refrigerante .....	70
Figura 5.11 - Diferença no cômputo da taxa de transferência de calor no evaporador .....	71
Figura 5.12 - Diferença no cômputo da taxa de transferência de calor no condensador .....	71
Figura 5.13 - Teste de repetibilidade - Pressão de evaporação .....	72
Figura 5.14 - Teste de repetibilidade - Vazão mássica de refrigerante .....	72
Figura 5.15 - Teste de repetibilidade - Potência do compressor .....	73
Figura 5.16 - Teste de repetibilidade - Capacidade de refrigeração .....	73
Figura 5.17 - Pressões de evaporação e de sucção e temperatura na sucção em função da abertura da EEV .....	74
Figura 5.18 - Vazão mássica de refrigerante e taxa de transferência de calor no condensador em função da abertura da EEV .....	74
Figura 5.19 - Pressões de condensação e de descarga em função da abertura da EEV .....	74
Figura 5.20 - Razão de compressão e diferença de pressão na EEV em função da abertura da EEV ..	74
Figura 5.21 - Efeito da abertura da EEV - Diagrama P-h .....	75
Figura 5.22 - Graus de superaquecimento no evaporador e de subresfriamento no condensador em função da abertura da EEV .....	76
Figura 5.23 - Grau de subresfriamento na entrada da EEV e título na entrada do evaporador em função da abertura da EEV .....	76
Figura 5.24 - Capacidade de refrigeração e efeito refrigerante específico em função da abertura da EEV .....	77
Figura 5.25 - Potência do compressor em função da abertura da EEV .....	77
Figura 5.26 - Grau de superaquecimento no evaporador e COP em função do grau de abertura da EEV .....	78
Figura 5.27 - Teste de repetibilidade - Pressão de evaporação .....	79
Figura 5.28 - Teste de repetibilidade - Vazão mássica .....	79
Figura 5.29 - Teste de repetibilidade - Potência do compressor .....	79
Figura 5.30 - Teste de repetibilidade - Capacidade de refrigeração .....	79
Figura 5.31 - Pressões de evaporação e de sucção em função da rotação do compressor .....	80
Figura 5.32 - Pressões de condensação e de descarga em função da rotação do compressor .....	80
Figura 5.33 - Vazão mássica e taxa de transferência de calor no condensador em função da rotação do compressor .....	81
Figura 5.34 - Razão de compressão e diferença de pressão na EEV em função da rotação do compressor .....	81
Figura 5.35 - Efeito da rotação do compressor - Diagrama P-h .....	82

Figura 5.36 - Graus de superaquecimento no evaporador e de subresfriamento no condensador em função da rotação do compressor.....	82
Figura 5.37 - Grau de subresfriamento na entrada da EEV e título na entrada do evaporador em função da rotação do compressor.....	82
Figura 5.38 - Capacidade de refrigeração e efeito refrigerante específico em função da rotação do compressor .....	83
Figura 5.39 - Potência do compressor em função da rotação do compressor.....	83
Figura 5.40 - Grau de superaquecimento no evaporador e COP em função da rotação do compressor	84
Figura 6.1 - Pressão de condensação em função da carga de refrigerante .....	85
Figura 6.2 - Capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante .....	85
Figura 6.3 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da carga de refrigerante .....	86
Figura 6.4 - COP em função da carga de refrigerante .....	86
Figura 6.5 - COP em função do grau de superaquecimento no evaporador .....	87
Figura 6.6 - COP em função da capacidade de refrigeração.....	87
Figura 6.7 - Grau de superaquecimento em função da carga de refrigerante .....	88
Figura 6.8 - Pressão de evaporação em função da carga de refrigerante .....	88
Figura 6.9 - Vazão mássica de refrigerante em função da carga de refrigerante .....	89
Figura 6.10 - Pressão de condensação em função da carga de refrigerante .....	89
Figura 6.11 - COP em função da carga de refrigerante.....	90
Figura 6.12 - COP em função do grau de superaquecimento no evaporador.....	90
Figura 6.13 - Potência do compressor em função da carga de refrigerante .....	91
Figura 6.14 - Capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante.....	91
Figura 6.15 - Razão de compressão em função da carga de refrigerante .....	91
Figura 6.16 - Graus de superaquecimento ótimos (carga de refrigerante variável) .....	92
Figura 6.17 - Coeficientes de performance máximos para cada combinação.....	93
Figura 6.18 - COP em função da abertura da EEV (Carga de refrigerante = 590g) .....	94
Figura 6.19 - Pressão de evaporação em função da abertura da EEV (Carga de refrigerante = 590g)	94
Figura 6.20 - Pressão de condensação em função da abertura da EEV (Carga de refrigerante = 590g) .....	94
Figura 6.21 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da abertura da EEV (Carga de refrigerante = 590g).....	94
Figura 6.22 - COP em função do grau de superaquecimento no evaporador (Carga de refrigerante = 590g).....	95
Figura 6.23 - Graus de superaquecimento ótimos na saída do evaporador (Abertura da EEV variável) .....	95
Figura 6.24 - COP em função da capacidade de refrigeração (Carga de refrigerante = 590g) .....	96
Figura 6.25 - Comparativo entre linhas ótimas de operação .....	96
Figura 6.26 - Pressão de condensação e grau de subresfriamento na saída do condensador em função da abertura da EEV .....	97

Figura 6.27 - Pressão de evaporação e grau de superaquecimento na saída do evaporador em função da abertura da EEV .....	97
Figura 6.28 - COP e capacidade de refrigeração em função da abertura da EEV .....	98
Figura 6.29 - COP em função da abertura da EEV para as três rotações .....	98
Figura 6.30 - Graus de superaquecimento ótimos na saída do evaporador. ....	99
Figura 6.31 - Pressão de evaporação e grau de superaquecimento na saída do evaporador em função da abertura da EEV. ....	100
Figura 6.32 - Pressão de condensação e potência do compressor em função da abertura da EEV ..	100
Figura 6.33 - COP e grau de superaquecimento na saída do evaporador em função da abertura da EEV.....	101
Figura 6.34 - COP em função da percentagem de abertura da EEV para as três rotações.....	101
Figura 6.35 - Graus de superaquecimento ótimos na saída do evaporador .....	102
Figura 6.36 - Abertura ótima da EEV em função da carga de refrigerante.....	103
Figura 6.37- Graus de superaquecimento no evaporador e de subresfriamento no condensador em função da carga de refrigerante .....	103
Figura 6.38 - Pressões de sucção e de descarga em função da carga de refrigerante.....	104
Figura 6.39 - Vazão mássica de refrigerante e efeito refrigerante específico em função da carga de refrigerante .....	104
Figura 6.40 - Capacidade de refrigeração e potência do compressor em função da carga de refrigerante .....	105
Figura 6.41 - Razão do COP em função da carga de refrigerante.....	105
Figura 6.42 - Razão de COP em função da carga de refrigerante para as cinco rotações e valores ótimos de carga de refrigerante para cada rotação .....	106
Figura 7.1 - Grau de superaquecimento em função da rotação do compressor .....	109
Figura 7.2 - Pressão de evaporação em função da rotação do compressor .....	109
Figura 7.3 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor .....	109
Figura 7.4 - Capacidade de refrigeração em função da rotação do compressor .....	109
Figura 7.5 - COP em função da capacidade de refrigeração.....	111
Figura 7.6 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da rotação do compressor.....	113
Figura 7.7 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor .....	113
Figura 7.8 - COP em função da capacidade de refrigeração.....	114
Figura 7.9 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da rotação do compressor.....	115
Figura 7.10 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor.....	115
Figura 7.11 - COP em função da capacidade de refrigeração .....	116
Figura 7.12 - COP em função da capacidade de refrigeração .....	116
Figura 7.13 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da rotação do compressor ....	117
Figura 7.14 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor.....	117
Figura 7.15 - COP em função da capacidade de refrigeração .....	118
Figura 7.16 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da rotação do compressor ....	119
Figura 7.17 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor.....	119

Figura 7.18 - COP em função da capacidade de refrigeração .....	119
Figura 7.19 - Capacidade de refrigeração em função da rotação do compressor .....	120
Figura 7.20 - COP em função da capacidade de refrigeração .....	121
Figura 7.21 - COP em função da capacidade de refrigeração .....	122
Figura 7.22 - COP em função da capacidade de refrigeração .....	123
Figura 8.1 - Aberturas ótimas em função da rotação do compressor ( $T_{4,s}$ variável) .....	126
Figura 8.2 - Aberturas ótimas em função da rotação do compressor ( $T_{9,s}$ variável) .....	126
Figura 8.3 - Aberturas ótimas em função da temperatura de entrada do fluido secundário (FS) no condensador .....	127
Figura 8.4 - Aberturas ótimas em função da temperatura de entrada do fluido secundário (FS) no evaporador .....	127
Figura 8.5 - Erros percentuais - Equação (8.4).....	128
Figura 9.1 - Coeficiente de descarga em função do grau de subresfriamento na entrada da EEV ..	131
Figura 9.2 - Erros percentuais - Equação (9.6).....	132
Figura 9.3 - Erros percentuais - Equação (9.7).....	133
Figura II.1 - Curva de calibração do medidor turbina do evaporador .....	148
Figura II.2 - Curva de calibração do medidor turbina do condensador.....	150
Figura III.1 - Diagrama Elétrico.....	162
Figura III.2 - Plataforma dos componentes elétricos.....	163
Figura III.3 - Painel de controle da bancada .....	164
Figura III.4 - Placa eletrônica da EEV e inversor de frequência do compressor .....	164
Figura III.5 - Inversores de frequência dos motores elétricos das bombas .....	164

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Condições máxima e mínima da bancada experimental .....	39
Tabela 3.2 - Estimativa da vazão mássica de R134a através da válvula HP120.....	40
Tabela 4.1 - Variáveis independentes .....	49
Tabela 4.2 - Valores médios das variáveis independentes (Teste típico).....	60
Tabela 4.3 - Valores médios das variáveis dependentes (Teste típico).....	61
Tabela 7.1 - Comparação entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 451W.....	112
Tabela 7.2 - Comparação entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 521W.....	112
Tabela 7.3 - Comparativo entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 461W.....	114
Tabela 7.4 - Comparação entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 381W.....	118
Tabela 7.5 - Comparação entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 390W.....	122
Tabela 8.1 - Parâmetros da Equação 8.1 .....	126
Tabela 8.2 - Parâmetros da Equação 8.2 .....	127
Tabela 8.3 - Parâmetros da Equação 8.3 .....	127
Tabela 8.4 - Coeficientes e variância do ajuste com a Equação (8.4) .....	128
Tabela I.1 - Especificação dos componentes do sistema de refrigeração .....	143
Tabela II. 1 - Especificação dos medidores tipo turbina .....	145
Tabela II. 2 - Resultados da calibração do medidor turbina do evaporador.....	148
Tabela II. 3 - Coeficientes da curva do fator K (medidor turbina do evaporador) .....	149
Tabela II.4 - Resultados da calibração do medidor turbina do condensador.....	149
Tabela II.5 - Coeficientes da curva do fator K (medidor turbina do condensador) .....	150
Tabela II.6 - Especificação dos termopares .....	153
Tabela II.7 - Especificação dos transdutores de pressão absoluta .....	154
Tabela II.8 - Verificação dos transdutores de pressão absoluta de 0-10 bar.....	156
Tabela II.9 - Verificação dos transdutores de pressão absoluta de 0-20 bar .....	156
Tabela II.10 - Especificação do medidor de vazão mássica tipo Coriolis .....	157
Tabela II.11 - Calibração do medidor de vazão mássica tipo Coriolis realizada pelo fabricante ....	157
Tabela II.12 - Especificações e incertezas de medição dos transdutores de grandezas elétricas ...	158
Tabela II.13 - Avaliação do aparato auxiliar de carga de refrigerante.....	159

Tabela II.14 - Especificação do sistema de aquisição de dados .....	160
Tabela III.1 - Especificação dos principais equipamentos do sistema elétrico .....	165
Tabela VI.1 - Incertezas de medição das pressões .....	168
Tabela V.1 - Relação de canais e cabos de instrumentação .....	178

## Lista de Símbolos

### Nomenclatura:

$A_o$	- Área nominal da EEV [m <sup>2</sup> ]
$A_p$	- Área de passagem da EEV [m <sup>2</sup> ]
$AB$	- Abertura da EEV [%]
$c$	- Calor específico [kJ/kg °C]
$C_d$	- Coeficiente de descarga da EEV [-]
$DP$	- Desvio padrão [-]
$\Delta T^{sa}$	- Grau de superaquecimento [°C]
$\Delta T^{sr}$	- Grau de subresfriamento [°C]
$F$	- Frequência [Hz]
$FS$	- Fator de Student [-]
$h$	- Entalpia [J/Kg]
$I$	- Incerteza de medição [-]
$I_c$	- Corrente elétrica [A]
$K$	- Fator de linearização [l]
$\dot{m}$	- Vazão mássica [kg/h]
$N$	- Rotação [rpm]
$P$	- Pressão [bar]
$\dot{Q}$	- Taxa de transferência de calor [W]
$S$	- Sinal de tensão [V]
$T$	- Temperatura [°C]
$U$	- Tensão elétrica [V]
$\dot{V}$	- Vazão volumétrica [lpm]
$\dot{W}_{elet}$	- Potência do compressor [W]

### Letras gregas:

$\varepsilon$	- Efetividade [-]
$\nu$	- Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]



$\rho$  - Densidade [kg/m<sup>3</sup>]

### Índices:

*ajust* - Ajustado  
*BE* - Bomba do evaporador  
*BC* - Bomba do condensador  
*cal* - Calibrado  
*cond* - Condensador ou condensação  
*cor* - Medidor coriolis  
*CP* - Compressor  
*D* - Dispersão  
*evap* - Evaporador ou evaporação  
*exp* - Experimental  
*F* - Frequência  
*g* - Gerado  
*K* - Fator de linearização  
*r* - Fluido refrigerante  
*s* - Fluido secundário  
*tur* - Medido turbina  
*troc* - Trocador de calor interno

### Sobrescritos:

*c* - condensador  
*e* - evaporador  
*sa* - superaquecimento  
*sr* - subresfriamento  
*sat* - saturação

## Resumo

O presente trabalho investigou a influência da rotação do compressor, da abertura do dispositivo de expansão e da carga de refrigerante sobre o desempenho de um sistema de refrigeração, visando à caracterização de regiões de operação de máximo coeficiente de performance. Para tanto, desenvolveu-se um aparato experimental constituído por um compressor de rotação variável (CRV), uma válvula de expansão eletrônica (EEV) tipo PWM (*Pulse Width Modulation*) e uma célula de carga de refrigerante.

Foram realizados ensaios experimentais variando-se a rotação do compressor, a abertura da EEV e a carga de refrigerante, além das condições nos trocadores de calor. Os resultados mostraram que, para cada abertura da EEV e para cada rotação do compressor há uma carga de refrigerante ótima. Testes com carga de refrigerante fixa mostraram que para cada capacidade de refrigeração existe um par de abertura da EEV / rotação do compressor que proporciona um COP máximo. Além disso, observou-se que os pontos de COP máximo são caracterizados por um grau de superaquecimento na saída do evaporador de aproximadamente 2°C.

Testes comparativos mostraram que sistemas montados com CRV e EEV são sempre mais eficientes do que sistemas com CRV e dispositivo de expansão de restrição constante e do que sistemas com compressor de rotação fixa e EEV. Em condições de baixa carga térmica, o primeiro sistema apresentou uma potência consumida 15% inferior à do segundo e 22%, à do terceiro. Em condições de alta carga térmica, o primeiro sistema apresentou uma capacidade de refrigeração máxima 21% superior à do segundo e 13%, à do terceiro. Há, portanto, um grande potencial para redução do consumo de energia de sistemas de refrigeração utilizando combinações de EEVs e CRVs.

Este trabalho propôs ainda uma metodologia alternativa para controle da abertura da EEV através do mapeamento dos pontos ótimos de operação do sistema. Por fim, foram apresentadas algumas correlações experimentais para o coeficiente de descarga da EEV utilizada no presente trabalho.

## Abstract

This work investigated the influence of the compressor speed, expansion valve opening, and refrigerant charge on the performance of a refrigeration system, with the purpose of identifying regions where the system operated with maximum COP. For doing so, an experimental apparatus, comprising a variable speed compressor (CRV), a PWM (*Pulse Width Modulated*) electronic expansion valve (EEV) and a device to control the system refrigerant charge, was specially designed and constructed.

Experiments were carried out, varying the compressor speed, the EEV opening, the refrigerant charge and the secondary fluid temperature at the inlet of the heat exchangers. It was shown that for each compressor speed and EEV opening there was an optimum refrigerant charge. It was also shown that for a specific refrigerant charge, there was a pair of compressor speed/EEV opening that yielded a maximum COP for each cooling capacity. It was also observed that the maximum COP points were characterized by a superheating degree at the outlet of the evaporator of approximately 2°C.

The test results indicated that the CRV/EEV systems were always more efficient than the CRV/Fixed aperture expansion device systems and also to the Fixed speed compressor/EEV systems. For low thermal loads the power consumption of the first system was 15% lower than the second and 22% lower than the third one. For high thermal loads the first system generated a maximum cooling capacity 21% higher than the second and 13% higher than the third system. There is, therefore, great potential for minimizing the energy consumption in refrigeration systems by applying the proper combination of EEVs and CRVs.

An alternative methodology for controlling the opening of EEVs based on the system optimum operation points was also introduced. Experimental correlations for the discharge coefficient of the EEV used in this work were also developed.

# 1. Introdução

## 1.1 Um Breve Histórico

A primeira aplicação de um sistema de controle automático ocorreu na Grécia, no período entre 300 e 1 a.C.. Tratava-se de uma bóia reguladora de nível utilizada num relógio d'água, conhecido como relógio de Ktesibios (Figura 1.1). A bóia tinha a função de manter constante o nível de água no tanque intermediário e conseqüentemente a vazão de água liberada para o tanque inferior. Através desta montagem, a taxa de elevação da haste indicadora do tempo permanecia constante, o que garantia a precisão do relógio.

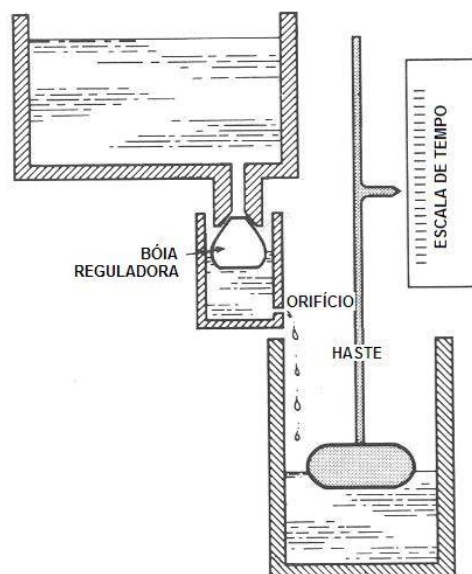


Figura 1.1 - Esquema do relógio de Ktesibios (Dorf, 1990).

Na Europa pós Idade Média, o primeiro registro de um sistema de controle deve-se a um controlador de temperatura desenvolvido por Cornelis Drebbel (1572-1633). Em 1681, Dennis Papin (1642-1712) introduziu o primeiro regulador de pressão para um aquecedor a vapor. O regulador de Papin era similar à válvula de alívio utilizada atualmente em painéis de pressão domésticas.

O primeiro sistema de controle automático utilizado num processo industrial deve-se a James Watt, que desenvolveu o controlador *Flyball*, esquematizado na Figura 1.2. Tal sistema foi desenvolvido em 1769, tinha ação totalmente mecânica e era utilizado para controlar a rotação de

uma máquina a vapor. O dispositivo de James Watt utilizava o movimento de duas esferas, gerado pela rotação da máquina, para controlar uma válvula de alimentação de vapor. Quando a rotação aumentava, por exemplo, as esferas afastavam-se do seu eixo e um mecanismo de barras transmitia esse movimento para a válvula. Então, a válvula restringia a passagem de vapor, o que diminuía a rotação da máquina.

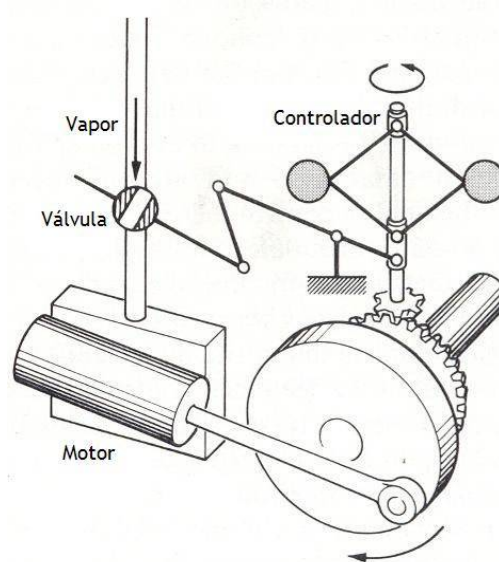


Figura 1.2 - Esquema do controlador Flyball de James Watt (Dorf, 1990)

Além da área de controles, o século XVIII também trouxe contribuições significantes para o segmento de refrigeração mecânica. Em 1755, por exemplo, o escocês William Cullen produziu gelo a partir da evaporação de éter, embora esta descoberta não tenha despertado qualquer interesse na época.

Foi somente em 1856, cerca de cem anos após o experimento Cullen, que James Harrison introduziu o primeiro equipamento comercial para a produção de frio, com base no princípio de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Até então, o resfriamento de bebidas e de alimentos e até mesmo a climatização de ambientes eram realizados com gelo natural.

Até a primeira década do século XX, os sistemas de refrigeração mecânica eram utilizados principalmente na produção de gelo e em câmaras frias para armazenagem de alimentos e de bebidas. Esses equipamentos, geralmente de grande porte, eram movidos por máquinas a vapor. O fluxo de fluido refrigerante e a vazão de água no condensador eram controlados através de válvulas manuais operadas por técnicos experientes. A capacidade de refrigeração era controlada através da máquina a vapor que, por sua vez, era de difícil controle e exigia uma atenção especial dos

operadores. O risco de vazamento de fluidos refrigerantes tóxicos, o alto custo, as grandes dimensões e sem dúvida a ausência de sistemas de controle adequados eram fatores que dificultavam a utilização de sistemas de refrigeração em aplicações domésticas e comerciais de pequeno porte.

A refrigeração mecânica ganhou um novo impulso com o aparecimento do motor elétrico no final do século XIX. O motor elétrico de indução foi patenteado pela primeira vez em 1895. Em 1915, já podiam ser encontrados no mercado motores com potências menores que 0,9kW, manufaturados por diversos fabricantes.

No final do século XIX, a necessidade por sistemas de refrigeração para residências e estabelecimentos comerciais era considerável. Isto forçou o desenvolvimento de sistemas de refrigeração de menor porte e de novas alternativas de controle. Tal fato pode ser comprovado através do registro de inúmeras patentes de válvulas termostáticas e pressostáticas, naquela época chamadas de válvulas de expansão automáticas. Muitas dessas patentes constituíram a base tecnológica da indústria de refrigeração em boa parte do século XX. Cabe lembrar que o conceito de válvula de expansão termostática foi apresentado pela primeira vez em 1911, numa patente registrada por Albert Marshall.

Em 1905, a *Automatic Refrigerating Company*, originária da *General Electric*, utilizou as melhores idéias contidas nas patentes da época para desenvolver um sistema de refrigeração automático para estabelecimentos comerciais e residenciais. O equipamento foi desenvolvido com sucesso, embora o tamanho e o custo fossem proibitivos para aplicações domésticas. A Figura 1.3 mostra um anúncio publicitário veiculado pela *Automatic Refrigerating Company*, onde fica evidente a ênfase dada à característica automática do equipamento.



Figura 1.3 - Anúncio publicitário da *Automatic Refrigerating Company* (Nagengast, 2004)

Em 1914, a *Mechanical Refrigerator Company* desenvolveu um dos mais revolucionários sistemas de refrigeração de pequeno porte da época, chamado *DOMELRE*, uma contração de *Domestic Electric Refrigerator*. O sistema foi uma tentativa de substituir o bloco de gelo utilizado nas geladeiras da época. A Figura 1.4 mostra que o *DOMELRE* era um equipamento do tipo *self-contained*, com a unidade condensadora montada sobre o gabinete. O condensador era resfriado a ar e o compressor era movido por um motor elétrico de indução de ¼ hp. O sistema era totalmente automático. Um termostato bi-metálico controlava a operação do compressor, de acordo com a temperatura no compartimento refrigerado. O fluxo de fluido refrigerante era controlado por uma válvula de expansão pressostática. Este equipamento não foi, entretanto, comercializado.

Em 1927, a *General Electric* lançou o *Monitor Top*, que se tornou um grande sucesso em vendas. Além de utilizar um compressor hermético, este sistema possuía custo e consumo de energia inferiores aos dos concorrentes. A Figura 1.5 mostra um anúncio veiculado pela *General Electric*.

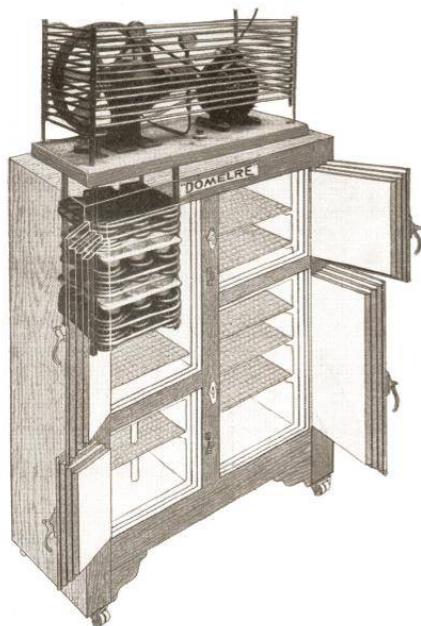


Figura 1.4 - Ilustração do *DOMELRE*  
(Nagengast, 2004)

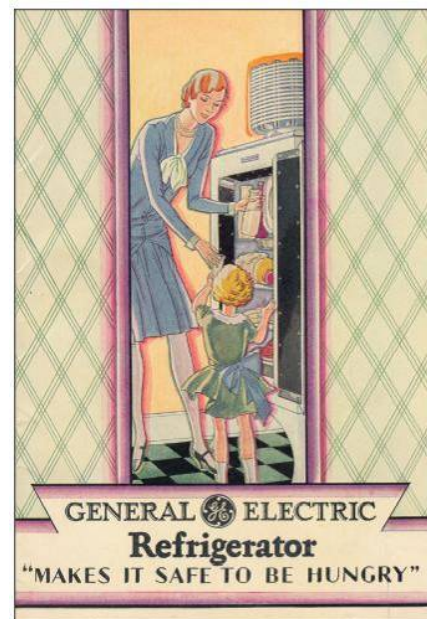


Figura 1.5 - Propaganda do *Monitor Top*  
(Nagengast, 2004)

Em 1930, cientistas da *Frigidaire*, liderados por Thomas Midgley, introduziram os hidrocarbonetos halogenados como fluidos refrigerantes. As substâncias introduzidas por Midgley, chamadas de CFCs, apresentavam excelentes características termodinâmicas, não eram tóxicas,

nem inflamáveis. A toxicidade e a inflamabilidade dos fluidos refrigerantes até então utilizados eram um grande obstáculo à popularização dos refrigeradores domésticos. Da década de 30 à de 90, o CFC-12 foi o fluido refrigerante mais empregado em refrigeradores domésticos.

Com os principais problemas técnicos superados, a indústria de refrigeradores voltou-se para melhorias em termos de aparência, custo e eficiência. A concorrência logo trouxe menores preços e produtos com menor consumo de energia. A *Frigidaire*, por exemplo, que dominou o mercado de refrigeradores domésticos na década de 20, viu suas vendas caírem bastante particularmente depois que a *General Electric* e a *Westinghouse* entraram no mercado com refrigeradores mais eficientes.

Em linhas gerais, a utilização de controles automáticos foi fundamental para viabilizar os primeiros sistemas de refrigeração domésticos e comerciais de pequeno porte no início do século XX. Atualmente, a área de controles é ainda vital para a manutenção de níveis de temperatura adequados nos compartimentos refrigerados e para o aumento da eficiência energética de tais equipamentos.

É válido ressaltar que as informações de cunho histórico apresentadas nesta seção foram extraídas dos trabalhos de Dorf (1990), Holladay (1994), Briley (2004) e Nagengast (2004).

## 1.2 Um Panorama Atual da Refrigeração

Com a introdução dos CFCs, a indústria de refrigeração expandiu-se rapidamente. No início da década de 30, apenas 15% das famílias norte-americanas que dispunham de eletricidade possuíam refrigeradores. Em 1944 esse número já era de 70% e no ano de 1958, atingiu 94% (Radermacher e Kim, 1996). Hoje, esta mesma fração é de aproximadamente 99,5%. Essa expansão deu-se de forma semelhante em vários países, incluindo o Brasil.

Com o aumento do número de equipamentos de refrigeração, cresceu também a participação desse setor na matriz energética. A refrigeração doméstica, que compreende tradicionalmente os refrigeradores e freezers domésticos, responde por 32% do consumo de energia elétrica do setor residencial no Brasil (PROCEL, 2001). Esse valor corresponde a 8% de toda a energia elétrica consumida no país (PROCEL, 2001).

No setor comercial, a refrigeração responde por 17% do consumo de energia elétrica (PROCEL, 2001). A refrigeração comercial inclui equipamentos encontrados tipicamente em



supermercados tais como expositores para resfriados (bebidas, vegetais, laticínios e carnes), expositores para alimentos congelados, além de congeladores e balcões frigoríficos para usos diversos, bebedouros etc. As Figuras 1.6 a 1.8 mostram alguns exemplos desses equipamentos.



Figura 1.6 - Balcão frigorífico para uso geral

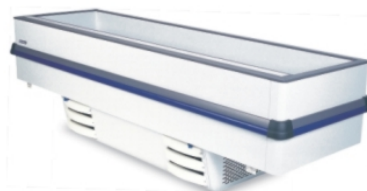


Figura 1.7 - "Ilha" para congelados



Figura 1.8 - Refrigeradores verticais para bebidas

O consumo total de energia também vem crescendo continuamente. No Japão, por exemplo, o consumo de energia no ano 2000 foi aproximadamente nove vezes superior ao registrado em 1955. No Brasil, somente no período de 1999 a 2004, o consumo de energia elétrica cresceu mais de 10% (PROCEL, 2005). Em muitos países, infelizmente, o crescimento do consumo não vem sendo acompanhado por um aumento da oferta de energia.

Questões ambientais, como o efeito estufa, também estão associadas com o consumo de energia elétrica. Isto porque mais da metade da energia elétrica gerada no mundo provém de usinas termelétricas, às custas da queima de combustíveis fósseis e da emissão de gás carbônico, substância que contribui para o efeito estufa.

Assim, diante de uma conjuntura atual de escassez energética e forte apelo ambiental, órgãos governamentais e não governamentais têm estimulado diversos ramos da indústria, incluindo o da refrigeração, a aumentar a eficiência energética de seus produtos através de campanhas, de leis específicas e de incentivos.

No Japão, por exemplo, a cada ano o refrigerador mais eficiente ganha um selo exclusivo chamado *Top-Runner* e serve de referência para a etiquetagem dos modelos com eficiência inferior. Através deste programa, entre 1998 e 2004, a eficiência dos refrigeradores vendidos no Japão aumentou aproximadamente 30%.

No Brasil também há um programa de etiquetagem da eficiência energética. As etiquetas classificam os refrigeradores em categorias de "A" (mais eficiente) à "G" (menos eficiente). Os

equipamentos de classe “A” ganham também o selo PROCEL, como produto que consome menos energia.

Nos Estados Unidos, o Departamento de Energia (DOE) estabelece limites máximos de consumo de energia para refrigeradores e também concede aos fabricantes incentivos financeiros proporcionais à redução do consumo de energia de seus produtos. Vale lembrar ainda que as metas de redução e os limites máximos de consumo de energia são continuamente atualizados, obrigando os fabricantes a melhorar constantemente a eficiência de seus produtos.

Diante dessas circunstâncias, a indústria de refrigeração tem investido fortemente em pesquisas para aumentar a eficiência energética dos seus produtos. A otimização de trocadores de calor e o aumento da eficiência do compressor estão entre as alternativas mais freqüentemente consideradas (Kim, 2002).

Um outro ponto a ser destacado é a presença cada vez mais forte de dispositivos eletrônicos em sistemas de refrigeração de pequeno porte, devido ao intenso desenvolvimento do campo da eletrônica nos últimos anos. Um exemplo disso são alguns refrigeradores *syde-by-side* lançados recentemente pela *General Electric* nos Estados Unidos. Esses refrigeradores possuem sensores eletrônicos e mostradores digitais de temperatura para os dois compartimentos internos (Figura 1.9). Além disso, há uma função especial denominada *TurboCool™*, através da qual se pode aumentar a capacidade de refrigeração do sistema, atuando sobre a rotação do compressor (Figura 1.10).



Figura 1.9 - Mostradores digitais de temperatura dos compartimentos internos (GEAppliances, 2006)



Figura 1.10 - Função *TurboCool™* para aumento da capacidade (GEAppliances, 2006)

O avanço do campo da eletrônica também permitiu a introdução de compressores e ventiladores de rotação variável e de dispositivos de expansão com abertura variável. Tais componentes permitem a implementação de estratégias de controle energeticamente inteligentes,

capazes de melhorar o controle de temperatura e de reduzir o consumo de energia. O desenvolvimento de uma estratégia de controle adequada, envolvendo principalmente o controle do compressor e do dispositivo de expansão, deve passar necessariamente por uma fase experimental, foco do presente trabalho.

### 1.3 O Ciclo de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor

A maioria dos refrigeradores domésticos e dos equipamentos de refrigeração comerciais de pequeno porte emprega o princípio de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

Tais sistemas são constituídos por quatro componentes principais: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, formando um ciclo termodinâmico. A Figura 1.11 mostra um esquema do ciclo em questão.

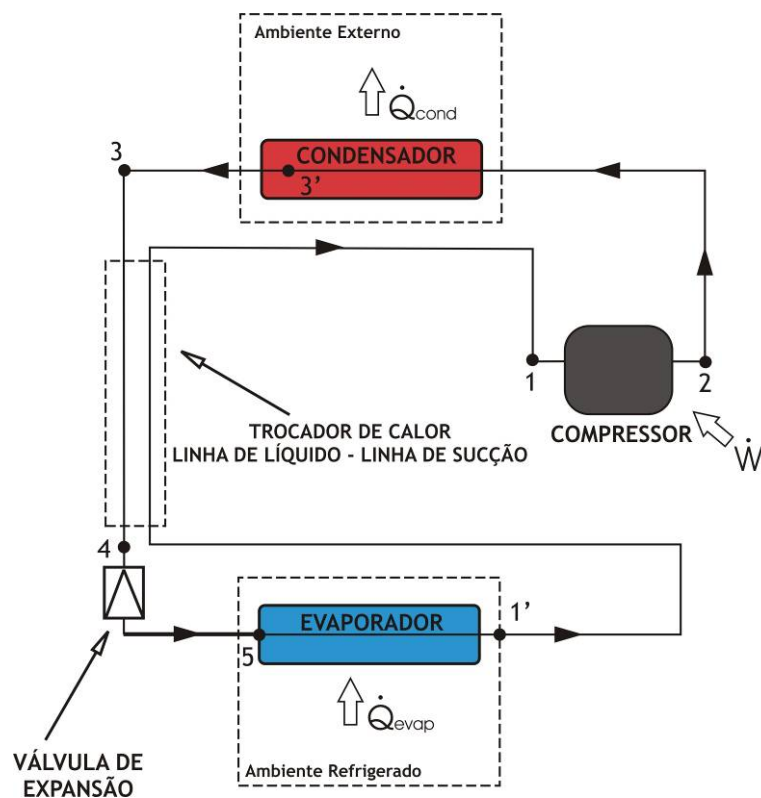


Figura 1.11 - Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor

Na Figura 1.11, partindo-se do ponto 1, o fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido a baixa pressão é succionado pelo compressor, onde é comprimido até o ponto 2 mediante a realização de trabalho pelo compressor ( $\dot{W}$ ). Do compressor o refrigerante vai ao

condensador, onde sofre resfriamento, condensação e subresfriamento ( $2 \rightarrow 3' \rightarrow 3$ ) ao rejeitar calor ( $\dot{Q}_{cond}$ ) para o ambiente externo. Após o condensador, o fluido refrigerante passa pelo trocador de calor linha de sucção - linha de líquido. Neste componente, o fluido vindo do condensador transfere calor ( $3 \rightarrow 4$ ) para o fluido que sai do evaporador ( $1' \rightarrow 1$ ), o que aumenta o grau de subresfriamento do fluido na entrada da válvula de expansão. Em seguida, o líquido a alta pressão passa pela válvula de expansão, originando uma mistura de líquido e vapor a baixa pressão e temperatura ( $4 \rightarrow 5$ ). No evaporador, a mistura líquido-vapor absorve calor ( $\dot{Q}_{evap}$ ) do ambiente refrigerado, atingindo o estado de vapor no ponto  $1'$ . Em seguida, o fluido passa pelo trocador de calor interno, onde absorve calor da linha de líquido, tornando-se superaquecido ( $1' \rightarrow 1$ ).

A Figura 1.12 ilustra os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do ciclo mencionado, através de um diagrama P-h.

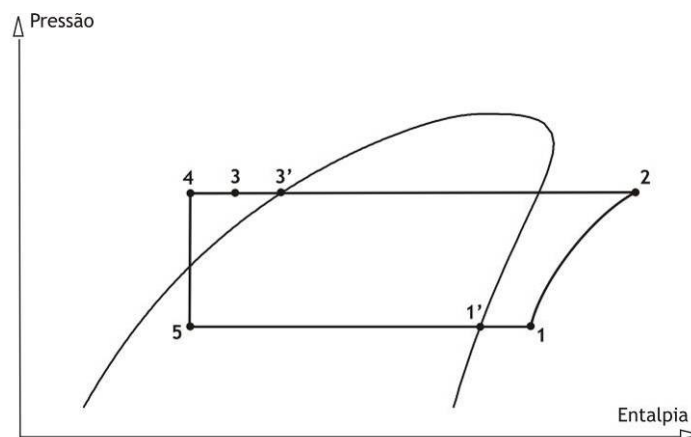


Figura 1.12 - Diagrama P-h do ciclo de refrigeração ilustrado na Figura 1.11

## 1.4 Sistemas de Refrigeração com Componentes Variáveis

Sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor de pequeno porte empregam geralmente um compressor hermético de rotação constante, um tubo capilar como dispositivo de expansão e um termostato para controle da temperatura do compartimento refrigerado.

Nos últimos anos, com o desenvolvimento e a redução do custo de componentes eletrônicos, compressores de rotação variável e dispositivos de expansão com abertura eletronicamente variável vêm lentamente substituindo os componentes convencionais. O objetivo

desta seção é exatamente o de discutir de forma qualitativa as principais vantagens associadas à utilização de componentes com ação variável.

#### *1.4.1 Compressor de Rotação Variável*

A capacidade dos sistemas de refrigeração precisa ser adequadamente controlada para que a temperatura do compartimento refrigerado mantenha-se dentro do valor desejado. Em sistemas com compressores de rotação constante, utiliza-se um termostato para ligar e desligar o compressor, enquanto que em sistemas com compressores variáveis, atua-se sobre a rotação. A opção por um ou outro tipo de controle é decisiva para o consumo de energia do equipamento.

Sistemas de refrigeração com compressor de rotação constante são projetados para atender uma demanda máxima de carga térmica, o que faz com que estes operem em condições de carga parcial durante a maior parte de sua vida útil (Tassou e Qureshi, 1998 e Aprea e Mastrullo, 2002). Diz-se que um sistema opera em carga parcial quando a sua capacidade de refrigeração é superior à carga térmica. Nessas condições, o controle termostático impõe uma ciclagem (“liga/desliga”) ao compressor para que a temperatura média no interior do compartimento refrigerado mantenha-se aproximadamente constante (Aprea e Mastrullo, 2002). Em maior ou menor extensão, a ciclagem reduz a eficiência do sistema e prejudica o controle de temperatura (Tassou e Qureshi, 1998).

Segundo Tassou e Qureshi (1996), a variação da rotação do compressor é o meio energeticamente mais eficiente para controlar a capacidade de refrigeração de um sistema, pois, neste caso, a capacidade de refrigeração ajusta-se à carga térmica. Em condições de baixa carga térmica, por exemplo, o compressor reduz a rotação e conseqüentemente a capacidade de refrigeração, minimizando assim a frequência de ciclagem. Com a redução da rotação há uma diminuição das perdas por atrito no compressor e uma queda da razão de compressão, ou seja, um decréscimo da diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação do sistema. A conseqüência direta disto é um aumento do coeficiente de performance e uma redução do consumo de energia do compressor.

Tassou e Qureshi (1996) reportam diversos trabalhos sobre a utilização de compressores de rotação variável, mostrando que em todos os casos a introdução desses equipamentos provocou uma redução do consumo de energia. Maiores detalhes serão apresentados na seção 2.2 deste trabalho.

Outras vantagens associadas com a utilização de compressores de rotação variável são:

- i. redução das flutuações de temperatura e umidade no compartimento refrigerado;
- ii. menor tempo de abaixamento da temperatura;
- iii. redução do nível de ruído gerado.

Em face do exposto acima, portanto, ficam evidentes os benefícios da utilização de compressores de rotação variável em sistemas de refrigeração. Entretanto, qual seria o dispositivo de expansão mais adequado para ser instalado num sistema de refrigeração dotado de um compressor de rotação variável?

#### *1.4.2 Dispositivos de Expansão de Abertura Variável*

Além de manter uma diferença de pressão adequada entre os lados de alta e baixa pressão do sistema, o dispositivo de expansão tem a função de controlar a vazão de fluido refrigerante que entra no evaporador. Dispositivos de expansão podem apresentar uma restrição constante, como os tubos capilares, ou variável, como as válvulas de expansão termostáticas (TEVs) e as válvulas de expansão eletrônicas (EEVs).

A performance do dispositivo de expansão tem um papel crucial em sistemas com compressor de rotação variável, uma vez que o controle ótimo do grau de superaquecimento na saída do evaporador implica num controle preciso da capacidade de refrigeração e numa maior eficiência energética (Choi e Kim, 2003).

O dispositivo de expansão deve regular o grau de superaquecimento na saída do evaporador de forma a mantê-lo adequadamente preenchido com fluido bifásico, independentemente da rotação de trabalho do compressor. Um grau de superaquecimento elevado reduz a efetividade do evaporador e conseqüentemente a capacidade de refrigeração. Por outro lado, o inundamento do evaporador pode provocar um “golpe de líquido” no compressor (Outtgarts *et al.* 1997).

Tubos capilares são largamente empregados como dispositivo de expansão em sistemas herméticos de refrigeração de pequeno porte. Apesar da simplicidade e do baixo custo, o tubo capilar é um dispositivo de expansão com restrição constante, fornecendo, portanto, um fluxo de refrigerante adequado numa faixa de condições de operação bastante restrita. Qualquer variação da

carga térmica ou da temperatura de condensação em relação às de projeto resulta em redução da performance do sistema (Stoecker e Jones, 1985). Apesar de serem dispositivos com restrição fixa, os tubos capilares são também empregados em sistemas com compressor de rotação variável, devido ao seu baixo custo.

Por sua vez, as válvulas de expansão termostáticas (TEVs), bastante comuns em sistemas de médio porte, são capazes de regular adequadamente o fluxo de fluido refrigerante numa faixa de operação bem mais ampla, através do controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador. Todavia, a aplicação das TEVs é praticamente inviável em sistemas de pequeno porte devido ao seu alto custo. Além disso, em condições de baixa capacidade de refrigeração em relação à de projeto, esse tipo de válvula apresenta instabilidades no controle do grau de superaquecimento, acarretando perda de eficiência do sistema de refrigeração. Esse fenômeno é conhecido como *hunting* (Tassou e Al-Nizari, 1991).

O problema mencionado anteriormente pode ser ainda mais acentuado em sistemas com compressores de rotação variável, onde a amplitude de variação da capacidade de refrigeração é maior que em sistemas com compressores convencionais. É válido ressaltar que os trabalhos de Outtgarts *et al.* (1996), de Tassou e Qureshi (1996) e de Aprea e Mastrullo (2002) desaprovam inclusive a utilização de TEVs em sistemas com compressores de rotação variável, justamente devido a instabilidades no controle do grau superaquecimento. Segundo esses autores, o dispositivo de expansão mais adequado para operar com tais compressores são as válvulas de expansão eletrônicas (EEVs).

Na última década, acompanhando a explosão na tecnologia de computadores, de *microchips* e de *PLCs* (Controladores Lógico-Programáveis), vários fabricantes de componentes para refrigeração introduziram uma alternativa para as TEVs: as válvulas de expansão eletrônicas (Dern, 2005).

Na verdade, as EEVs são versões elétricas das TEVs (Dern, 2005), pois a força motriz que abre ou fecha o orifício de passagem é de natureza elétrica. As EEVs permitem um controle eletrônico da abertura de passagem e conseqüentemente do grau de superaquecimento na saída do evaporador, o que reduz as instabilidades no controle dessa variável. Além disso, essas válvulas respondem mais rapidamente a variações nas condições de operação do sistema (Tassou e Nizari, 1991).

O presente trabalho visa avaliar a performance de um sistema de refrigeração que emprega um compressor de rotação variável e uma válvula de expansão de abertura eletronicamente variável. Além disso, esse trabalho abordará o efeito da carga de fluido refrigerante, variável esta com efeito fundamental sobre o comportamento do sistema. Espera-se que este trabalho possa trazer subsídios para o desenvolvimento futuro de sistemas de controle energeticamente mais eficientes para sistemas de refrigeração.





## 2. Revisão Bibliográfica e Objetivos

A revisão bibliográfica descreverá de forma crítica alguns trabalhos encontrados na literatura abordando o efeito da carga de fluido refrigerante e da utilização de compressores de rotação variável e de dispositivos de expansão variáveis sobre o desempenho de sistemas de refrigeração.

### 2.1 Carga de Refrigerante

A carga de fluido refrigerante afeta fortemente o consumo de energia de sistemas de refrigeração de pequeno porte. A falta ou o excesso de carga degrada a performance do sistema de refrigeração (Choi e Kim, 2002).

Farzad e O'Neal (1993) investigaram experimentalmente o efeito da carga de refrigerante sobre a performance de um condicionador de ar tipo *split* com capacidade nominal de 3,0TR, utilizando dois dispositivos de expansão: uma válvula de expansão termostática (TEV) e um tubo capilar. O condicionador de ar em questão foi montado num calorímetro psicrométrico composto por dois ambientes distintos com temperatura e umidade controladas, um para a unidade de condensação e outro para a de evaporação. A carga de fluido refrigerante que, em condições pré-estabelecidas nos dois ambientes, maximizou o COP do sistema com tubo capilar foi considerada como ótima. Nos demais testes, a carga de refrigerante foi variada entre -20% e +20% em relação à carga ótima, com incrementos de 5%. Os autores concluíram que, em sistemas com tubo capilar, a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance são mais sensíveis a variações da carga de refrigerante do que em sistemas com TEV. Com uma carga de refrigerante reduzida, por exemplo, houve uma redução da capacidade de refrigeração e do COP e um aumento do grau de superaquecimento na saída do evaporador do sistema com tubo capilar. No sistema com a TEV, tais efeitos foram bastante atenuados, devido ao controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador. A TEV compensou a falta de carga de fluido refrigerante, aumentando a sua abertura de passagem e conseqüentemente suprindo o evaporador com uma vazão de refrigerante apropriada. Cabe ressaltar que esse trabalho não abordou o efeito da rotação do compressor.

Choi e Kim (2004) estudaram experimentalmente o efeito da carga de fluido refrigerante sobre a performance de um sistema de refrigeração, considerando uma EEV e um tubo capilar como dispositivos de expansão. Ao contrário do trabalho de Farzad e O'Neal (1993), o trabalho de Choi e Kim (2004) foi realizado numa bancada experimental especialmente desenvolvida (Figura 2.1). Esta bancada operava com R407C e tinha capacidade nominal igual a 3,5kW. O condensador e o evaporador, ambos do tipo tubo-em-tubo, eram alimentados independentemente por dois circuitos auxiliares de fluido secundário cuja temperatura era controlada por dois banhos de temperatura constante. A EEV era do tipo motor de passo e mantinha o grau de superaquecimento na saída do evaporador controlado em 5°C.

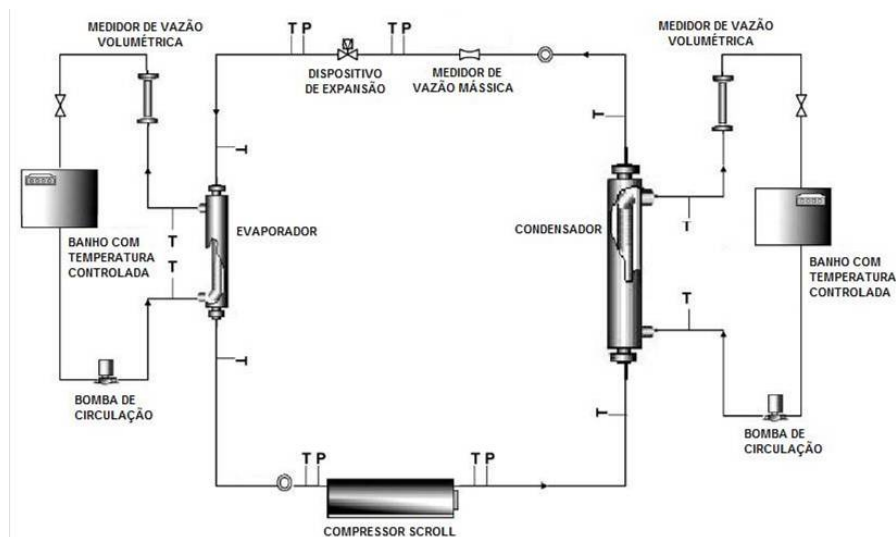


Figura 2.1 - Diagrama esquemático da bancada utilizada por Choi e Kim (2004)

Durante os testes realizados por Choi e Kim (2004), a carga de refrigerante foi variada entre -20% e +20% em relação à carga ótima do sistema com tubo capilar, numa condição de temperatura nos banhos definida como padrão, a saber, 25°C no banho do evaporador e 34°C no banho do condensador. Os autores concluíram que, em termos de performance, o sistema com EEV é menos sensível a variações da carga de refrigerante do que o sistema com tubo capilar. Tal fato, a exemplo das observações de Farzad e O'Neal (1993), explica-se pela variação da abertura da EEV em função da variação da carga de refrigerante, o que não acontece no sistema com tubo capilar. Choi e Kim (2004) relatam ainda a tendência de substituição gradual de dispositivos de expansão convencionais como os tubo capilares e as TEVs pelas EEVs, devido à crescente utilização de

compressores de rotação variável. Deve-se ressaltar, entretanto, que o trabalho de Choi e Kim (2004) não explorou o efeito da rotação do compressor.

## 2.2 Compressores de Rotação Variável

Na seção 1.4.1, mostrou-se de forma qualitativa o impacto da utilização de compressores de rotação variável sobre o consumo de energia de equipamentos de refrigeração. Agora, a intenção é explorar, em maiores detalhes, alguns trabalhos da literatura com foco na aplicação desses compressores.

Cohen *et al.* (1974) analisaram as potencialidades de redução do consumo de energia com a aplicação de compressores de capacidade variável em sistemas de refrigeração domésticos, comerciais e em condicionadores de ar. Os autores concluíram que a variação da capacidade do compressor poderia proporcionar, em regime cíclico, de 28 a 35% de redução do consumo de energia.

Lida *et al.* (1982) realizaram ensaios experimentais num sistema de refrigeração com capacidade nominal de 3,0kW. Durante os testes, a rotação do compressor foi variada entre 25 e 75Hz. Os resultados obtidos por Lida *et al.* (1982) também indicaram um aumento da eficiência energética do sistema com a introdução de um compressor de velocidade variável. Em regime cíclico, o consumo de energia do sistema com compressor de velocidade variável foi de 20 a 26% inferior ao obtido com o compressor convencional.

Shimma *et al.* (1988) investigaram o desempenho de um condicionador de ar, montado com um compressor de rotação variável. A rotação do compressor era controlada por um controlador lógico PI (Proporcional e Integral), que utilizava a temperatura do ar do ambiente climatizado como variável de entrada. O controle de rotação proporcionou uma redução de 50% na oscilação da temperatura ambiente, em relação à obtida com controle *on-off* tradicional. Durante os testes de partida do sistema, observou-se uma redução do tempo para se atingir a temperatura desejada (*set-point*), devido ao aumento da rotação do compressor.

Tassou e Qureshi (1996) mostraram que o controle da capacidade de refrigeração é fundamental para a redução do consumo de energia de equipamentos de refrigeração. O controle de capacidade reduz as perdas associadas à ciclagem do compressor e melhora a eficiência de regime

permanente devido à menor diferença de pressão à que o compressor é submetido em condições de carga térmica parcial.

Tassou e Qureshi (1996) mostraram também uma comparação entre diversos métodos de controle da capacidade de refrigeração: *on/off*, *by-pass* de gás quente, controle da pressão de sucção, variação da rotação do compressor etc. Segundo esses autores, a técnica energeticamente mais eficiente é a que utiliza a variação da rotação do compressor.

Os trabalhos de Tassou e Qureshi (1996) e de Shimma *et al.* (1988) ressaltaram a importância da utilização de dispositivos de expansão adequados em sistemas com compressores de rotação variável, entretanto nenhum dos autores realizou qualquer estudo específico a esse respeito.

## 2.3 Dispositivos de Expansão de Abertura Variável

Na seção 1.4.2, foram discutidas de forma qualitativa as vantagens de utilização das EEVs em substituição aos tubos capilares e às TEVs. Agora, a intenção é explorar, em maiores detalhes, alguns trabalhos experimentais que avaliaram a performance de EEVs e TEVs.

Tassou e Nizari (1991) investigaram a performance de um *chiller* de 25 kW com R22 como fluido refrigerante, montado com um compressor de quatro cilindros de rotação constante e com uma válvula de expansão eletrônica (EEV). Foram realizados ensaios de partida a frio e a quente, com graus de superaquecimento de 6°C, 8°C, 10°C, 12°C e 14°C. Para um mesmo grau de superaquecimento, o sistema de refrigeração atingiu o regime permanente mais rápido na partida quente do que na fria. Os autores concluíram também que, quanto maior o grau de superaquecimento, menores eram as oscilações no controle dessa variável e menor era a capacidade de refrigeração do sistema. Os efeitos da carga de fluido refrigerante e da presença de um compressor de rotação variável não foram explorados.

Outtgarts *et al.* (1996) estudaram experimentalmente o comportamento de um evaporador equipado com uma EEV e submetido a variações da rotação do compressor. Dois algoritmos para o controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador foram avaliados: o PID (Proporcional-Integral-Derivativo) e o OQR (*Optimal Qualitative Regulation*). O sistema de refrigeração incluía um compressor aberto de rotação variável com capacidade máxima de 6,0kW e uma válvula de expansão eletrônica com motor de passo de 0 (zero) a 800 pulsos, sendo que em 0 (zero) a EEV

estava totalmente fechada e em 800 pulsos, completamente aberta. Durante os testes, a temperatura de condensação foi mantida constante em 50°C, o grau de subresfriamento na entrada da EEV, em 4°C e o superaquecimento de controle (*setpoint*), em 7°C. A rotação do compressor foi variada entre 1000 e 3000rpm. Nos testes em regime permanente, a EEV conseguiu manter o grau de superaquecimento na saída do evaporador sempre no valor de *setpoint*, independente da rotação do compressor e do algoritmo de controle aplicado. Segundo os autores, este comportamento não seria observado com uma TEV, pois o grau de superaquecimento sofreria uma variação em função da temperatura de evaporação e da rotação do compressor. Os testes em regime transiente incluíram situações onde a rotação era repentinamente variada e também situações de partida do sistema de refrigeração. Nos testes com uma variação súbita de 1000rpm na rotação do compressor, ambos os algoritmos proporcionaram tempos reduzidos de estabilização do grau de superaquecimento. Nos testes de partida fria, o desempenho da EEV com os dois algoritmos foi comparado com o de três TEVs. Nessas condições, independentemente do algoritmo utilizado, a EEV conseguiu estabilizar o grau de superaquecimento na saída do evaporador num tempo de 4 a 14 vezes menor que as TEVs. Apesar de ter explorado o funcionamento de uma EEV com um compressor de rotação variável, o trabalho de Outtgarts *et al.* (1996) enfatizou apenas o comportamento do evaporador e o controle do grau de superaquecimento. O comportamento dos outros componentes, como o compressor e o condensador, e do próprio sistema como um todo não foi explorado. Por exemplo, a potência do compressor e o COP do sistema não foram avaliados. Além disso, o efeito da carga de refrigerante não foi contemplado.

Aprea e Mastrullo (2002) realizaram um estudo experimental para comparar a performance energética de um sistema de refrigeração, montado com uma EEV e com uma TEV, em condições de regime permanente e transiente. Nos testes de regime transiente foram consideradas duas situações: partida equalizada e não-equalizada. As válvulas foram montadas em paralelo na entrada de um evaporador com convecção forçada de ar pertencente a um sistema de refrigeração dotado de um condensador resfriado à água e de um compressor semi-hermético. Os testes foram realizados com os fluidos refrigerantes R22 e R407C. A EEV controlava o grau de superaquecimento na saída do evaporador em 10°C através um controlador tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo). No caso da TEV, o grau de superaquecimento de controle também foi ajustado em 10°C. Os autores concluíram que a EEV e a TEV forneciam coeficientes de performance similares em condições de

regime permanente, o que não ocorria em regime transiente, onde a EEV proporcionava um melhor desempenho. Segundo esses autores, as principais vantagens das EEVs são a rápida resposta a variações das condições de operação, a facilidade de ajuste do grau de superaquecimento de controle (*setpoint*) e as menores oscilações no controle dessa variável. Aprea e Mastrullo (2002) ressaltam ainda que as EEVs são os dispositivos de expansão mais adequados para operar em sistemas montados com compressores de rotação variável. Apesar dessa observação, Aprea e Mastrullo (2002) não estudaram o efeito da rotação do compressor.

Shanwei *et al.* (2005) realizaram uma série de ensaios experimentais com EEVs com o objetivo de desenvolver uma correlação para o coeficiente de descarga. EEVs com diferentes ângulos de obturador e diâmetros internos foram avaliadas. O grau de abertura da EEV, a temperatura de condensação, a temperatura de evaporação e o grau de subresfriamento na entrada da EEV foram também variados. Três fluidos refrigerantes foram considerados: R22, R407C e R410A. Uma correlação adimensional para o coeficiente de descarga com base no teorema dos  $\pi$ -Buckingham foi proposta e originou erros dentro da faixa de -14,7% a +17,8%. Uma correlação polinomial foi também proposta, originando erros entre -10,6% e +9,9%.

## 2.4 Sistemas com Compressor de Rotação Variável e EEV

O objetivo desta seção é explorar alguns trabalhos que avaliaram o desempenho de sistemas de refrigeração montados com compressores de rotação variável e com EEVs.

Choi e Kim (2003) avaliaram a performance de um condicionador de ar tipo *multi-split*, equipado com um compressor de rotação variável, com duas unidades evaporadoras e com duas EEVs tipo motor de passo de 480 pulsos. Os experimentos foram executados num calorímetro psicrométrico com três ambientes controlados, dois para as unidades evaporadoras e um para a unidade condensadora. Foram realizados testes em regime permanente com diferentes rotações do compressor (30 a 63Hz), aberturas da EEV (143 a 223 pulsos ou 30 a 46%) e temperaturas do ar nos ambientes climatizados (21 a 32°C). A carga de refrigerante e a temperatura do ambiente externo foram mantidas constantes. Os autores mostraram que, a exemplo da rotação do compressor, a abertura das EEVs também afetava significativamente a capacidade de refrigeração do sistema. Em todas as rotações consideradas, a capacidade de refrigeração máxima do sistema foi atingida com um grau de superaquecimento de aproximadamente 4°C na saída dos dois evaporadores. O trabalho

de Choi e Kim (2003) não estudou o efeito da carga de refrigerante sobre a performance do sistema e nem o efeito da temperatura do ar externo. Deve-se ressaltar que a intenção do trabalho em questão não era a de maximizar o COP, mas sim a de controlar a capacidade de refrigeração nos dois ambientes.

Yang *et al.* (2004) estudaram o controle da capacidade de refrigeração de um sistema montado com um compressor de rotação variável e com uma EEV, a partir da indicação do grau de superaquecimento na descarga do compressor. A Figura 2.2 mostra um diagrama da bancada experimental utilizada por Yang *et al.* (2004). As Figuras 2.3 e 2.4 mostram alguns resultados obtidos por Yang *et al.* (2004). O fluido utilizado foi o R410A e o compressor era do tipo “scroll”.

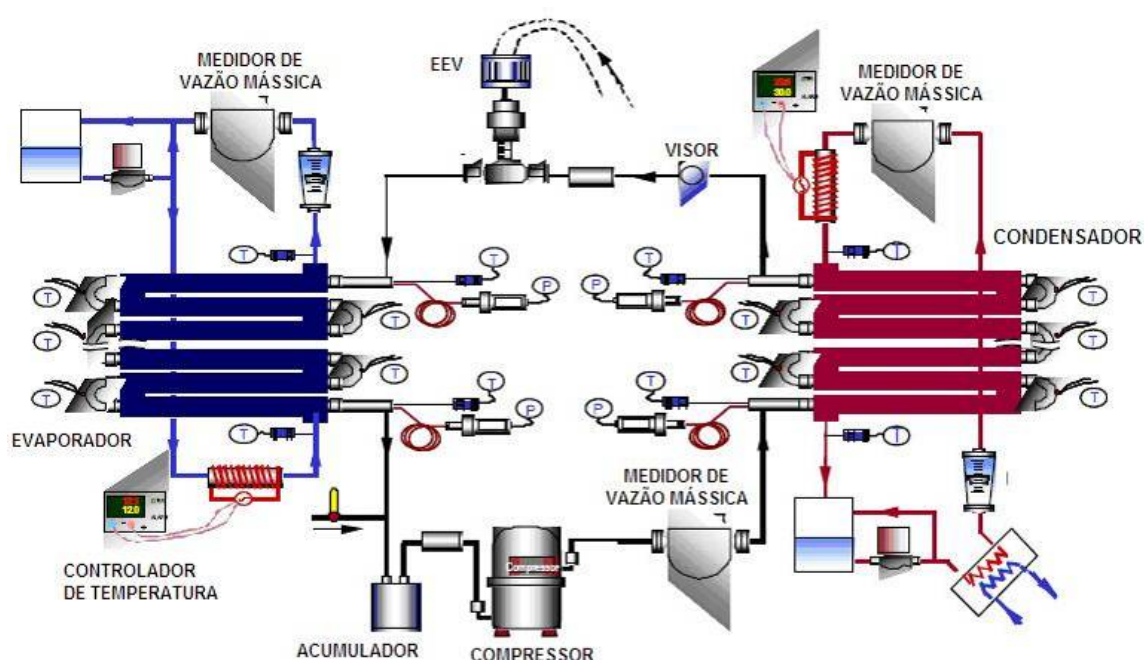


Figura 2.2 - Diagrama esquemático da bancada utilizada por Yang *et al.* (2004)



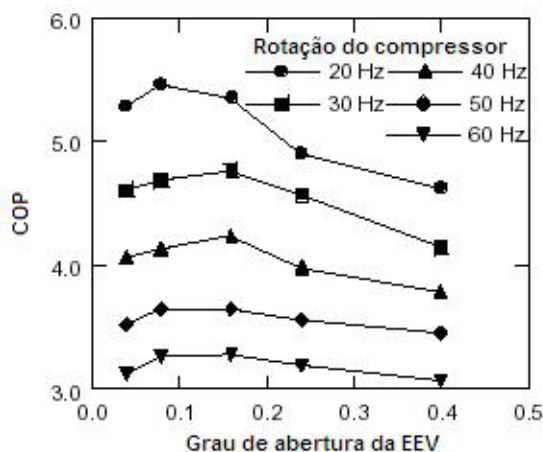


Figura 2.3 - COP vs. Abertura da válvula (Yang *et al.*, 2004)

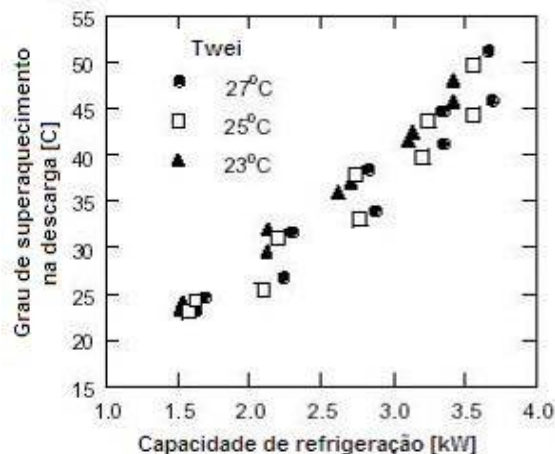


Figura 2.4 - Grau de superaquecimento na descarga vs. Capacidade de refrigeração. (Yang *et al.*, 2004)

A Figura 2.3 mostra que, para cada rotação do compressor, existe uma abertura específica da EEV que proporciona um COP máximo, considerando constantes as condições do fluido secundário nas entradas do evaporador e do condensador. Os autores também concluíram que as capacidades de refrigeração dos pontos de máximo COP possuíam uma relação aproximadamente linear com o grau de superaquecimento na descarga do compressor, independentemente da temperatura da água na entrada do evaporador ( $T_{wei}$ ) e considerando uma temperatura de entrada da água no condensador constante (ver Figura 2.4). Argumentou-se então que o grau de superaquecimento na descarga do compressor poderia ser utilizado para controlar a capacidade de refrigeração e, ao mesmo tempo, maximizar o COP. Uma das limitações do trabalho de Yang *et al.* (2004) é a ausência do efeito da carga de refrigerante sobre a performance do sistema.

Gonçalves e Melo (2004) apresentaram uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente. Nesse trabalho, foram propostos modelos para todos os componentes do sistema de refrigeração. Os autores realizaram experimentos para determinar os parâmetros empíricos necessários à modelação. Os parâmetros tipicamente derivados dos experimentos foram: rendimentos, coeficientes globais de transferência de calor e fatores de fricção do escoamento.

A Figura 2.5 mostra o desempenho do refrigerador avaliado por Gonçalves e Melo (2004), considerando a variação combinada de três parâmetros: a carga de refrigerante, o diâmetro do tubo capilar e a rotação do compressor. Estes três parâmetros são, de forma geral, aqueles onde se têm maior liberdade de variação, tanto durante o projeto do sistema, como também durante a

operação. O comprimento do tubo capilar foi mantido constante. Durante a análise, as temperaturas do ambiente (externo ao refrigerador) e do congelador (interno) foram mantidas fixas, o que significa que a carga térmica foi mantida constante.

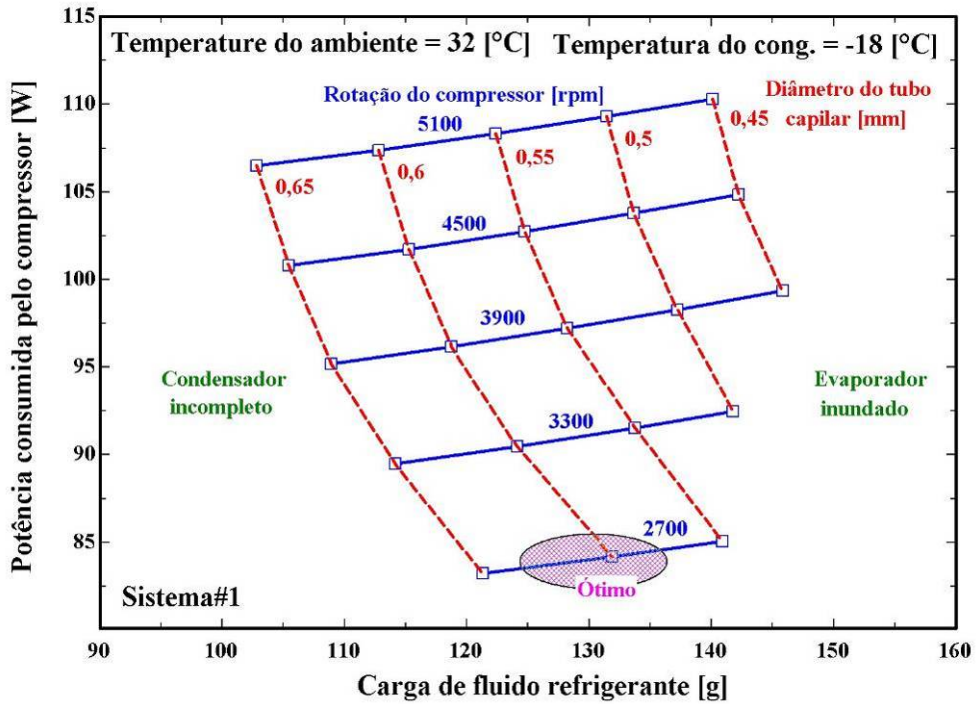


Figura 2.5 - Mapa de estados do Refrigerado Doméstico (Gonçalves e Melo, 2004)

Da Figura 2.5 percebe-se que a temperatura interna do congelador pode ser mantida num determinado valor através de diferentes combinações das três variáveis mencionadas. A região em destaque representa aquela com um menor consumo de energia e conseqüentemente com maior coeficiente de performance. Pode-se observar também que a rotação do compressor é a variável com maior efeito sobre o consumo de energia. Mantendo constante a rotação do compressor, a redução do diâmetro do tubo capilar exige um aumento da carga de fluido refrigerante e origina uma elevação da potência consumida pelo compressor.

O mapa de estados apresentado por Gonçalves e Melo (2004), embora tenha sido gerado a partir de dados computacionais, permite um melhor entendimento dos efeitos combinados da rotação do compressor, da restrição do dispositivo de expansão e da carga de fluido refrigerante sobre o desempenho do sistema.

É importante destacar que, no mapa em questão, ao contrário do diâmetro do tubo capilar e da rotação do compressor, a carga de refrigerante não foi considerada como um parâmetro

independente. Os autores argumentaram que o emprego da massa de refrigerante como uma variável independente gerava dificuldades de convergência do programa computacional e diminuía a concordância dos resultados experimentais com os calculados. Em virtude disso, Gonçalves e Melo (2004) optaram por substituir a carga de refrigerante, pelo grau de superaquecimento medido na saída do evaporador.

Essa parametrização da carga de refrigerante em função do grau de superaquecimento na saída do evaporador mostrou-se fisicamente consistente e melhorou os resultados. Entretanto, a carga de refrigerante calculada a partir do grau de superaquecimento ainda apresentava desvios em relação à carga obtida experimentalmente.

Além da questão do ajuste da carga de refrigerante, uma outra limitação do trabalho de Gonçalves e Melo (2004) é que este não considerou a presença de um dispositivo de expansão de abertura variável, como por exemplo, uma EEV.

Lamanna (2005) avaliou a performance de um *chiller* com capacidade nominal de 16kW (em 75Hz) equipado com um compressor *scroll* de rotação variável (25 a 75Hz), uma válvula de expansão eletrônica (EEV) com motor de passo e um condensador resfriado a ar. A EEV mantinha o superaquecimento constante em aproximadamente 9°C, através do controle da sua abertura. Resistências elétricas foram utilizadas para variar a carga térmica e a temperatura da água no *chiller*. A capacidade de refrigeração foi medida pelo lado da água e pelo lado do refrigerante. Três algoritmos de controle foram implementados e avaliados. O primeiro foi o tradicional *on-off*, que mantinha a rotação do compressor fixa em 75Hz. O segundo permitia a variação da rotação, mas mantinha a pressão de condensação fixa em aproximadamente 14 bar, através da variação da rotação do ventilador do condensador. O terceiro algoritmo permitia a variação da rotação do compressor, mas deixava a pressão de condensação livre. O algoritmo que proporcionou a melhor performance foi aquele que permitia a variação da rotação do compressor, mas deixava a pressão de condensação livre. Numa condição de carga térmica igual a 50% da carga total, por exemplo, o segundo algoritmo originou uma redução de 16% no consumo de energia em relação ao tradicional *on-off*, enquanto que com o terceiro algoritmo essa queda foi de 33%. Nesse mesmo ensaio, o segundo algoritmo manteve a temperatura de condensação em 47°C (correspondente a 14bar), enquanto que com o terceiro essa temperatura caiu para 40°C, o que explica a maior redução de

consumo de energia. Esse trabalho não avaliou a influência da carga de refrigerante sobre o desempenho do sistema.

## 2.5 Objetivos

A revisão bibliográfica anterior mostrou que a utilização de válvulas de expansão eletrônicas e de compressores de rotação variável vem sendo bastante explorada na literatura. O efeito da carga de refrigerante em sistemas de refrigeração com EEVs, TEVs e tubos capilares também foi abordado em alguns trabalhos.

Muitos dos trabalhos envolvendo EEVs, como os de Aprea e Mastrullo (2002), Outtgarts *et al.* (1996) e Lamanna (2005), não estudaram sistematicamente o efeito da abertura da EEV, ou seja, a EEV foi utilizada apenas para manter o grau de superaquecimento na saída do evaporador num valor fixo.

Por outro lado, Choi e Kim (2003) e Yang *et al.* (2004) abordaram de fato o efeito do grau de abertura da EEV, mas não exploraram o efeito da carga de refrigerante. Em nenhum dos artigos disponíveis na literatura, o efeito do grau de abertura do dispositivo de expansão, da rotação do compressor e da carga de refrigerante foi estudado de forma conjunta.

Além disso, nenhum dos trabalhos comparou de forma quantitativa o efeito da substituição de um dispositivo de expansão com restrição constante por uma EEV, num sistema com um compressor de rotação variável. Vale ressaltar que em sistemas domésticos e comerciais de pequeno porte que utilizam compressores de rotação variável, o tubo capilar ainda é a solução preferida, talvez nem tanto pelo custo, mas pela falta de conhecimento a respeito de possíveis ganhos de performance ao se utilizar uma EEV.

Diante do exposto anteriormente, o primeiro objetivo deste trabalho consiste no desenvolvimento de uma bancada experimental para simular o funcionamento de um sistema de refrigeração dotado de um compressor de velocidade variável, de uma válvula de expansão eletrônica (EEV) tipo PWM (*Pulse Width Modulation*) e de uma célula de carga de refrigerante. Tal aparato, com capacidade de refrigeração máxima próxima a 1000 W, deve ser capaz também de variar as condições de troca de calor no condensador e no evaporador.

O segundo objetivo consiste na realização de ensaios experimentais para estudar de forma sistemática o efeito da carga de refrigerante, da abertura da EEV e da rotação do compressor sobre

a performance do sistema de refrigeração. A intenção é a de identificar e caracterizar regiões ótimas de operação em termos de eficiência, resultantes da combinação adequada dos três parâmetros mencionados. O efeito da transferência de calor no condensador e no evaporador sobre a performance do sistema será também avaliado.

Pretende-se também comparar a performance de uma EEV com a de um dispositivo de expansão de restrição constante, num sistema de refrigeração com um compressor de rotação variável. Essa comparação envolverá também um sistema com um compressor de rotação fixa montado com uma EEV.





## 3. Aparato Experimental

Neste capítulo, o aparato experimental desenvolvido no contexto desse trabalho será apresentado. A bancada experimental foi dividida em três partes: sistema de refrigeração, sistema elétrico e sistema de medição e controle.

### 3.1 Sistema de Refrigeração

#### 3.1.1 Descrição Geral

A Figura 3.1 mostra um esquema do circuito de refrigeração do aparato experimental em questão. Trata-se essencialmente de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, que utiliza o R134a como fluido de trabalho. Pode-se observar que a concepção adotada é bastante semelhante às dos trabalhos de Choi e Kim (2004) e de Yang *et al.* (2004), mostradas, respectivamente, nas Figuras 2.1 e 2.2.

O compressor (Figura 3.2), de rotação variável e do tipo alternativo, foi montado entre os pontos “1.r” e “2.r”. A rotação do compressor foi variada através de um inversor de frequência e controlada por um microcomputador. Após o compressor foram montados um separador de óleo (Figura 3.3) e um filtro coalescente (Figura 3.4) com o objetivo de recolher o óleo que é arrastado junto com o fluido refrigerante. As válvulas “V4” e “V5” permitem, quando necessário, o retorno do óleo para o compressor.



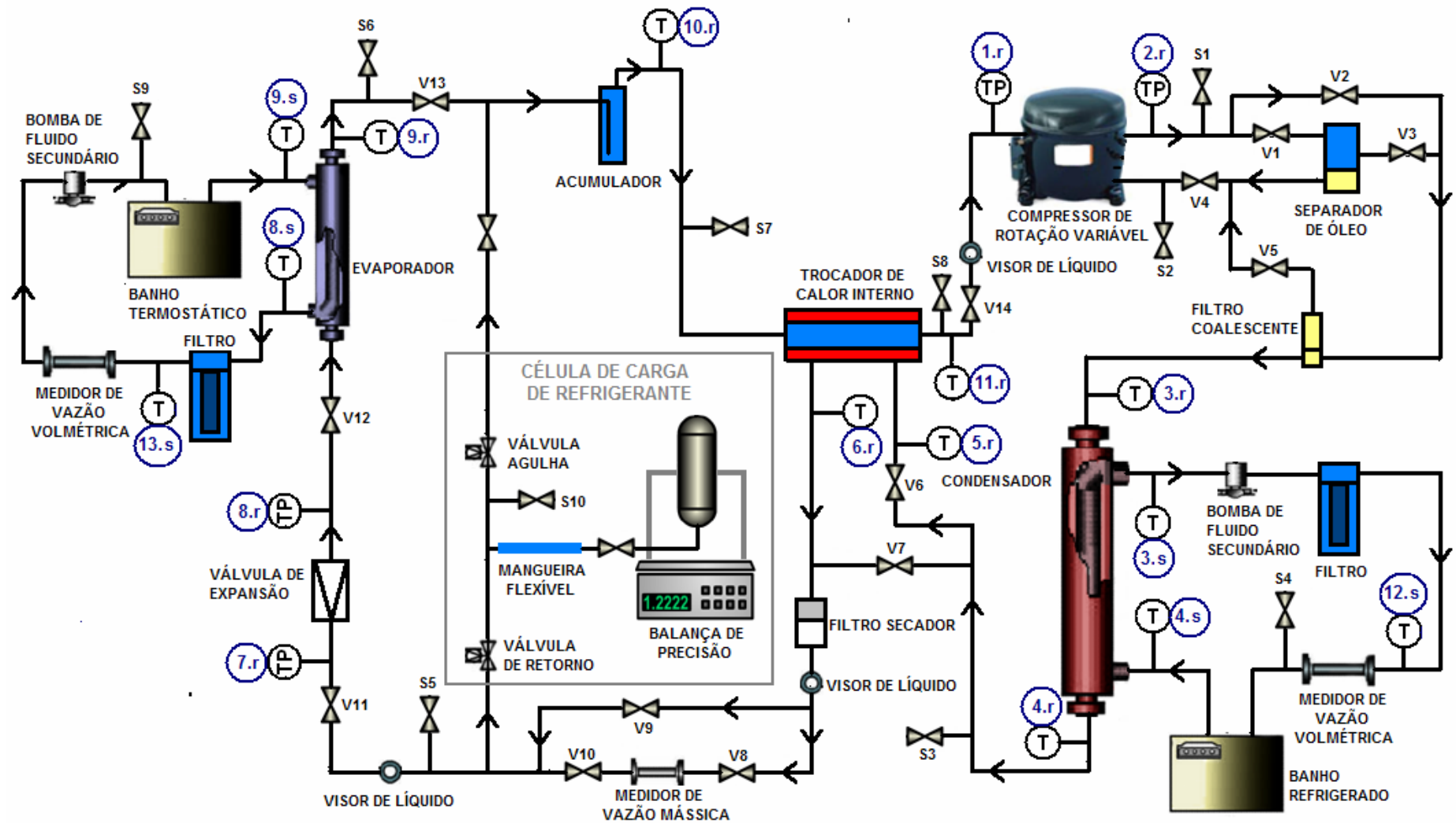


Figura 3.1 - Esquema do circuito de refrigeração



Figura 3.2 - Compressor



Figura 3.3 - Separador de óleo

Após o filtro coalescente, montou-se um condensador do tipo “tubo-em-tubo” concêntrico, ilustrado na Figura 3.5. O fluido refrigerante circula pelo tubo interno e a água pelo espaço anular entre os dois tubos.



Figura 3.4 - Filtro coalescente

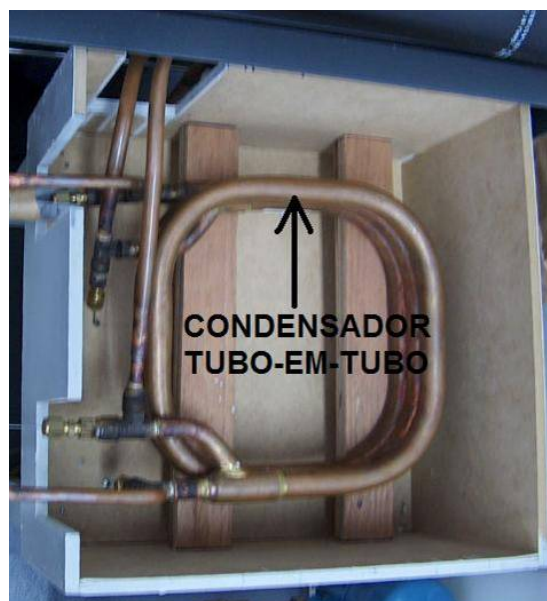


Figura 3.5 - Condensador

O condensador foi ligado a um circuito secundário de transferência de calor, composto por um banho refrigerado (Figura 3.6), uma bomba de palhetas de rotação variável (Figura 3.7), um filtro (Figura 3.7) e um medidor de vazão volumétrica (Figura 3.7). A temperatura da água na entrada do condensador foi controlada por um PID, associado a um conjunto de resistências elétricas imersas no reservatório de água. A vazão de água em circulação foi controlada através de um inversor de frequência ligado à bomba. A variação da vazão ou da temperatura da água na entrada do condensador altera as condições de troca de calor nesse componente, tal como num

produto (um refrigerador, por exemplo) quando submetido a mudanças nas condições do ar ambiente externo. Deve-se ressaltar ainda que o condensador foi montado dentro de uma caixa de madeira (Figura 3.5) e isolado com lã de rocha, com o objetivo de minimizar a influência do ambiente externo.



Figura 3.6 - Banho refrigerado

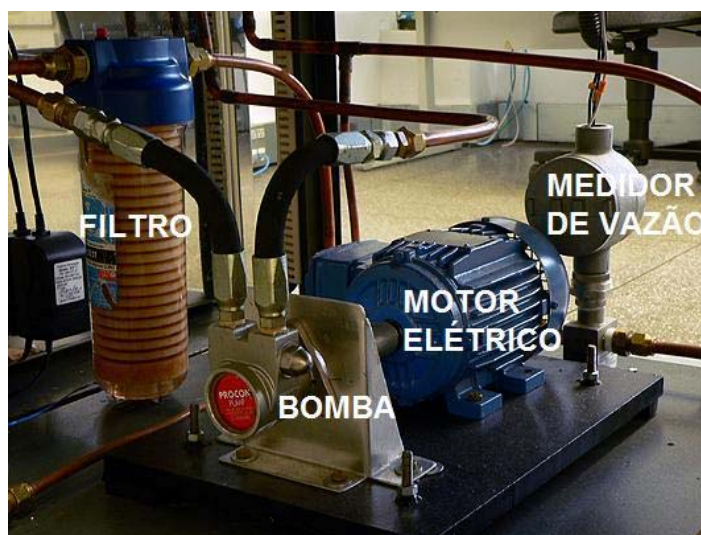


Figura 3.7 - Bomba de palhetas, filtro e medidor de vazão volumétrica (circuito do condensador)

Logo após o condensador, montou-se um trocador de calor interno (Figura 3.8), também do tipo tubo-em-tubo concêntrico. Uma espuma isolante foi colocada ao redor desse trocador para minimizar a influência do ambiente externo.

Após o trocador de calor interno, instalou-se um filtro secador (Figura 3.9) e, em seguida, um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis. Na seqüência, montou-se uma válvula de expansão eletrônica, do tipo PWM (*Pulse Width Modulation*). A exemplo da rotação do compressor, o ajuste da abertura dessa válvula foi também realizado via computador.



Figura 3.8 - Trocador de calor interno



Figura 3.9 - Filtro secador

Na saída da válvula de expansão montou-se um evaporador, também do tipo tubo-em-tubo concêntrico, semelhante ao condensador mostrado na Figura 3.5. O fluido refrigerante circula pelo tubo interno, enquanto que uma mistura de 72,9% de água destilada com 27,1% de etileno glicol circula pelo espaço anular entre os dois tubos. O evaporador foi ligado a um circuito secundário de transferência de calor, composto por um banho termostático (Figura 3.10), uma bomba de palhetas de rotação variável (Figura 3.11), um filtro (Figura 3.11) e um medidor de vazão volumétrica (Figura 3.11). A temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador foi controlada por um PID, associado com um conjunto de resistências elétricas. A variação da vazão e da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador é equivalente, num refrigerador, a variações da carga térmica e da temperatura do ar no interior do gabinete. O evaporador também foi montado dentro de uma caixa de madeira e isolado com lã de rocha.



Figura 3.10 - Banho Termostático



Figura 3.11 - Bomba de palhetas, filtro e medidor de vazão volumétrica (circuito do evaporador)

Após o evaporador instalou-se um acumulador de sucção, com o objetivo proteger o compressor contra um possível golpe de líquido.

Uma célula de carga, esquematizada na Figura 3.12, foi especialmente construída para facilitar a variação da carga de fluido refrigerante no circuito de refrigeração.

Um cilindro de aço inoxidável carregado com fluido refrigerante foi apoiado sobre uma balança de precisão, através de um suporte metálico. Uma válvula foi conectada por um lado à extremidade inferior desse cilindro e pelo outro a uma mangueira flexível. A mangueira foi então conectada a uma tubulação de cobre ligada tanto à linha de sucção (baixa pressão) como à linha de descarga (alta pressão).

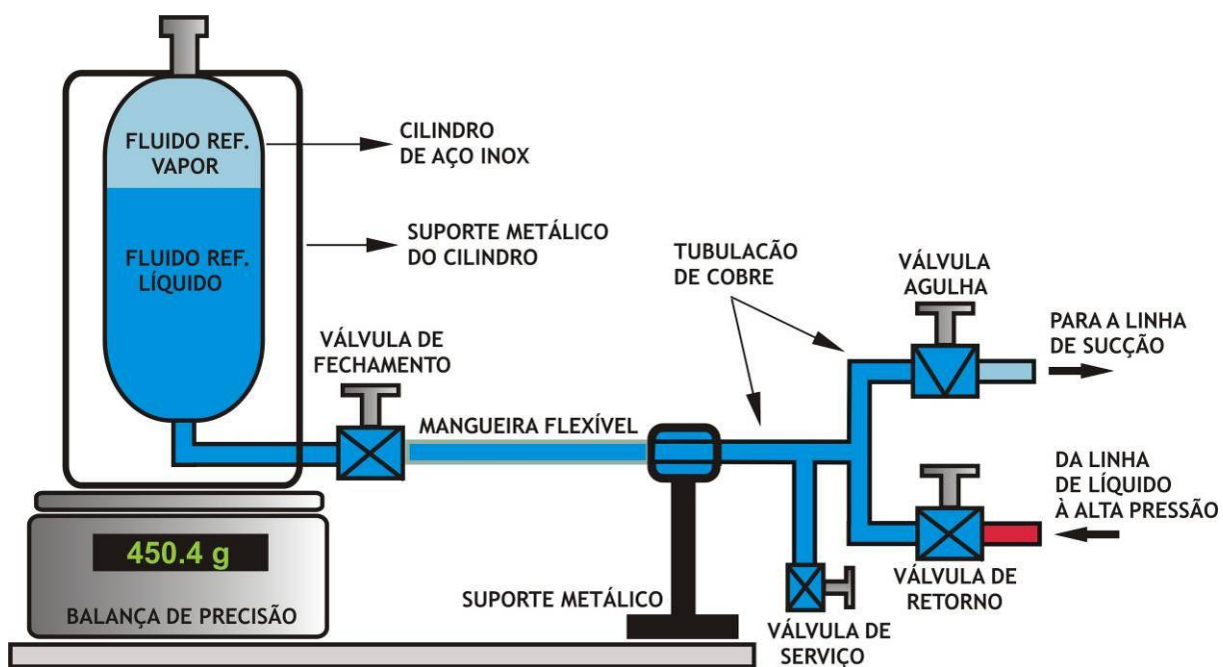


Figura 3.12 - Diagrama da célula de carga de refrigerante

Durante o funcionamento da bancada, a pressão no interior do cilindro, que é igual à pressão de saturação do refrigerante na temperatura ambiente (em torno de 23°C), torna-se superior à pressão de baixa e inferior à pressão de alta. Com a abertura da válvula agulha, o fluido refrigerante passa do cilindro para o circuito de refrigeração. A mangueira assegura que o cilindro fique “livre”, ou seja, “em balanço”, em relação ao ponto fixo, que no caso é o suporte metálico da tubulação. Isso garante que a massa injetada no circuito principal seja igual à variação do valor indicado pela balança. Um nível de líquido apropriado no interior do cilindro (Figura 3.12) assegura

que o trecho da tubulação entre o cilindro e as válvulas agulha e de retorno esteja sempre preenchido com líquido, antes, durante e depois do processo de carga.

O recolhimento da carga de refrigerante dá-se mediante a abertura da válvula conectada à linha de alta pressão. As Figuras 3.13 e 3.14 mostram detalhes dos componentes da célula de carga de refrigerante.



Figura 3.13 - Cilindro, mangueira, suporte e balança

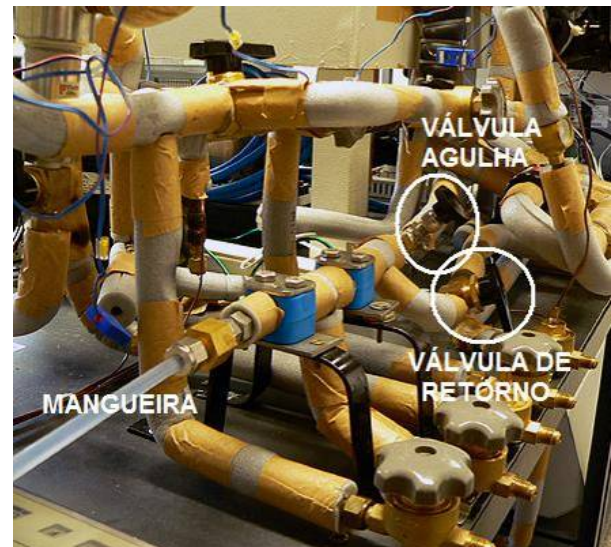


Figura 3.14 - Válvulas da célula de carga de refrigerante.

Em resumo, o aparato experimental descrito anteriormente permite a variação da rotação do compressor, do grau de abertura da válvula de expansão, da carga de refrigerante no sistema e das condições do fluido secundário (vazão e temperatura) no evaporador e no condensador.

É importante ressaltar que o aparato experimental em questão permite reproduzir situações típicas de uma aplicação real (um refrigerador, por exemplo), como variações de carga térmica e da temperatura ambiente. Além disso, os efeitos da rotação do compressor, do grau de abertura da válvula de expansão e da carga de fluido refrigerante sobre a performance do sistema de refrigeração podem seguramente ser considerados similares aos que seriam observados numa aplicação real.

A Figura 3.15 mostra uma vista geral da bancada experimental.



Figura 3.15 - Vista geral da bancada experimental

### 3.1.2 Válvulas de Expansão Eletrônicas

O objetivo desta seção é descrever, de forma breve, algumas características das válvulas de expansão tipo motor de passo e PWM (*Pulse Width Modulation*).

Uma válvula de expansão PWM (Figura 3.16) possui um mecanismo de funcionamento similar ao de uma válvula solenóide. Quando energizada, a bobina gera um campo magnético que eleva o pistão e conseqüentemente aumenta a área de passagem. Sem o campo magnético, uma mola empurra o pistão para baixo, restringindo, portanto, a área de passagem. A Figura 3.17 mostra uma foto de uma válvula PWM, modelo HP120, fabricada pela *Parker*.

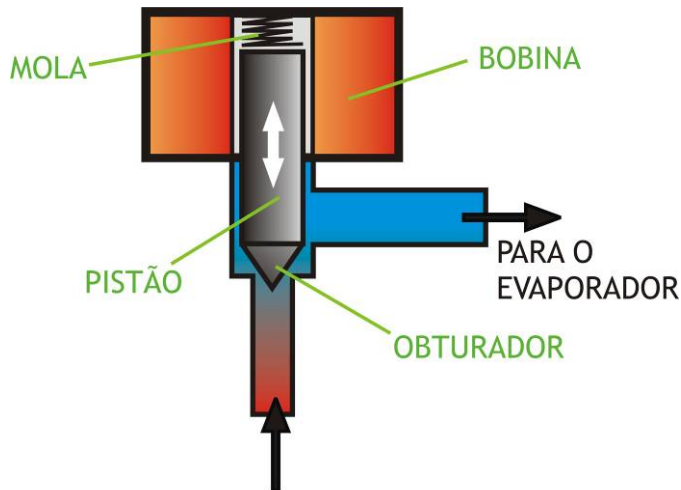


Figura 3.16 - Esquema de uma válvula PWM



Figura 3.17 - Válvula HP120

A diferença entre as válvulas solenóide e PWM reside no tipo de sinal de alimentação. O sinal tipo PWM é caracterizado por uma tensão pulsante na forma de uma onda quadrada, com um período, um ciclo ativo e dois níveis de tensão bem definidos (Figura 3.18). O ciclo ativo é a porcentagem de tempo, em relação ao período da onda, na qual a tensão permanece no nível máximo. Por exemplo, se o período da onda é de cinco segundos e o ciclo ativo é igual a 60%, a onda quadrada ficará três segundos no nível máximo e dois segundos no nível mínimo (Figura 3.18). Em outras palavras, o ciclo ativo define o tempo de duração (a largura) do pulso da onda em relação ao período. Foi justamente essa característica que deu origem à denominação PWM (Pulse Width Modulation), ou seja, modulação da largura do pulso.

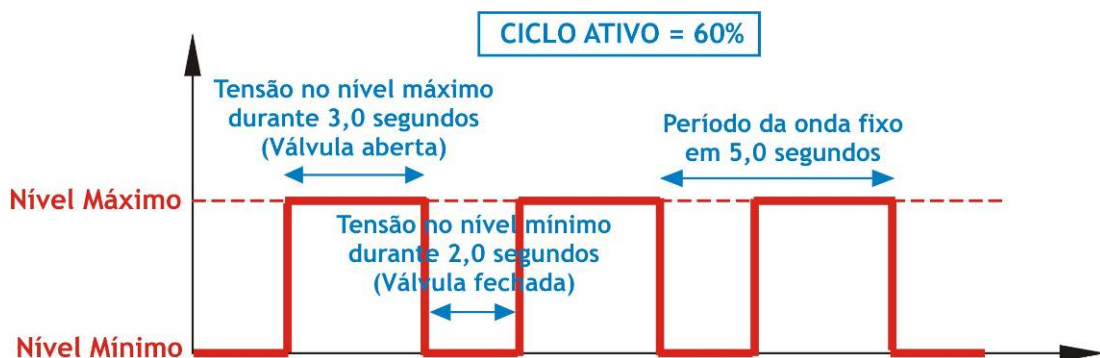


Figura 3.18 - Sinal de tensão tipo PWM



Quando uma válvula solenóide é alimentada por esse tipo de sinal de tensão, ela passa a ser chamada de PWM, abrindo o orifício de passagem quando a tensão está no nível máximo e fechando-o no nível mínimo.

A Figura 3.19 mostra um esquema do diagrama de controle da válvula PWM utilizado neste trabalho. Um sinal de 0-10 Vdc, proporcional ao grau de abertura da válvula (0 à 100%), é enviado a uma placa eletrônica. Essa placa alimenta a válvula com uma tensão PWM cujo nível máximo é de 24 V e o mínimo, de 0 V. O período dessa onda foi mantido fixo no valor de 1 (um) segundo.

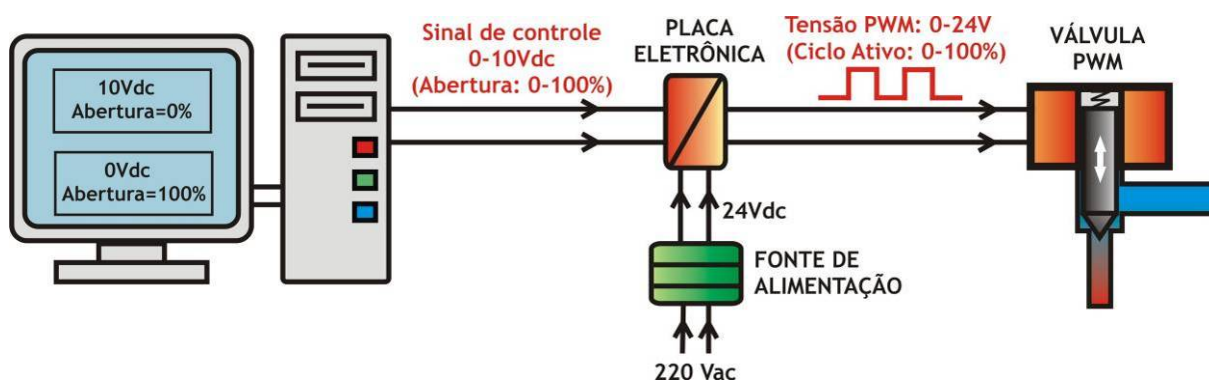


Figura 3.19 - Diagrama de controle da válvula PWM

A Figura 3.20 mostra um esquema de uma válvula de expansão eletrônica tipo motor de passo. O diagrama de controle dessas válvulas é semelhante ao de uma válvula PWM, porém a tensão que alimenta a válvula não é caracterizada por uma onda quadrada, mas por um trem de pulso. Com a aplicação de tensão na bobina, a agulha gira em torno do fuso, movimentando-se linearmente para cima ou para baixo. Um sinal de controle 0-10Vdc define a posição da agulha ao longo do fuso. Com o sinal de controle de 10Vdc, a agulha fica posicionada no início do curso do fuso (posição superior), ou seja, a válvula fica 100% aberta. Com um sinal de controle nulo, a agulha vai para o fim do curso do fuso (posição inferior), fechando totalmente o orifício de passagem. A Figura 3.21 mostra uma foto de uma válvula de expansão com motor de passo, modelo SEI 0.5, fabricada pela *Sporlan*.

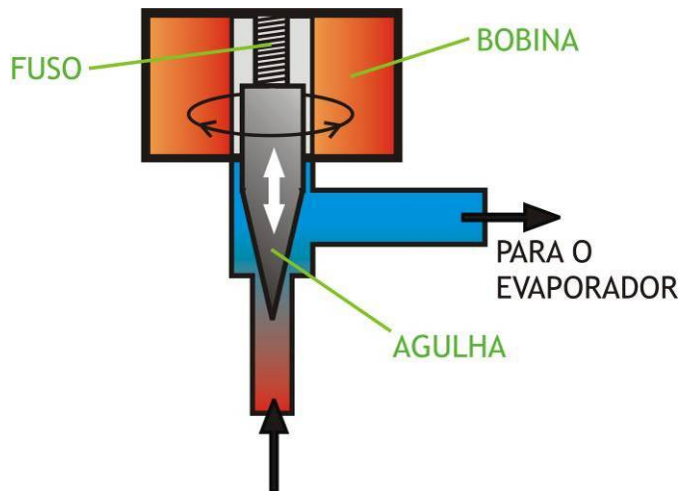


Figura 3.20 - Esquema de uma válvula com motor de passo



Figura 3.21 - Válvula SEI 0.5

### 3.1.3 Seleção do Compressor

Para selecionar os componentes precisou-se, inicialmente, estabelecer faixas de variação para a capacidade de refrigeração e para as temperaturas de evaporação e de condensação. A intenção era cobrir uma faixa de capacidade de refrigeração entre 400 e 1500W, com a condensação variando entre 45°C e 55°C e evaporação, entre -15°C e -5°C. O primeiro componente selecionado foi o compressor, optando-se por um de rotação variável, modelo VEG11THB, fabricado pela Embraco S.A.

Tal compressor (Figura 3.2) opera entre 1800 e 4500rpm e possui um deslocamento volumétrico de 10,61cm<sup>3</sup>.

A Tabela 3.1 mostra o desempenho do compressor em duas condições específicas de operação. As condições indicadas nesta tabela foram utilizadas como condições limites para o seleção dos demais componentes da bancada.

Tabela 3.1 - Condições máxima e mínima da bancada experimental

Condição	Rotação	Temperatura de Evaporação	Temperatura de Condensação	Vazão mássica	Potência Elétrica
[-]	[rpm]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[W]
Mínima	1800	-15	45	6,22	135
Máxima	4500	-10	55	17,21	408

### 3.1.4 Seleção da Válvula de Expansão

Optou-se pela utilização de uma válvula tipo PWM, modelo HP120 (Figura 3.17), com diâmetro do orifício de passagem igual a 0,397mm.

O desempenho da válvula em questão é expressa na forma de tabelas de capacidade de refrigeração em função da diferença de pressão, da temperatura de evaporação e do grau de subresfriamento. No entanto, tais dados estão disponíveis apenas para os fluidos refrigerantes R12, R22 e R404a, apesar da válvula também ser indicada para R134a. Por essa razão, levantou-se o coeficiente de descarga da válvula a partir dos dados fornecidos para o R12, sendo este utilizado posteriormente para estimar a vazão mássica de R134a.

A Tabela 3.2 mostra as estimativas de vazão mássica de R134a através da válvula nas mesmas pressões de evaporação e de condensação indicadas na Tabela 3.1, considerando um percentual de abertura de 100%. A última coluna da Tabela 3.2 mostra uma estimativa do grau de abertura da válvula quando a sua vazão mássica for igual a do compressor VEGT11HB. Esses valores foram obtidos a partir de fatores de correção do ciclo ativo, fornecidos pelo fabricante.

Tabela 3.2 - Estimativa da vazão mássica de R134a através da válvula HP120

Condição	Temperatura de Evaporação	Temperatura de Condensação	Vazão mássica do compressor	Vazão mássica da válvula (100%)	Abertura
[-]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[kg/h]	[%]
Mínima	-15	45	6,22	17,85	20
Máxima	-10	55	17,21	19,92	87

A Tabela 3.2 mostra que a válvula HP120 é adequada para a bancada experimental em questão, já que o grau de abertura mínimo é de 20% e o máximo, de 87%.

Válvulas de expansão eletrônicas com motor de passo, como a SEI 0.5 (Figura 3.21), foram também avaliadas, porém nenhuma delas apresentou vazão mássica compatível com a fornecida pelo compressor VEGT11HB.

### 3.1.5 Seleção de outros componentes

Os demais componentes do sistema de refrigeração foram selecionados com base nas condições máxima e mínima da bancada experimental e em orientações de fabricantes. O Apêndice I mostra a especificação desses componentes.

## 3.2 Sistema de Medição e de Controle

As medições de temperatura, pressão absoluta, vazão mássica de refrigerante, vazão volumétrica de fluido secundário e tensão, corrente e potência do compressor foram realizadas através de transdutores específicos. Tais transdutores geram sinais de tensão ou de corrente, os quais são enviados a um sistema de aquisição de dados.

A Figura 3.1 mostra a localização dos transdutores de temperatura e de pressão, onde “T” representa temperatura e “TP”, temperatura e pressão.

### 3.2.1 Medição de Temperatura

As medições de temperatura foram realizadas através de termopares de superfície, termopares de imersão e termopares de ambiente, todos do tipo “T”.

Os termopares de superfície foram fixados sobre as tubulações, através de fita adesiva, nos pontos “5r”, “6r”, “10r”, “11r”, “12s”, “13s” (ver Figura 3.1), onde “r” indica fluido refrigerante e “s”, fluido secundário. Para diminuir a resistência de contato entre o termopar e a tubulação ainda utilizou-se uma pasta térmica. Tais termopares foram brasados em fios de compensação tipo “T” (Cu-Co), bitola 24AWG, para permitir o envio do sinal ao sistema de aquisição de dados.

Os termopares de imersão permitem medições diretas de temperatura do fluido. Eles são caracterizados por uma haste metálica rígida com duas extremidades, uma onde é realizada a medição de temperatura e outra onde é instalado um conector para leitura do sinal de tensão. Termopares de imersão foram instalados nos pontos “1r”, “2r”, “3r”, “4r”, “7r”, “9r”, “3s”, “4s”, “8s” e “9s”, através de uma conexão especialmente desenvolvida (Figura 3.22).

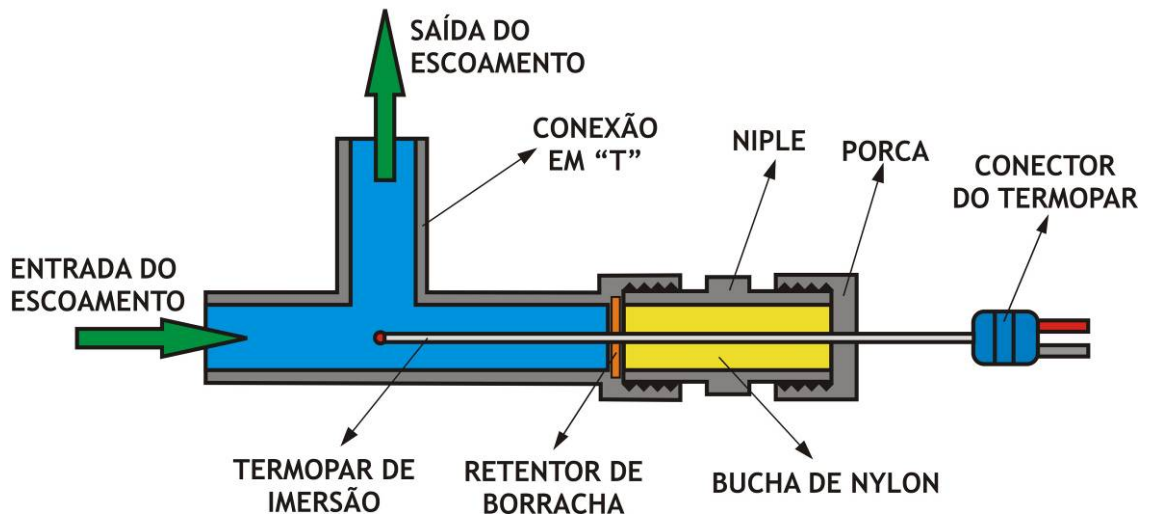


Figura 3.22 - Esquema da conexão utilizada com os termopares de imersão

Os termopares de ambiente são compostos por fios de compensação tipo T, bitola 24AWG, brasados no interior de uma massa cilíndrica padrão de cobre com 15,2mm de diâmetro e 15,2 mm de altura (Figura 3.23). Este tipo de termopar foi utilizado na medição da temperatura ambiente.



Figura 3.23 - Termopar para medição da temperatura ambiente

O Apêndice II mostra as especificações, a curva de calibração e as incertezas de medição dos termopares utilizados.

### 3.2.2 Medição de Pressão Absoluta

A pressão do fluido refrigerante foi medida na sucção e na descarga do compressor (pontos "1r" e "2r" da Figura 3.1) e na entrada e na saída da válvula de expansão (pontos "7r" e "8r" da Figura 3.1), através de transdutores de pressão absoluta (Figura 3.24). Tais transdutores são

alimentados por uma fonte de tensão constante de 5 V ( $\pm 0,01\%$ ) e geram um sinal de tensão diretamente proporcional ao valor da pressão e da tensão de alimentação.

Os transdutores de pressão foram submetidos a um processo de aferição *in loco*, com base nas curvas de calibração fornecidas pelo fabricante. O Apêndice II mostra detalhes das curvas de calibração, do processo de aferição, das incertezas de medição e das especificações dos quatro transdutores de pressão.

A fonte de tensão foi alimentada por um *No-break* com tensão elétrica estabilizada em 220V.



Figura 3.24 - Transdutores de pressão absoluta

### 3.2.3 Medição da Vazão Mássica de Refrigerante

A vazão mássica de refrigerante foi medida através de um transdutor de vazão mássica do tipo Coriolis. Este transdutor é composto por um sensor (Figura 3.25) e por uma unidade de tratamento de sinal (Figura 3.26). O Apêndice II mostra a curva de calibração, as incertezas de medição e as especificações desse transdutor.



Figura 3.25 - Sensor do medidor tipo Coriolis



Figura 3.26 - Unidade de tratamento de sinal do Coriolis

### 3.2.4 Medição da Vazão Volumétrica

As vazões volumétricas de fluido secundário no evaporador e no condensador foram medidas através de dois transdutores do tipo turbina. Tais medidores são constituídos por um sensor (Figura 3.27) e por uma unidade de tratamento de sinal (Figura 3.28). Um sinal de corrente de 4 a 20mA é enviado pela unidade de tratamento de sinal ao sistema de aquisição de dados. O Apêndice II mostra os detalhes da especificação, do procedimento de medição, das curvas de calibração e das incertezas de medição desse transdutor.



Figura 3.27 - Sensor do medidor de vazão tipo turbina



Figura 3.28 - Unidade de tratamento de sinal

### 3.2.5 Medição de Grandezas Elétricas

As medições de corrente, tensão e potência do compressor foram realizadas através de transdutores específicos (Figura 3.29). Tais transdutores geram sinais de tensão de 0 a 5V, diretamente proporcionais aos valores das grandezas medidas. O Apêndice II mostra detalhes da especificação, das curvas de calibração e das incertezas de medição desses transdutores.

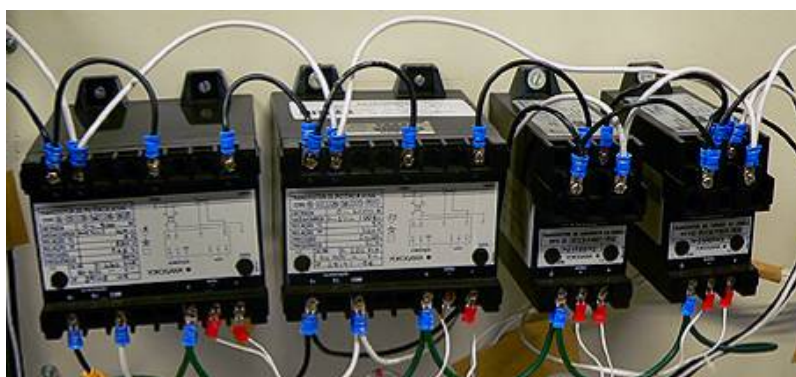


Figura 3.29 - Transdutores de grandezas elétricas

### 3.2.6 Medição da massa

A variação da massa de fluido refrigerante contida no interior do cilindro (Figura 3.12) foi medida por uma balança digital de precisão, cujas especificações estão descritas no Apêndice II. O célula de carga de refrigerante também passou por um processo de calibração, descrito no Apêndice II.

### 3.2.7 Sistema de Aquisição de Dados e Controle da Bancada

Um sistema de controle e de aquisição de dados, gerenciado por um programa computacional, foi utilizado para ler os sinais de tensão e corrente gerados pelos diversos transdutores e também para controlar alguns componentes da bancada. Este sistema é composto por 5 placas de aquisição de sinais e por 2 placas com saídas de sinais de controle (Figura 3.30).



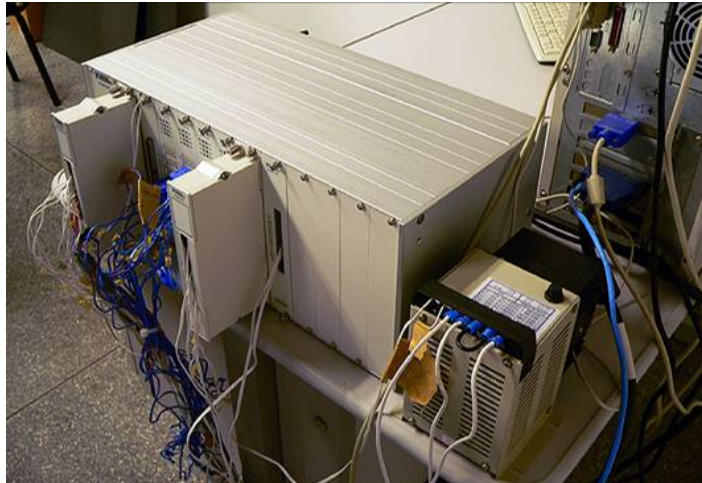


Figura 3.30 - Sistema de aquisição de dados e controle

Das cinco placas de aquisição, quatro são específicas para leitura dos sinais dos termopares. Tais placas possuem um termistor de referência individual para cada canal, o que confere mais qualidade às medições.

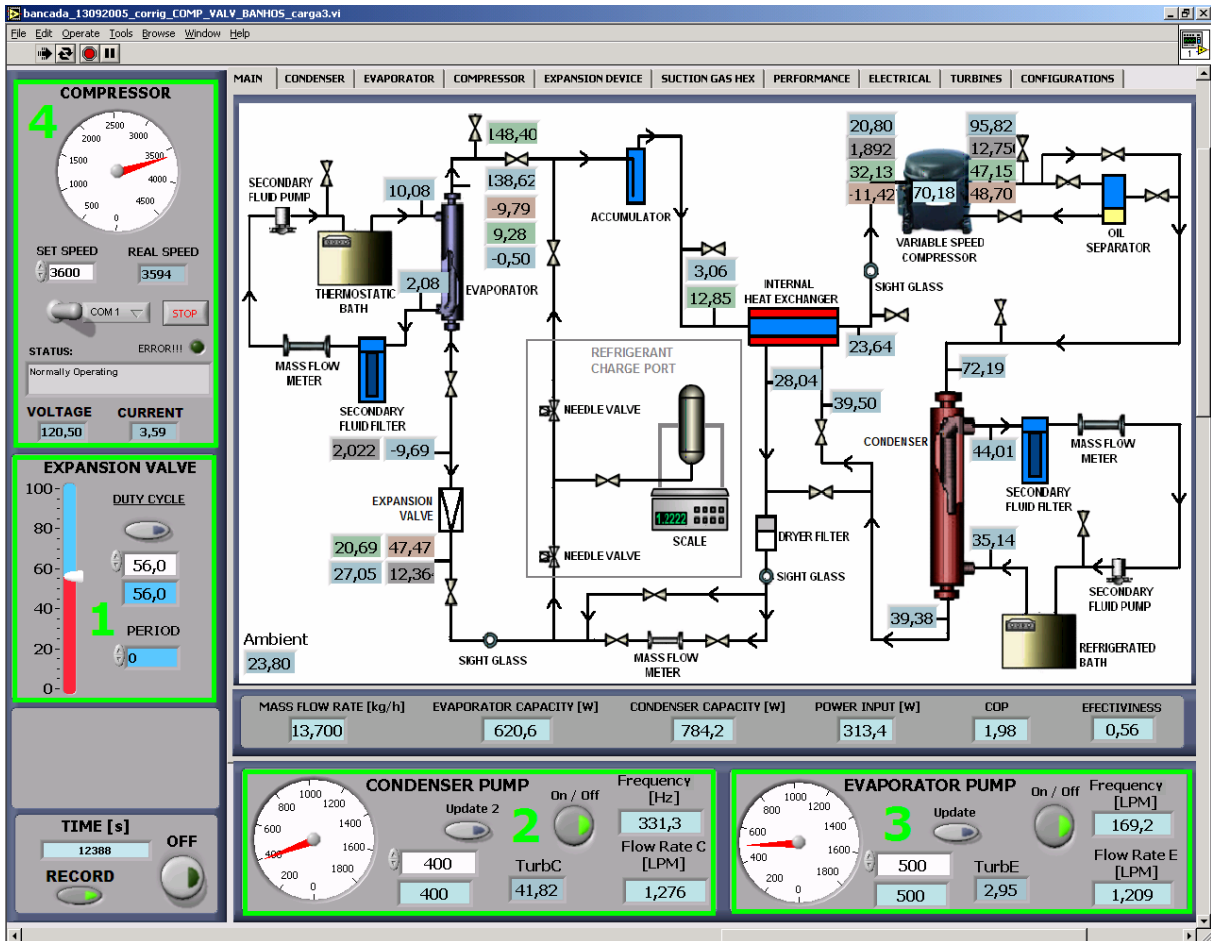
A outra placa de aquisição de dados foi utilizada na leitura dos sinais de tensão e corrente gerados pelos demais transdutores da bancada.

A primeira placa de controle possui 6 canais de saída, com sinal de 0 a 20mA ou de 0 a 10V. Dois canais foram conectados aos inversores de frequência das bombas, para permitir o ajuste remoto (via microcomputador) da rotação. Um terceiro canal foi conectado à placa eletrônica da válvula de expansão, para permitir o controle remoto da abertura.

A outra placa de controle possui 8 canais de saída tipo relé. Dois canais foram conectados aos inversores de frequência para permitir a partida remota das bombas.

O controle da rotação do compressor foi realizado através da placa eletrônica do inversor. A comunicação do inversor do compressor com o microcomputador deu-se através de uma placa de saída serial.

Um programa computacional, em linguagem *LabView*, foi especialmente desenvolvido com o objetivo de gerenciar a leitura dos canais de aquisição, de processar e gravar os dados e de servir como interface de controle para alguns componentes da bancada. Através deste programa é possível ajustar as rotações das bombas, o grau de abertura da válvula de expansão e a rotação do compressor. O programa também permite a visualização gráfica das principais variáveis ao longo do tempo. A Figura 3.31 mostra a interface principal do programa.



Legenda:

- 1 - Ajuste do grau de abertura da válvula de expansão
- 2 - Ajuste da rotação da bomba do condensador
- 3 - Ajuste da rotação da bomba do evaporador
- 4 - Ajuste da rotação do compressor

Figura 3.31 - Interface principal do programa

O Apêndice IV mostra a especificação das placas de aquisição e de controle.



## 4. Metodologia Experimental

### 4.1 Variáveis de Trabalho

#### 4.1.1 Variáveis Independentes

Realizaram-se vários ensaios experimentais variando isoladamente a massa de refrigerante, a rotação do compressor, a abertura da válvula de expansão e as vazões e temperaturas do fluido secundário nas entradas do evaporador e do condensador. Tais variáveis, de natureza independente, são apresentadas na Tabela 4.1, juntamente com os seus respectivos dispositivos de controle e medição.

Tabela 4.1 - Variáveis independentes

Variável	Dispositivo de Controle	Ajuste	Medição
Temperatura de entrada do fluido secundário no evaporador	Controlador PID do banho termostático	Manual, via painel do banho termostático.	Termopar de imersão (Ponto “9.s”, Figura 4.1)
Temperatura de entrada do fluido secundário no condensador	Controlador PID do banho refrigerado	Manual, via painel do banho refrigerado.	Termopar de imersão (Ponto “4.s”, Figura 4.1)
Rotação da bomba do evaporador (ajuste indireto da vazão de fluido secundário)	Inversor de frequência do motor da bomba	Via microcomputador (software <i>LabView</i> )	Medição da vazão pelo medidor tipo turbina.
Rotação da bomba do condensador (ajuste indireto da vazão de fluido secundário)	Inversor de frequência do motor da bomba	Via microcomputador (software <i>LabView</i> )	Medição da vazão pelo medidor tipo turbina.
Rotação do compressor	Inversor de frequência do compressor	Via microcomputador (software <i>LabView</i> )	Circuito eletrônico do inversor
Abertura da válvula de expansão	Placa eletrônica	Via microcomputador (software <i>LabView</i> )	Variável não medida, apenas ajustada
Massa de refrigerante no sistema de refrigeração	---	Manual, através da válvula agulha	Balança de precisão

A abertura da válvula de expansão eletrônica foi medida apenas durante ensaios preliminares, através de um osciloscópio. Nessa ocasião, verificou-se uma excelente concordância entre o ciclo ativo ajustado via software e o ciclo ativo medido pelo osciloscópio. Assim, durante os testes, o grau de abertura da EEV foi apenas ajustado via microcomputador e controlado independentemente através da placa eletrônica da válvula.

A temperatura do ambiente de teste foi controlada através de um condicionador de ar e manteve-se aproximadamente constante em 23°C.

#### 4.1.2 Variáveis dependentes diretas

As variáveis dependentes diretas são aquelas que foram efetivamente mensuradas. Exemplos dessas variáveis são as temperaturas medidas no aparato experimental (exceto aquelas citadas na Tabela 4.1), as pressões de sucção e descarga do compressor e as pressões na entrada e na saída da válvula de expansão, a vazão mássica de refrigerante, a potência, a tensão e a corrente do compressor.

#### 4.1.3 Variáveis dependentes indiretas

As variáveis dependentes indiretas são aquelas calculadas a partir de outras variáveis. A seguir serão apresentadas as variáveis dependentes indiretas utilizadas neste trabalho.

O grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, “ $\Delta T_{9r}^{sa}$ ”, foi definido da seguinte forma:

$$\Delta T_{9r}^{sa} = T_{9r} - T_{evap} \quad (4.1)$$

A temperatura de evaporação, “ $T_{evap}$ ”, foi considerada igual à temperatura de saturação do refrigerante, “ $T_{8r}^{sat}$ ”, obtida a partir da pressão na entrada do evaporador, “ $P_{8r}$ ”. A perda de carga do refrigerante ao longo do evaporador foi desprezada. O índice subscrito “9r” bem como os outros acompanhados da letra “r” correspondem aos pontos indicados na Figura 3.1.

A efetividade do trocador de calor linha de líquido - linha de sucção, “ $\epsilon_{troc}$ ”, foi obtida através da seguinte expressão:

$$\varepsilon_{\text{iroc}} = \frac{T_{11r} - T_{10r}}{T_{5r} - T_{10r}} \quad (4.2)$$

O grau de superaquecimento do refrigerante na sucção do compressor, “ $\Delta T_{1r}^{\text{sa}}$ ”, foi definido como indicado a seguir:

$$\Delta T_{1r}^{\text{sa}} = T_{1r} - T_{1r}^{\text{sat}} \quad (4.3)$$

A temperatura de saturação do refrigerante na sucção do compressor, “ $T_{1r}^{\text{sat}}$ ”, foi obtida a partir da pressão medida no ponto “1.r”.

O grau de superaquecimento do refrigerante na descarga do compressor, “ $\Delta T_{2r}^{\text{sa}}$ ”, foi definido pela Equação (4.4).

$$\Delta T_{2r}^{\text{sa}} = T_{2r} - T_{2r}^{\text{sat}} \quad (4.4)$$

A temperatura de saturação do refrigerante na descarga, “ $T_{2r}^{\text{sat}}$ ”, foi obtida a partir da pressão medida no ponto “2.r”.

O grau de subresfriamento do refrigerante na saída do condensador, “ $\Delta T_{4r}^{\text{sr}}$ ”, foi definido da seguinte forma:

$$\Delta T_{4r}^{\text{sr}} = T_{4r} - T_{\text{cond}} \quad (4.5)$$

A temperatura de condensação, “ $T_{\text{cond}}$ ”, foi considerada igual à temperatura de saturação do refrigerante na entrada da válvula de expansão, “ $T_{7r}^{\text{sat}}$ ”, que por sua vez foi obtida a partir da pressão medida no ponto “7.r”.

O grau de subresfriamento do refrigerante na entrada da válvula de expansão, “ $\Delta T_{7r}^{\text{sr}}$ ”, foi expresso na forma indicada a seguir:

$$\Delta T_{7r}^{\text{sr}} = T_{7r} - T_{7r}^{\text{sat}} \quad (4.6)$$

A capacidade de refrigeração foi obtida através de balanços de energia no lado do refrigerante e no lado do fluido secundário. O evaporador foi considerado como perfeitamente isolado do ambiente externo.

A entalpia do refrigerante na entrada do evaporador foi considerada igual (processo de expansão isentálpico) à entalpia na entrada da válvula de expansão, “ $h_{7r}$ ”, a qual foi obtida a partir da pressão e da temperatura medidas no ponto “7.r” (Figura 3.1). A entalpia do refrigerante na saída do evaporador, “ $h_{9r}$ ”, foi obtida a partir da pressão de evaporação e da temperatura medida no ponto “9r”. A capacidade de refrigeração pelo lado do refrigerante, “ $Q_{evap}^r$ ” foi então obtida através da equação a seguir, onde “ $\dot{m}_r$ ” representa a vazão mássica de refrigerante em circulação:

$$Q_{evap}^r = \dot{m}_r \cdot (h_{9r} - h_{7r}) \quad (4.7)$$

A capacidade de refrigeração pelo lado do fluido secundário, “ $Q_{evap}^s$ ”, foi obtida através da Equação (4.8), onde a densidade e o calor específico do fluido secundário na entrada do evaporador, “ $\rho_{9s}$ ” e “ $c_{9s}$ ”, foram determinados a partir da temperatura no ponto “9.s”. O fluido secundário utilizado no evaporador é uma mistura de água (72,9%) com etileno glicol (27,1%), cujas propriedades termofísicas foram extraídas de ASHRAE (2001).

$$Q_{evap}^s = \rho_{9s} \cdot \dot{V}_s^e \cdot c_{9s} \cdot (T_{9s} - T_{8s}) \quad (4.8)$$

A obtenção da capacidade de refrigeração pelo lado do fluido secundário é fundamental, pois a presença de fluido refrigerante saturado na entrada da válvula de expansão ou na saída do evaporador em alguns casos impede a obtenção da entalpia e conseqüentemente o cálculo da capacidade de refrigeração pelo lado do refrigerante.

A taxa de dissipação de calor no condensador pelo lado do refrigerante, “ $Q_{cond}^r$ ”, foi obtida através da seguinte equação:

$$Q_{cond}^r = \dot{m}_r \cdot (h_{3r} - h_{4r}) \quad (4.9)$$

A entalpia do refrigerante na entrada do condensador, “ $h_{3r}$ ”, foi obtida a partir da pressão de condensação e da temperatura no ponto “3.r”. A entalpia na saída do condensador foi obtida através da pressão de condensação e da temperatura medida no ponto “4.r”.

A taxa de dissipação de calor no condensador pelo lado do fluido secundário, “ $Q_{cond}^s$ ”, foi obtida através da expressão a seguir:

$$Q_{cond}^s = \rho_{4s} \cdot \dot{V}_s^c \cdot c_{4s} \cdot (T_{3s} - T_{4s}) \quad (4.10)$$

A densidade e o calor específico da água na entrada do condensador, “ $\rho_{4s}$ ” e “ $c_{4s}$ ” foram determinados a partir da temperatura da água medida no ponto “4.s”.

A exemplo da capacidade de refrigeração, a obtenção da taxa de transferência de calor no condensador pelo lado do fluido secundário é essencial, devido à presença de fluido refrigerante saturado na saída do condensador em alguns casos.

O coeficiente de performance foi definido através da relação entre a capacidade de refrigeração obtida pelo lado do fluido secundário, “ $Q_{evap}^s$ ”, e a potência consumida pelo compressor e pelo inversor de frequência do compressor,  $\dot{W}_{elet}$ .

$$COP = \frac{Q_{evap}^s}{\dot{W}_{elet}} \quad (4.11)$$

A potência consumida pela válvula de expansão eletrônica não foi considerada no cálculo do COP.

## 4.2 Teste Típico

O objetivo desta seção é mostrar as características fundamentais de um ensaio típico. Será apresentado o critério de regime permanente e de tempo de amostragem, além de alguns detalhes do processamento dos dados.

### 4.2.1 Estabilização das variáveis independentes

O teste típico, utilizado como exemplo neste capítulo, foi realizado nas seguintes condições:



- 1) Temperatura na entrada do banho do evaporador ( $T_{9,s}$ ):  $10,1^{\circ}\text{C}$ ;
- 2) Temperatura na entrada do banho do condensador ( $T_{4,s}$ ):  $35,1^{\circ}\text{C}$ ;
- 3) Rotação da bomba do evaporador ( $N_{BE}$ ): 500 rpm;
- 4) Rotação da bomba do condensador ( $N_{BC}$ ): 400 rpm;
- 5) Rotação do compressor ( $N_{CP}$ ): 3600 rpm;
- 6) Abertura da válvula de expansão ( $AB$ ): 58%.

A Figura 4.1 mostra o comportamento das temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador, durante as três primeiras horas de funcionamento da bancada. Pode-se observar que, após uma hora de funcionamento, essas temperaturas se estabilizaram em patamares bastante próximos dos valores de ajuste, tanto no evaporador ( $10,1^{\circ}\text{C}$ ), quanto no condensador ( $35,1^{\circ}\text{C}$ ). Nos dois banhos, a banda de oscilação da temperatura foi inferior à  $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ , valor este igual ao da flutuação de temperatura admitida pelo fabricante.

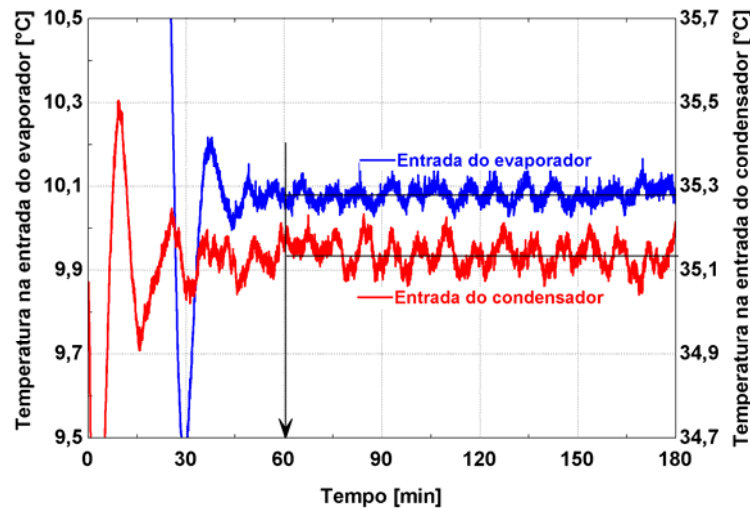


Figura 4.1 - Temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador ao longo do tempo (partida da bancada)

A Figura 4.2 mostra o comportamento das vazões de fluido secundário no evaporador e no condensador no mesmo período de tempo da Figura 4.1. Após uma hora, a vazão no evaporador se estabilizou em aproximadamente 1,22 lpm e no condensador, em 1,28 lpm. Em ambos os casos, a

banda de oscilação em torno da média foi inferior a  $\pm 0,7\%$ , valor plenamente aceitável diante das incertezas de medição associadas à obtenção da vazão (Apêndice IV).

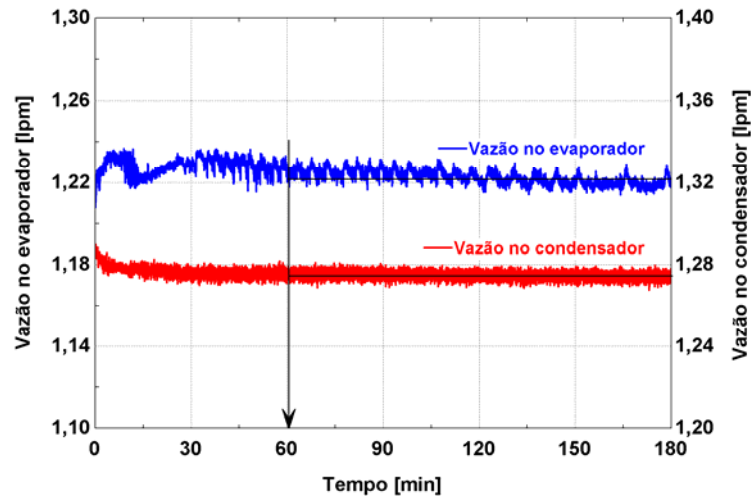


Figura 4.2 - Vazões de fluido secundário no evaporador e no condensador ao longo do tempo (partida da bancada)

A Figura 4.3 mostra a rotação do compressor ao longo do tempo, onde se verifica que o controle da rotação em 3600 rpm é plenamente satisfatório, pois a banda de oscilação em torno da média foi inferior a  $\pm 0,5\%$ , valor considerado aceitável.

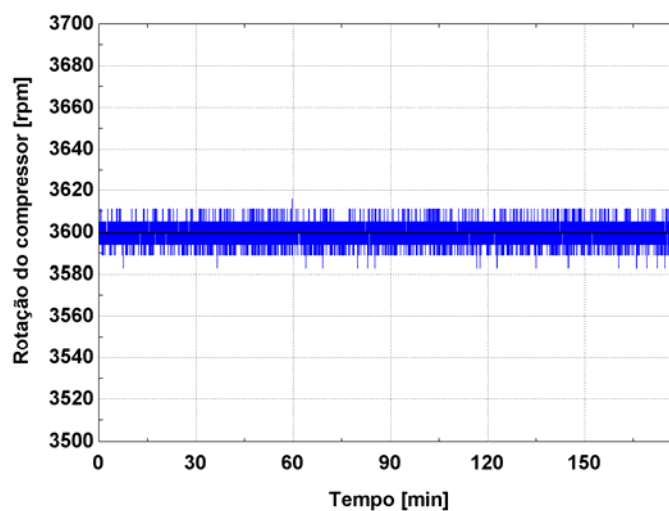


Figura 4.3 - Rotação do compressor ao longo do tempo (partida da bancada)

O Apêndice V mostra o procedimento detalhado de partida da bancada.

### 4.2.2 Critério de regime permanente

Um critério para definir se um teste estava ou não em regime permanente precisou ser adotado.

Tal critério consiste, primeiramente, na seleção da variável e do intervalo de tempo desejado. Neste exemplo, a variável escolhida foi a pressão de descarga ( $P_{2r}$ ) e o intervalo de tempo, o de número “1”, entre 60 e 72 minutos após a partida do compressor (ver Figura 4.4).

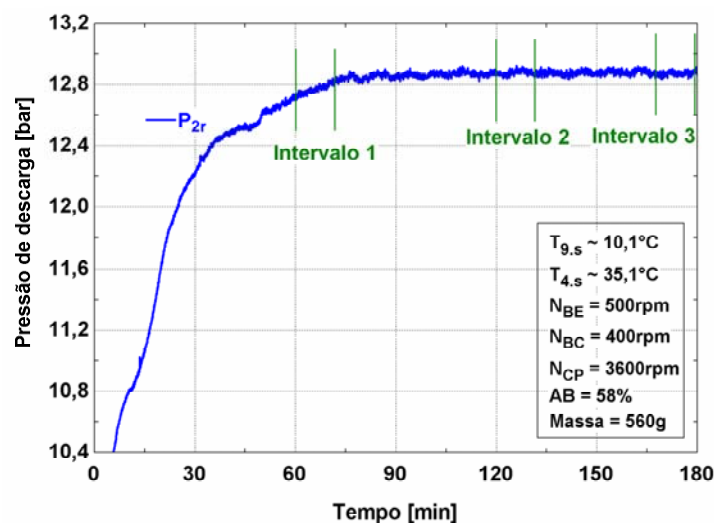


Figura 4.4 - Pressão de descarga em função do tempo (partida da bancada)

Em seguida, ajusta-se uma reta entre as leituras dessa variável ao longo do intervalo escolhido, através do método dos mínimos quadrados, como indicado na Figura 4.5.

O critério adotado consiste em verificar se a razão entre o coeficiente angular da reta e a média da variável no intervalo, em termos percentuais, é inferior a um valor limite. Em caso positivo, considera-se que a variável está em regime permanente. Esse valor limite foi definido a partir de uma observação cuidadosa do comportamento da variável ao longo do tempo em diversos testes e da própria experiência adquirida na observação do experimento.

No caso da pressão de descarga, o valor limite para o regime permanente foi definido em 0,03%/min. Na Figura 4.5, a referida “Razão”, ou seja, a taxa de variação percentual da pressão de descarga, foi de 0,06%/min, valor superior ao limite de 0,03%/min. Sendo assim, o critério de regime permanente não foi satisfeito e a pressão média no intervalo “1” não pôde ser considerada a pressão de descarga de operação naquelas condições.

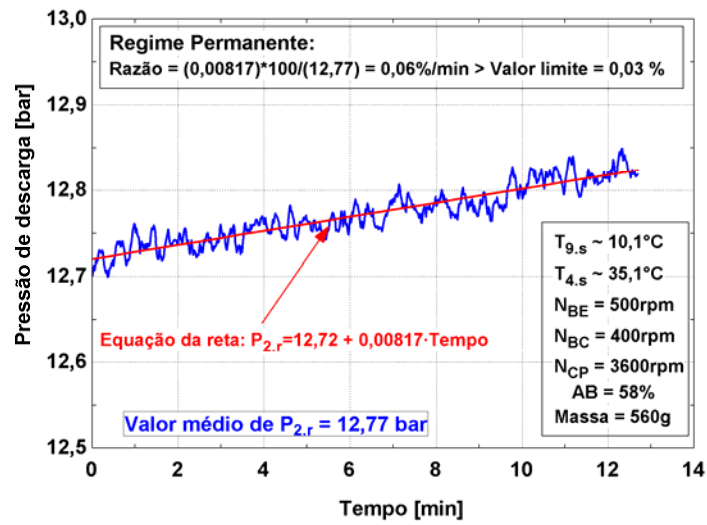


Figura 4.5 - Análise do regime permanente da pressão de descarga (intervalo 1)

A Figura 4.6 mostra a mesma análise para o intervalo “2”. Desta vez, o critério de regime permanente foi satisfeito, pois a razão obtida foi de 0,01%/min, valor inferior ao limite de 0,03%/min.

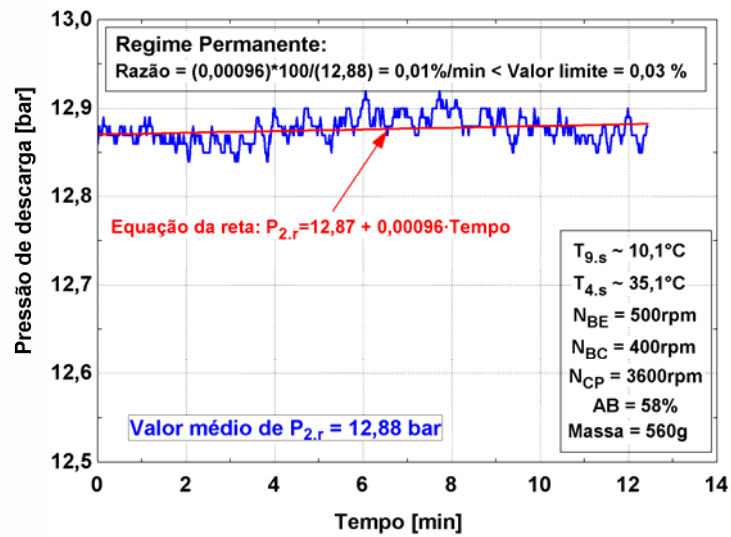


Figura 4.6 - Análise do regime permanente da pressão de descarga (intervalo 2)

A Figura 4.7 mostra que o regime permanente também foi atingido no intervalo “3”.

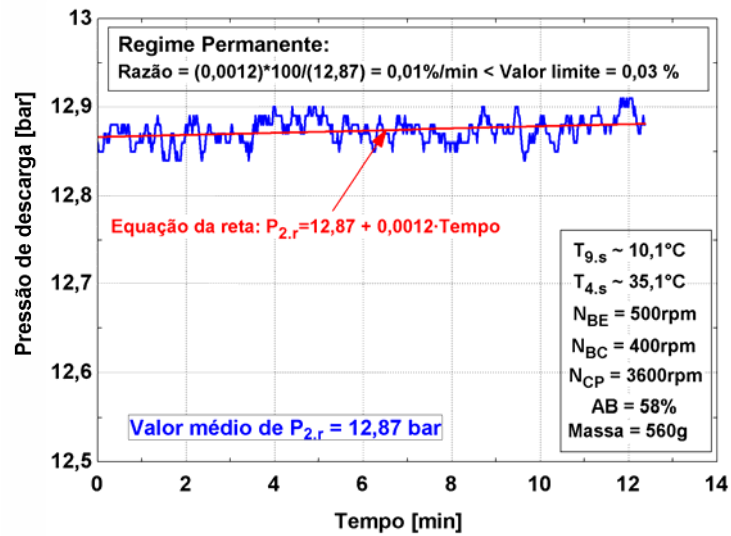


Figura 4.7 - Análise do regime permanente da pressão de descarga (Intervalo 3)

Uma consequência direta do regime permanente é a coincidência dos valores médios das pressões do intervalo “2” (12,88 bar) e do intervalo “3” (12,87 bar). A diferença entre esses valores é inferior a 0,1%, abaixo, portanto, da incerteza de medição da pressão (Apêndice IV).

O critério de regime permanente também foi aplicado sobre a pressão de sucção ( $P_{1,r}$ ), seguindo o mesmo procedimento utilizado para a pressão de descarga. O valor limite para o regime permanente foi o mesmo, ou seja, 0,03%/min.

A Figura 4.8 mostra que o critério de regime permanente também não foi satisfeito para pressão de sucção no intervalo “1”.

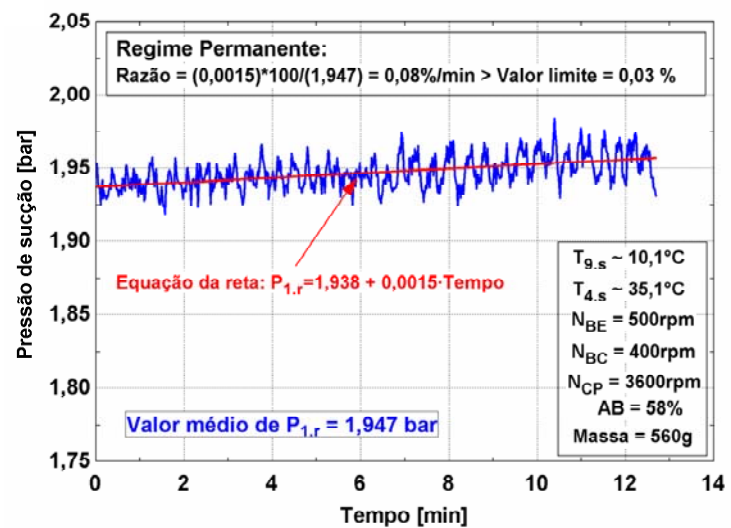


Figura 4.8 - Análise do regime permanente da pressão de sucção no (intervalo 1).

Já no intervalo “2”, o critério de regime permanente para a pressão de sucção é satisfeito (Figura 4.9), de maneira similar à pressão de descarga.

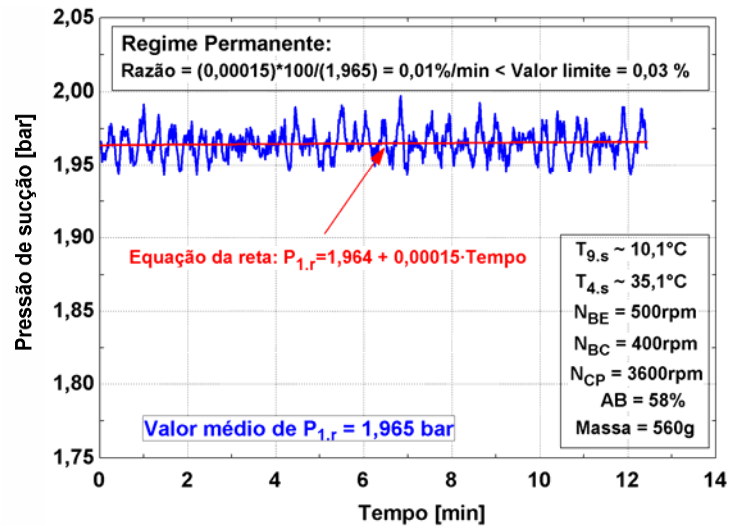


Figura 4.9 - Análise do regime permanente da pressão de sucção no (intervalo 2)

A Figura 4.10 mostra que a vazão mássica de refrigerante apresenta o mesmo padrão de comportamento da pressão de sucção. Da mesma forma, a Figura 4.11 mostra que o comportamento da potência elétrica acompanha o da pressão de descarga. Outras variáveis dependentes também apresentaram comportamentos similares aos das pressões de sucção e de descarga, como o grau de superaquecimento na saída do evaporador, a capacidade de refrigeração, a pressão na entrada da válvula de expansão, etc. De fato, em termos práticos, as pressões de sucção e descarga influenciam diretamente todas as demais variáveis dependentes.

Optou-se, portanto, pela aplicação do critério de regime permanente apenas sobre as pressões de sucção e descarga. Quando o critério de regime permanente é satisfeito para essas duas variáveis, considera-se que todas as demais variáveis dependentes estejam também estabilizadas no intervalo de tempo escolhido.

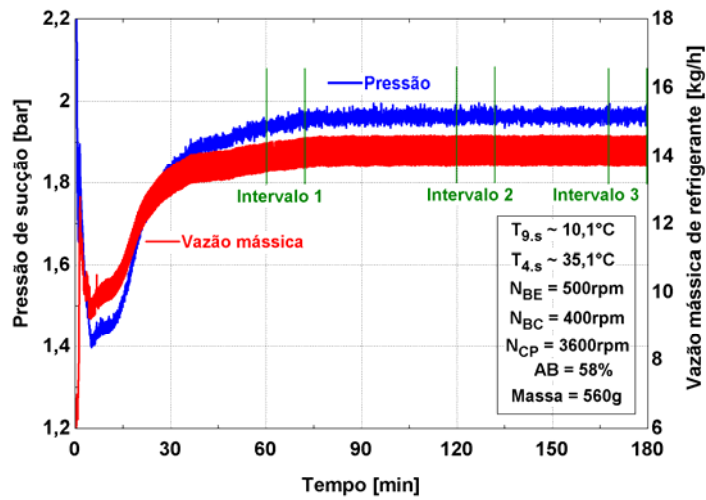


Figura 4.10 - Pressão de sucção e vazão mássica em função do tempo (partida da bancada)

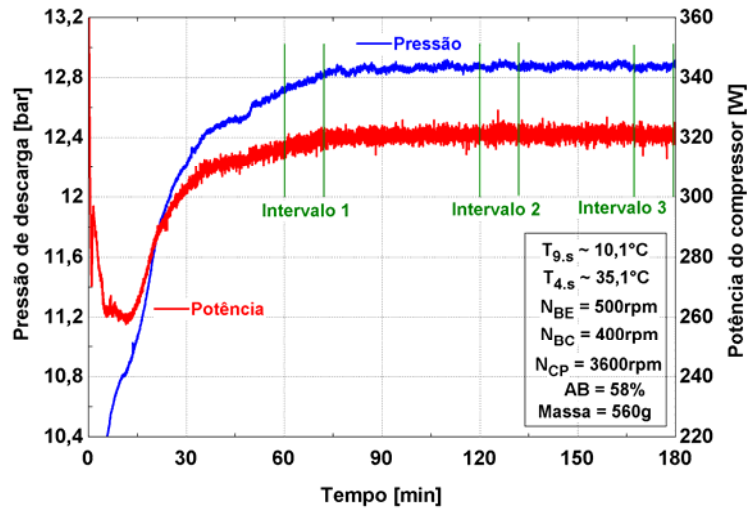


Figura 4.11 - Pressão de descarga e potência do compressor em função do tempo (partida da bancada)

As Tabelas 4.2 e 4.3 mostram, respectivamente, os valores médios das variáveis independentes e dependentes, nos intervalos 2 e 3 (ver Figura 4.4). Tais tabelas mostram, pela coincidência dos valores, que o teste está em regime permanente.

Tabela 4.2 - Valores médios das variáveis independentes (Teste típico)

Intervalo	$T_{9,s}$	$T_{4,s}$	$\dot{V}_s^e$	$\dot{V}_s^c$	$N_{CP}$
	[°C]	[°C]	[lpm]	[lpm]	[rpm]
2	10,1	35,1	1,22	1,27	3600
3	10,1	35,1	1,22	1,27	3600

Tabela 4.3 - Valores médios das variáveis dependentes (Teste típico)

Intervalo	$P_{1r}$	$P_{2r}$	$T_{evap}$	$T_{cond}$	$\dot{m}_r$	$\Delta T_{9r}^{sa}$	$\Delta T_{7r}^{sr}$	$\dot{W}_{elet}$	$Q_{evap}^r$
	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[°C]	[°C]	[W]	[W]
2	1,965	12,88	-8,6	46,7	14,16	4,0	19,5	321,3	626,5
3	1,964	12,87	-8,6	46,6	14,14	4,2	19,4	320,9	626,1
Diferença	0,001	0,01	0,0	0,1	0,02	-0,02	0,1	0,4	0,4

Em todos os demais testes definiu-se como padrão um tempo de amostragem de 12 minutos, com uma taxa de aquisição de aproximadamente 1 leitura/segundo para cada variável. Além disso, estabeleceu-se que o valor da variável corresponde à média aritmética das leituras dessa variável no intervalo de tempo escolhido.

### 4.2.3 Mudança de condição

Após o estabelecimento do primeiro ponto de operação, uma ou mais condições são alteradas para gerar outros pontos de operação. A Figura 4.12 mostra o comportamento da pressão de descarga ao longo do tempo após uma redução da abertura da EEV de 58% para 54%. As demais condições foram mantidas constantes. Dois intervalos de 12 minutos foram escolhidos para verificar a condição de regime permanente, o primeiro, 18 minutos e o segundo, 45 minutos após a mudança da abertura da válvula.

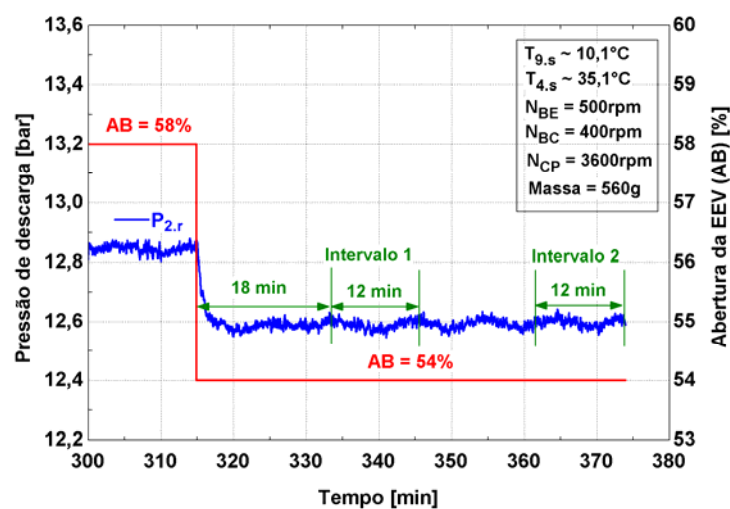


Figura 4.12 - Pressão de descarga em função do tempo (mudança da abertura da EEV)



As Figuras 4.13 e 4.14 mostram, respectivamente, a aplicação do critério de regime permanente para as pressões de descarga e sucção no intervalo “1”. Pode-se observar que o critério de regime permanente foi satisfeito para ambas as pressões e que, portanto, o intervalo constitui um ponto de operação.

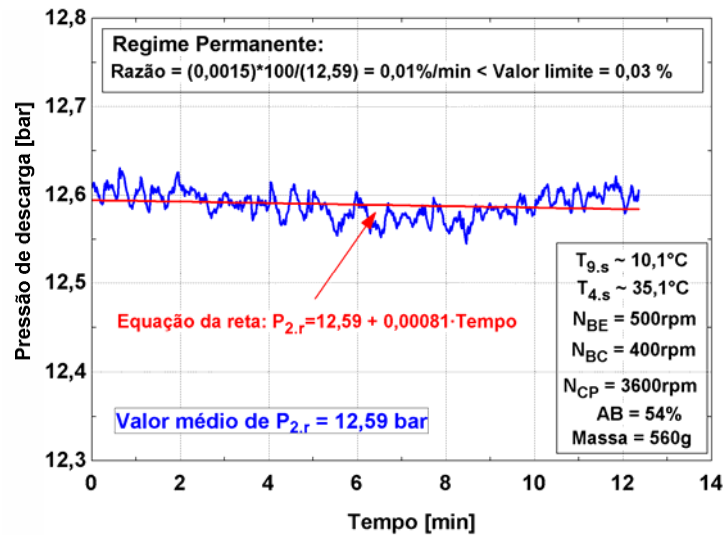


Figura 4.13 - Análise do regime permanente da pressão de descarga (intervalo 1).

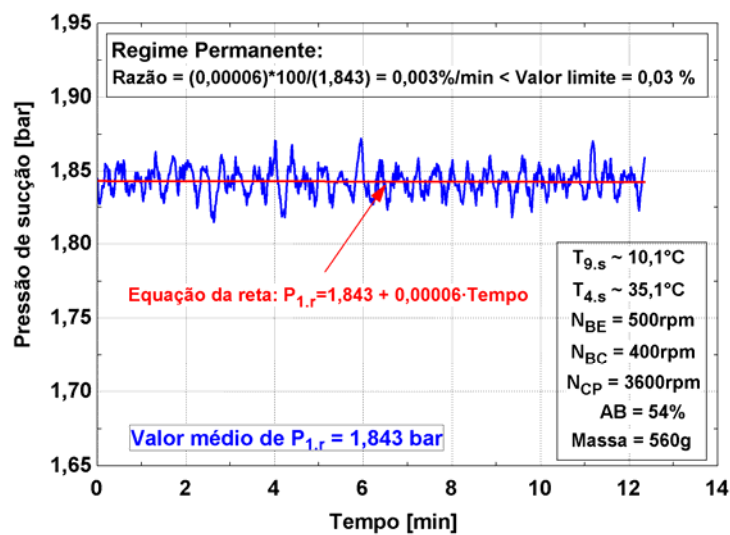


Figura 4.14 - Análise do regime permanente da pressão de sucção (intervalo 1)

O critério de regime permanente também foi satisfeito no intervalo “2”, para ambas as variáveis.

#### 4.2.4 Processamento dos ensaios

Um programa computacional específico foi desenvolvido na plataforma *EES (Engineering Equation Solver)* com a finalidade de processar de uma forma padrão os dados obtidos em todos os ensaios. O *EES* fornece as propriedades termodinâmicas e termofísicas do fluido refrigerante calculadas pelo programa REFPROP (McLinden *et al.*, 1998). O programa computacional desenvolvido aplica o critério de regime permanente, obtém as médias das variáveis em cada intervalo (ponto de operação), determina as propriedades termofísicas e termodinâmicas em cada um dos pontos indicados na Figura 3.1 e calcula as variáveis dependentes utilizando as Equações (4.1) à (4.11).



## 5. Efeitos Isolados

Esta etapa tem por objetivo estudar separadamente os efeitos da massa de refrigerante, da abertura da EEV e da rotação do compressor sobre a performance do sistema de refrigeração. Para tanto, foram realizados ensaios experimentais específicos variando um desses três parâmetros e mantendo os demais constantes.

Este capítulo explorará também alguns testes de repetibilidade efetuados com a bancada experimental desenvolvida.

### 5.1 Efeito da carga de refrigerante

Para explorar o efeito da carga de refrigerante sobre o comportamento do sistema, foram realizados vários testes com a mesma rotação do compressor ( $N_{CP} = 3000 \text{ rpm}$ ), abertura da EEV ( $AB = 56\%$ ) e vazões e temperaturas do fluido secundário no evaporador ( $\dot{V}_s^e \sim 1,20 \text{ lpm}$  e  $T_{9s} \sim 10,1^\circ\text{C}$ ) e no condensador ( $\dot{V}_s^c \sim 1,22 \text{ lpm}$  e  $T_{4s} \sim 35,0^\circ\text{C}$ ), porém com diferentes cargas de refrigerante. Tais testes foram iniciados com uma carga de refrigerante de aproximadamente 450g, com posteriores acréscimos de 20, 10 ou 5 g, até que o evaporador ficasse completamente inundado, ou seja, com grau de superaquecimento nulo.

A Figura 5.1 mostra as pressões de condensação e descarga em função da carga de refrigerante contida no sistema. A Figura 5.2 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre as pressões de evaporação e de sucção e sobre a temperatura do refrigerante na sucção do compressor.

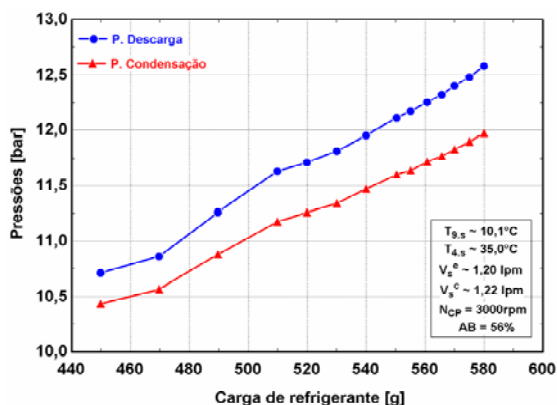


Figura 5.1 - Pressões de condensação e de descarga em função da carga de refrigerante

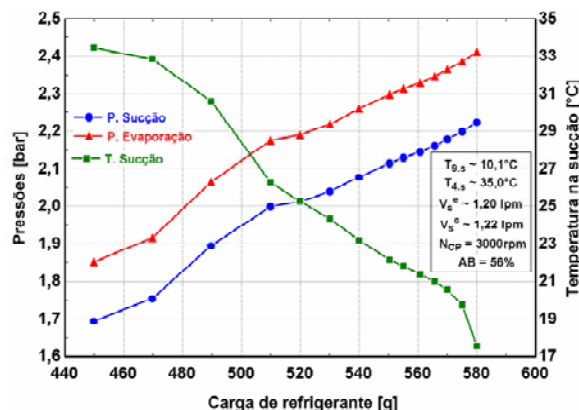


Figura 5.2 - Pressões de evaporação e de sucção e temperatura na sucção em função da carga de refrigerante

Através das Figuras 5.1 e 5.2, pode-se observar que a adição de carga de refrigerante eleva todas as pressões do sistema. A carga de refrigerante adicional é bombeada pelo compressor e acumula-se no condensador, onde aumenta a fração de líquido no condensador e diminui o volume interno disponível para o vapor, provocando assim um aumento das pressões do lado de alta. Como não houve alteração de qualquer outra variável independente, as pressões do lado de baixa também aumentam (Figura 5.2), em decorrência da elevação da vazão mássica. Efeitos semelhantes foram observados por Choi e Kim (2002) num sistema que utilizava um tubo capilar como dispositivo de expansão.

A Figura 5.3 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a vazão mássica de refrigerante e sobre a taxa de transferência de calor no condensador. Já a Figura 5.4 mostra a razão de compressão e a diferença de pressão através da EEV em função da carga de refrigerante.

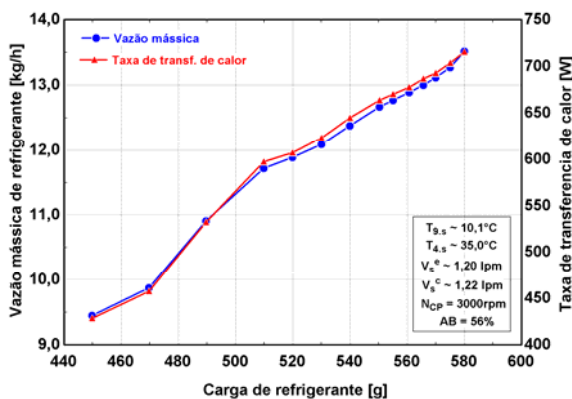


Figura 5.3 - Vazão mássica de refrigerante e taxa de transferência de calor em função da carga de gás

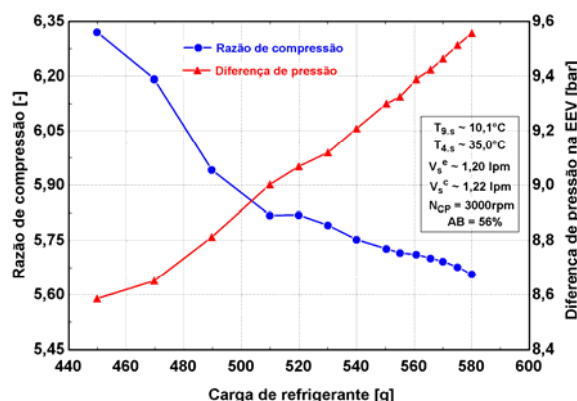


Figura 5.4 - Razão de compressão e diferença de pressão na EEV em função da carga de gás

A Figura 5.3 mostra que houve um aumento significativo da vazão mássica de refrigerante com a adição de carga de refrigerante. Esse aumento pode ser explicado, em parte, pela elevação da densidade do fluido refrigerante na sucção do compressor, provocada pelo crescimento da pressão e pela redução da temperatura na sucção do compressor (Figura 5.2). A elevação da vazão mássica também está associada com o aumento da eficiência volumétrica do compressor, que cresce com a redução da razão de compressão (Figura 5.4). A Figura 5.3 mostra também que a taxa de transferência de calor no condensador é afetada pela vazão mássica de refrigerante. O aumento da taxa de dissipação de calor está intimamente relacionado com a elevação da temperatura (pressão) de condensação, já que a vazão e a temperatura do fluido secundário na entrada do condensador permaneceram fixas.

O aumento da diferença de pressão através da EEV (Figura 5.4) acompanha a elevação da vazão mássica, pois a abertura da EEV, ou seja, a restrição ao escoamento, permaneceu constante.

A Figura 5.5 mostra diagramas P-h do sistema em consideração com três cargas de refrigerante diferentes. A entalpia na saída do condensador foi estimada através de um balanço de energia envolvendo o fluido secundário e o refrigerante, expresso através da Equação (5.1). A entalpia na saída do evaporador foi calculada de maneira semelhante (Equação 5.2).

$$h_{4r}^{calc} = h_{3r} - \frac{Q_{cond}^s}{\dot{m}_r} \quad (5.1)$$

$$h_{9r}^{calc} = h_{8r} + \frac{Q_{evap}^s}{\dot{m}_r} \quad (5.2)$$

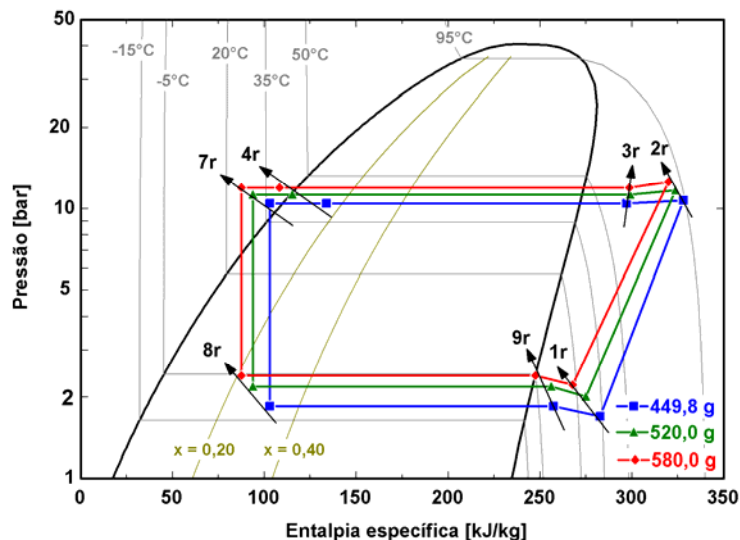


Figura 5.5 - Efeito da carga de refrigerante - Diagrama P-h

A Figura 5.6 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre os graus de superaquecimento na saída do evaporador e de subresfriamento na saída do condensador. A Figura 5.7 mostra o grau de subresfriamento na entrada da válvula de expansão e o título na entrada do evaporador em função da carga de refrigerante.

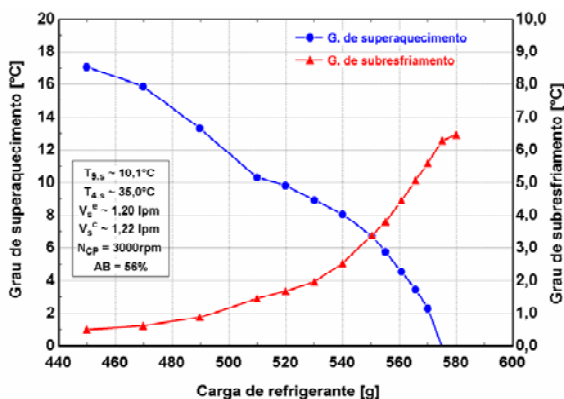


Figura 5.6 - Graus de superaquecimento no evaporador e de subresfriamento no condensador em função da carga de refrigerante

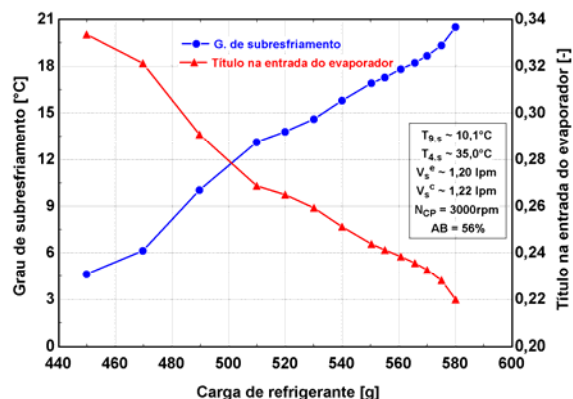


Figura 5.7 - Grau de subresfriamento na entrada da EEV e título na entrada do evaporador em função da carga de refrigerante

A redução do grau de superaquecimento na saída do evaporador com o aumento da carga de refrigerante pode ser explicada, em parte, pelo aumento da pressão de evaporação (Figura 5.2) e, em parte, pela redução da temperatura do refrigerante na saída do evaporador (ver seta “9r”, na Figura 5.5).

Por sua vez, o aumento do grau de subresfriamento na saída do condensador pode ser explicado pelo acúmulo de massa de refrigerante líquido no condensador.

O aumento do grau de subresfriamento na entrada da válvula de expansão (Figura 5.7) tem relação direta com a elevação da pressão de condensação e com a redução da temperatura na entrada da válvula de expansão (seta “7r”, Figura 5.5). A redução do título na entrada do evaporador (Figura 5.7) deve-se à diminuição da entalpia na entrada da EEV (ver seta “7r”, na Figura 5.5) e ao aumento da pressão de evaporação.

A Figura 5.8 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a capacidade de refrigeração e sobre o efeito refrigerante específico. A capacidade de refrigeração foi calculada com base num balanço de energia pelo lado do fluido secundário (Equação 5.10). O efeito refrigerante específico foi obtido dividindo-se a capacidade de refrigeração pela vazão mássica de refrigerante.

A Figura 5.9 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a potência do compressor. A Figura 5.10 mostra num mesmo gráfico o COP e o grau de superaquecimento no evaporador em função da carga de refrigerante.

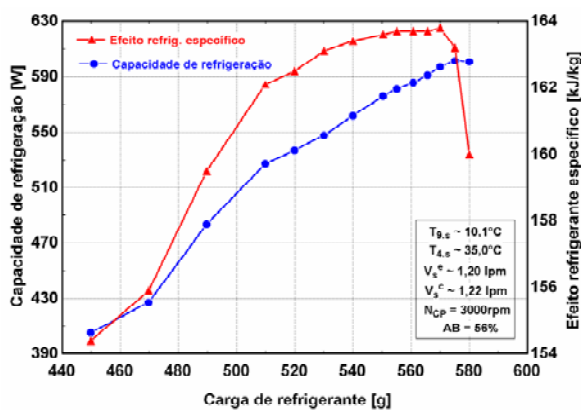


Figura 5.8 - Capacidade de refrigeração e efeito refrigerante específico em função da carga de refrigerante

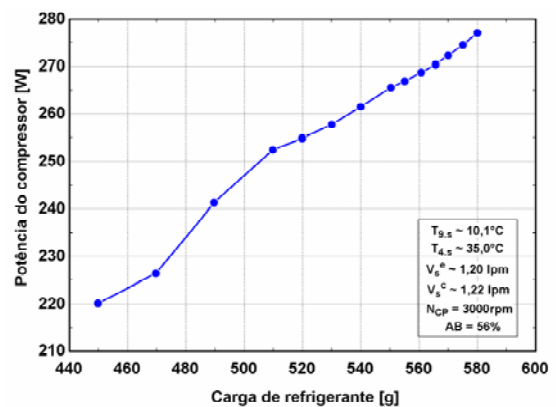


Figura 5.9 - Potência do compressor em função da carga de refrigerante

A Figura 5.8 mostra que a diferença de entalpia no evaporador passa por um ponto de máximo numa carga de aproximadamente 570 g. De 450 a 570g, a redução da entalpia na entrada foi superior à queda da entalpia na saída do evaporador, enquanto que acima de 570g esse comportamento se inverteu.

Com a adição de carga de refrigerante, observou-se um aumento contínuo da vazão mássica de refrigerante (Figura 5.3), enquanto que a diferença de entalpia no evaporador apresentou um ponto de máximo em 570g. Como consequência, obteve-se um ponto de máximo para a capacidade de refrigeração, mas não com 570g, onde a capacidade foi de 597 W, mas com



575 g, onde a capacidade foi de 602 W. Com a carga de 570 g, obteve-se uma vazão mássica de 13,12 kg/h e uma diferença de entalpia de 163,8 kJ/kg, enquanto que, com a carga de 575g, tais parâmetros atingiram respectivamente os valores de 13,27 kg/h (+1,1%) e 163,2 kJ/kg (-0,4%).

Pode-se também explicar o aumento da capacidade de refrigeração sob a ótica da transferência de calor. Com a adição de refrigerante, há uma redução do grau de superaquecimento (Figura 5.6) e ao mesmo tempo um aumento do comprimento da região bifásica no evaporador. Como o coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica é muito superior ao da região superaquecida, o avanço da região bifásica provoca um aumento da efetividade do evaporador e consequentemente um crescimento da capacidade de refrigeração. Após a carga de 575 g, a redução da capacidade de refrigeração pode ser explicada pela redução da diferença entre as temperaturas de evaporação e do fluido secundário, já que o coeficiente global de transferência de calor estabiliza-se após o inundamento do evaporador. Essas tendências foram também observadas por Farzad e O’Neal (1993) e por Choi e Kim (2002) em sistemas montados com um tubo capilar.

A Figura 5.9 mostra um aumento contínuo da potência do compressor com o acréscimo da carga de refrigerante, em decorrência da elevação da vazão mássica.

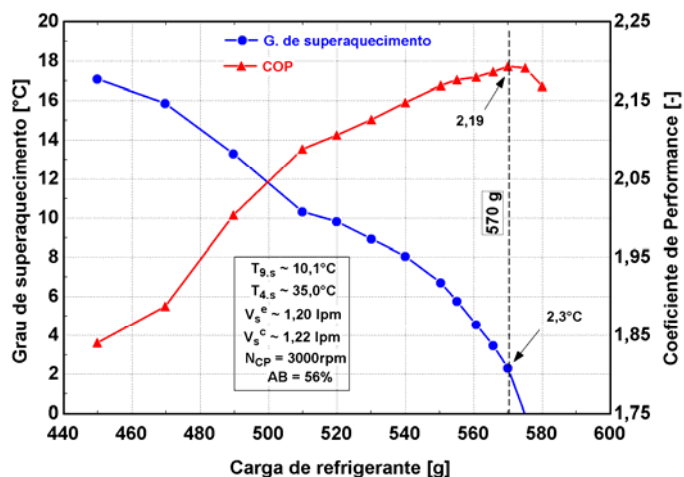


Figura 5.10 - Grau de superaquecimento e COP em função da carga de refrigerante

A Figura 5.10 mostra que existe um efeito significativo da carga de refrigerante sobre a performance do sistema de refrigeração. O aumento de 17% no COP entre 450 g e 570 g pode ser explicado pela redução da razão de compressão e pelo aumento da efetividade do evaporador. A Figura 5.10 também mostra a existência de um ponto de máximo coeficiente de performance, no

valor de 2,19, coincidente com um grau de superaquecimento de 2,3°C. Tal comportamento também foi observado por Farzad e O'Neal (1993) e Choi e Kim (2002).

O comportamento do COP em função da carga de refrigerante, ilustrado na Figura 5.10, é semelhante, em termos qualitativos, ao que seria observado num refrigerador com compressor de rotação fixa e tubo capilar. Isto mostra a importância do ajuste da carga de refrigerante em sistemas desse tipo.

A Figura 5.11 mostra o erro percentual entre as taxas de transferência de calor no evaporador obtidas pelos lados do refrigerante e do fluido secundário em função do grau de superaquecimento. A Figura 5.12 mostra um gráfico semelhante, mas para a taxa de transferência de calor no condensador em função do grau de subresfriamento.

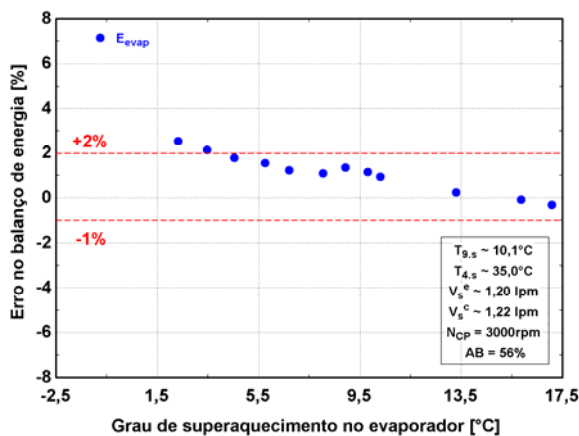


Figura 5.11 - Diferença no cômputo da taxa de transferência de calor no evaporador

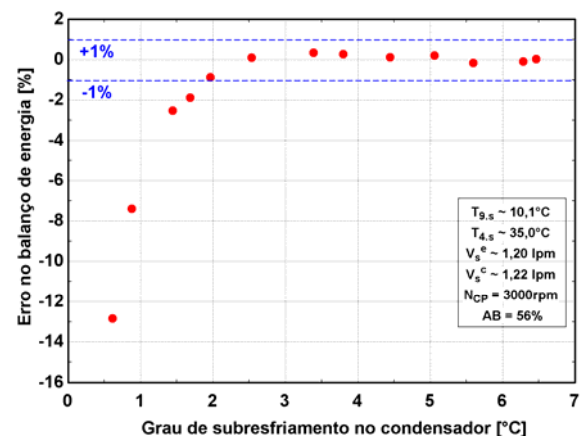


Figura 5.12 - Diferença no cômputo da taxa de transferência de calor no condensador

A Figura 5.11 mostra que, para graus de superaquecimento superiores a 4°C, a diferença percentual entre as taxas de transferência de calor situou-se dentro de uma faixa de -1% a +2%. Estes erros são plenamente aceitáveis, pois a incerteza de medição da taxa de transferência de calor tanto pelo lado do refrigerante como pelo lado do fluido secundário, gira em torno de ±4%, valor esse superior ao erro máximo encontrado. O aumento do erro em superaquecimentos inferiores a 4°C está muito provavelmente associado à presença de pequenas gotas de líquido em suspensão no vapor superaquecido.

No condensador (Figura 5.12), a diferença entre as taxas de transferência de calor obtidas pelo lado do refrigerante e do fluido secundário manteve-se dentro de uma faixa de ±1%, para graus de subresfriamento superiores a 1,5°C. Desvios significativamente maiores foram encontrados em

pequenos graus de subresfriamento, muito provavelmente devido à presença de bolhas de vapor em suspensão no líquido subresfriado.

## 5.2 Análise de repetibilidade: efeito da carga de refrigerante

O teste mostrado na seção 5.1 foi repetido para avaliar o grau de repetibilidade da bancada.

Assim sendo, a bancada foi evacuada e submetida a um novo processo de carga, que iniciou com uma carga aproximada de 450g.

As Figuras 5.13 e 5.14 comparam, respectivamente, as pressões de evaporação e as vazões mássicas obtidas nos dois ensaios.

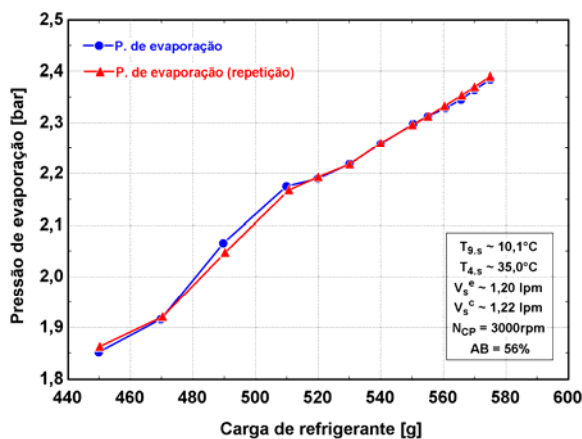


Figura 5.13 - Teste de repetibilidade - Pressão de evaporação

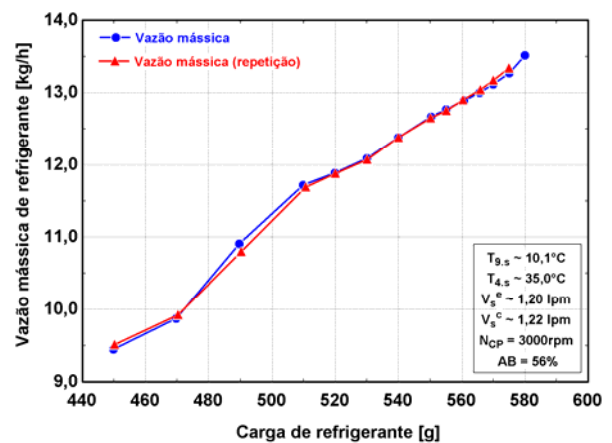


Figura 5.14 - Teste de repetibilidade - Vazão mássica de refrigerante

Pode-se observar que os valores obtidos nos dois testes são bastante próximos, com um desvio máximo de 0,9% e 1,0%, respectivamente, para a pressão de evaporação e para a vazão mássica.

As Figuras 5.15 e 5.16 comparam, respectivamente, a potência do compressor e a capacidade de refrigeração obtidas nos dois testes.

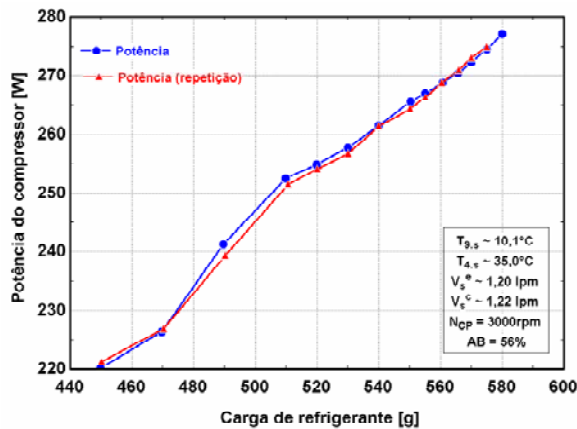


Figura 5.15 - Teste de repetibilidade - Potência do compressor

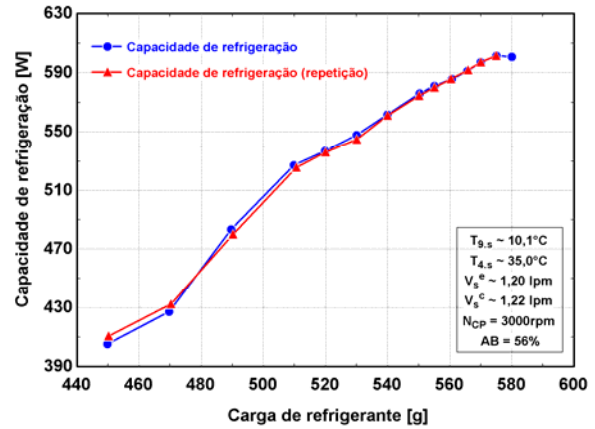


Figura 5.16 - Teste de repetibilidade - Capacidade de refrigeração

A exemplo das figuras anteriores, observou-se uma coincidência quase perfeita entre os dois ensaios com desvios máximos de 0,8% e de 1,0%, respectivamente, para a potência e para a capacidade de refrigeração.

A repetibilidade dos testes foi, portanto, considerada satisfatória, pois os desvios máximos observados são inferiores às incertezas de medição da pressão de evaporação (em torno de  $\pm 2\%$ ), da vazão mássica (em torno de  $\pm 4\%$ ), da potência elétrica (em torno de  $\pm 1\%$ ) e da capacidade de refrigeração (em torno de  $\pm 4\%$ ). As demais variáveis do sistema também apresentaram desvios inferiores às suas incertezas de medição.

### 5.3 Efeito da abertura da válvula de expansão

Para explorar o efeito da abertura da válvula de expansão sobre o comportamento do sistema, foram realizados testes com as mesmas rotação do compressor ( $N_{CP} = 3600 \text{ rpm}$ ), carga de refrigerante ( $M. \text{ ref} = 560,5\text{g}$ ) e vazões e temperaturas do fluido secundário no evaporador ( $\dot{V}_s^e \sim 1,21 \text{ lpm}$  e  $T_{9,s} \sim 10,1^\circ\text{C}$ ) e no condensador ( $\dot{V}_s^c \sim 1,22 \text{ lpm}$  e  $T_{4,s} \sim 35,1^\circ\text{C}$ ), mas com diferentes aberturas da EEV. Da mesma forma que nos testes com carga de refrigerante variável, os ensaios foram realizados em seqüência, partindo-se de uma abertura de 40%, com acréscimos de 4, 2 ou 1%, até que o evaporador ficasse inundado.

A Figura 5.17 mostra as pressões de sucção e de evaporação e a temperatura do refrigerante na sucção do compressor em função da abertura da EEV. A Figura 5.18 mostra o efeito

da abertura da EEV sobre a vazão mássica de refrigerante e sobre a taxa de transferência de calor no condensador.

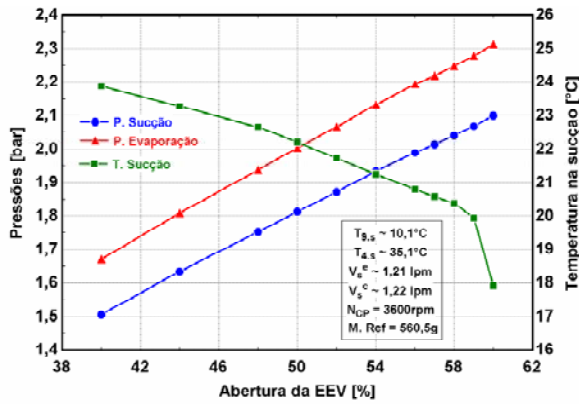


Figura 5.17 - Pressões de evaporação e de sucção e temperatura na sucção em função da abertura da EEV

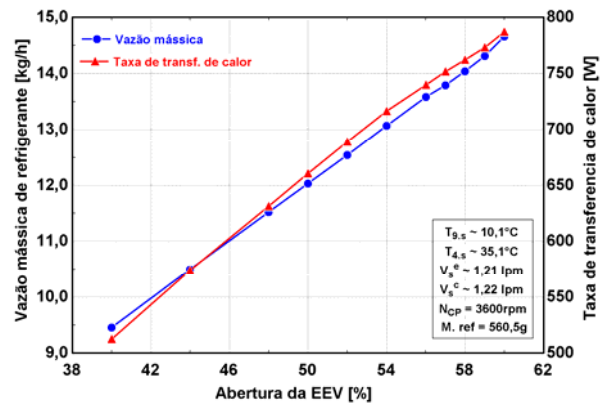


Figura 5.18 - Vazão mássica de refrigerante e taxa de transferência de calor no condensador em função da abertura da EEV

O aumento da abertura da EEV reduz a restrição ao escoamento, o que aumenta a massa de fluido refrigerante que entra no evaporador e conseqüentemente eleva as pressões de evaporação e de sucção (Figura 5.17). Por sua vez, o aumento da pressão de sucção e a redução da temperatura na entrada do compressor (Figura 5.17) promovem uma elevação da vazão mássica (Figura 5.18), devido ao aumento da densidade do fluido refrigerante. Com o aumento da vazão mássica de refrigerante, eleva-se conseqüentemente a taxa de transferência de calor no condensador (Figura 5.18).

A Figura 5.19 mostra o efeito do grau de abertura da EEV sobre as pressões de condensação e de descarga. A Figura 5.20 mostra a razão de compressão e a diferença de pressão através da EEV em função da sua abertura.

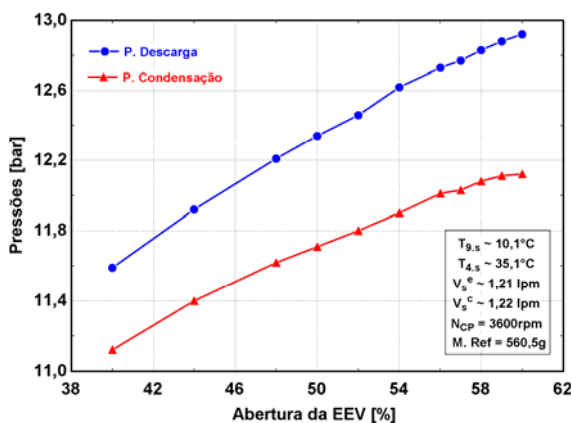


Figura 5.19 - Pressões de condensação e de descarga em função da abertura da EEV

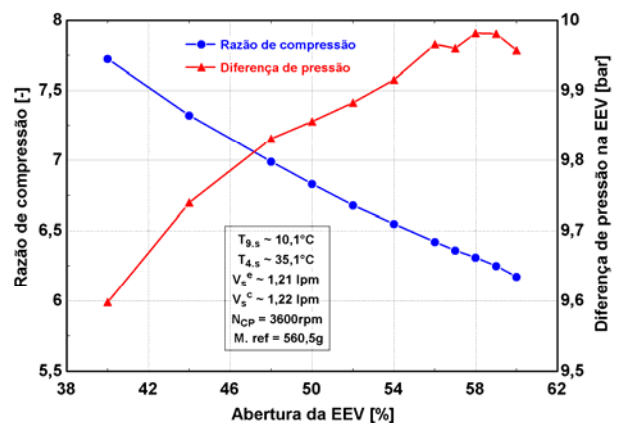


Figura 5.20 - Razão de compressão e diferença de pressão na EEV em função da abertura da EEV

Como não houve variação na vazão e na temperatura do fluido secundário que alimenta o condensador, o aumento da taxa de dissipação do calor (Figura 5.19) ocorreu às custas do aumento da temperatura (pressão) de condensação (Figura 5.19).

Na Figura 5.20, nota-se um aumento pouco significativo da diferença de pressão através da válvula, pois o aumento da área efetiva da passagem da EEV foi acompanhado por uma elevação da vazão mássica de refrigerante (Figura 5.18). Além disso, a Figura 5.20 mostra uma queda acentuada da razão de compressão, que pode ser explicada pela redução da restrição ao escoamento, com uma mesma rotação do compressor.

A Figura 5.21 mostra diagrama P-h do sistema em consideração com três aberturas diferentes.

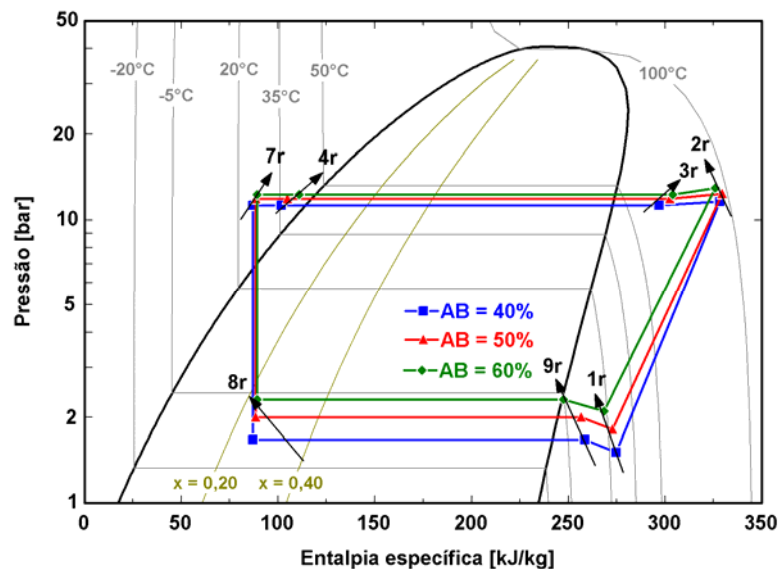


Figura 5.21 - Efeito da abertura da EEV - Diagrama P-h

A Figura 5.22 mostra o efeito da abertura da EEV sobre os graus de superaquecimento na saída do evaporador e de subresfriamento na saída do condensador. A Figura 5.23 mostra o grau de subresfriamento na entrada da válvula de expansão e o título na entrada do evaporador em função da abertura da EEV.

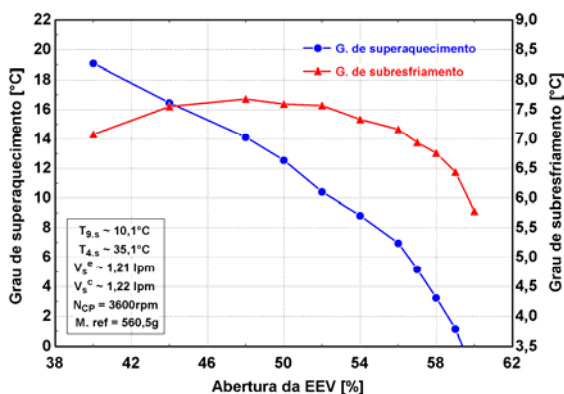


Figura 5.22 - Graus de superaquecimento no evaporador e de subresfriamento no condensador em função da abertura da EEV

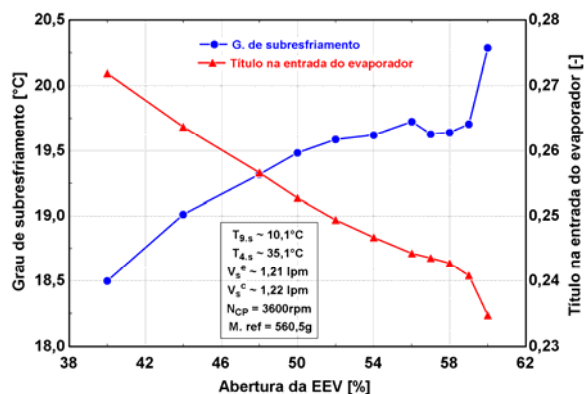


Figura 5.23 - Grau de subresfriamento na entrada da EEV e título na entrada do evaporador em função da abertura da EEV

A Figura 5.22 mostra que há uma redução do grau de superaquecimento na saída do evaporador com a abertura da EEV, devido, em parte, ao aumento da pressão de evaporação (Figura 5.17) e, em parte, à redução da temperatura na saída do evaporador (Figura 5.21). A Figura 5.22 também mostra a existência de uma abertura da EEV a partir da qual o evaporador fica completamente inundado com fluido refrigerante, ou seja, com um grau de superaquecimento igual a zero. No caso do teste em questão, essa abertura foi de aproximadamente 60%.

Observou-se também que as variações do grau de subresfriamento na saída do condensador (Figura 5.22), foram pequenas quando comparadas às causadas pela adição de carga de refrigerante (Figura 5.6).

O aumento do grau de subresfriamento na entrada da válvula de expansão também foi pouco significativo (Figura 5.23), sendo originado pelo aumento da pressão de condensação e pela redução da temperatura na entrada da válvula de expansão. Da mesma forma, a redução do título na entrada do evaporador foi pequena quando comparada àquela provocada pela adição de carga de refrigerante (Figura 5.7). Essa redução ocorreu por conta do aumento da pressão de evaporação, pois a variação da entalpia na entrada da EEV foi pouco significativa (Figura 5.21).

A Figura 5.24 mostra o efeito da abertura da EEV sobre a capacidade de refrigeração e sobre o efeito refrigerante específico. A Figura 5.25 mostra o efeito da abertura da EEV sobre a potência do compressor.

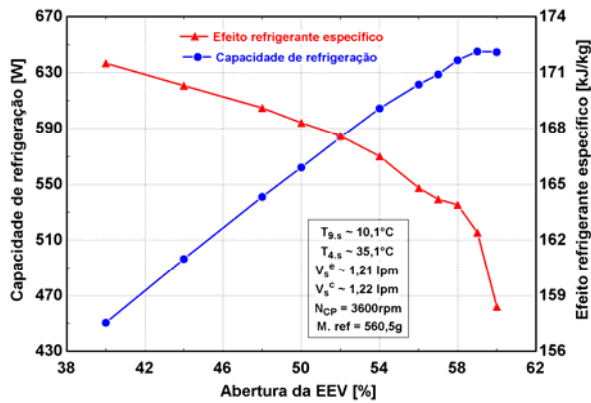


Figura 5.24 - Capacidade de refrigeração e efeito refrigerante específico em função da abertura da EEV

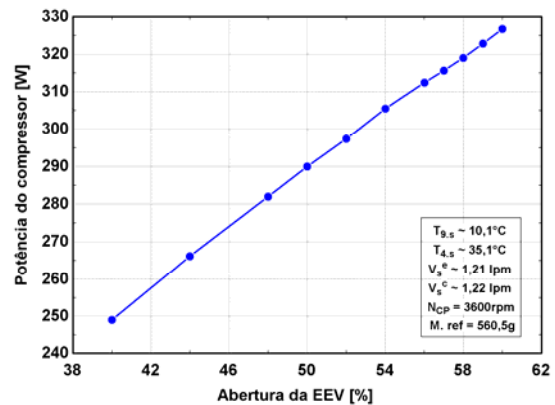


Figura 5.25 - Potência do compressor em função da abertura da EEV

A Figura 5.24 mostra que o aumento da abertura da EEV provoca uma redução da diferença de entalpia no evaporador, ao contrário do observado com o aumento da carga de refrigerante (Figura 5.8). Isto se deve ao fato da entalpia na saída do evaporador ter sofrido uma redução significativa, enquanto que a entalpia na entrada deste componente permaneceu praticamente constante (Figura 5.21).

A Figura 5.24 mostra também que a capacidade de refrigeração passa por um ponto de máximo. Entre 40% e 59% de abertura, o aumento da vazão mássica de refrigerante (Figura 5.18) prevalece sobre a redução do efeito refrigerante específico, o que causa a elevação da capacidade de refrigeração. A partir da abertura de 59%, há uma forte queda do efeito refrigerante específico não acompanhada por um aumento correspondente da vazão mássica, o que reduz a capacidade de refrigeração.

Sob o ponto de vista da transferência de calor, o aumento da abertura da EEV provocou um efeito semelhante ao da adição de carga de refrigerante, ou seja, um aumento do comprimento da região bifásica no evaporador. Isto fica comprovado pela redução do grau de superaquecimento na saída do evaporador (Figura 5.22). Com a redução da região superaquecida e o avanço da região bifásica, cresce naturalmente a capacidade de refrigeração. Após a abertura de 59%, a redução da capacidade de refrigeração pode ser explicada através da redução da diferença entre as temperaturas de evaporação e do fluido secundário, já que o coeficiente global de transferência de calor não se altera após o inundamento do evaporador. Um comportamento similar foi também observado por Choi e Kim (2003).

A Figura 5.25 mostra que a potência do compressor cresce com o aumento da abertura da EEV, principalmente devido à elevação da vazão mássica de refrigerante.



A Figura 5.26 mostra num mesmo gráfico o COP e o grau de superaquecimento em função da abertura da EEV.

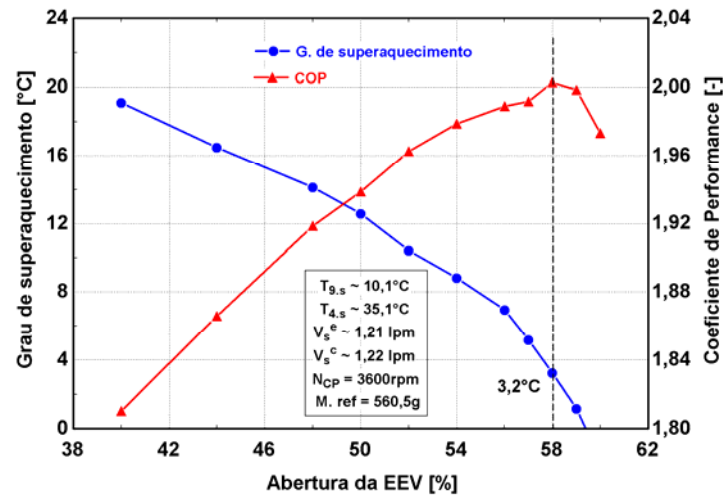


Figura 5.26 - Grau de superaquecimento no evaporador e COP em função do grau de abertura da EEV.

Na Figura 5.26, nota-se que existe uma abertura da EEV ( $AB = 58\%$ ) para a qual o COP é máximo ( $COP = 2,00$ ). O aumento do COP até a abertura de 58% está diretamente associado com a queda da razão de compressão e com uma alimentação adequada do evaporador. Ambos os efeitos contribuem para um aumento da capacidade de refrigeração numa proporção maior que a elevação da potência do compressor, provocando assim o crescimento do COP. Da mesma forma que nos testes com carga de refrigerante variável, o ponto de máximo COP ocorreu com um baixo grau de superaquecimento de  $3,2^{\circ}\text{C}$ , onde a capacidade de refrigeração também está próxima do valor máximo (Figura 5.24). Isto significa que, mantidas as demais variáveis independentes, o COP de um sistema de refrigeração também pode ser maximizado através do ajuste adequado da abertura da EEV.

#### 5.4 Análise de repetibilidade: efeito da abertura da EEV

Os ensaios mostrados na seção anterior foram repetidos para verificar a repetibilidade da bancada.

As Figuras 5.27 e 5.28 comparam, respectivamente, as pressões de evaporação e as vazões mássicas de refrigerante obtidas nas duas séries de ensaios.

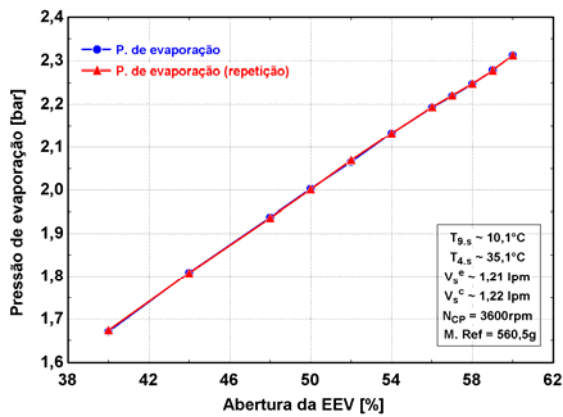


Figura 5.27 - Teste de repetibilidade - Pressão de evaporação

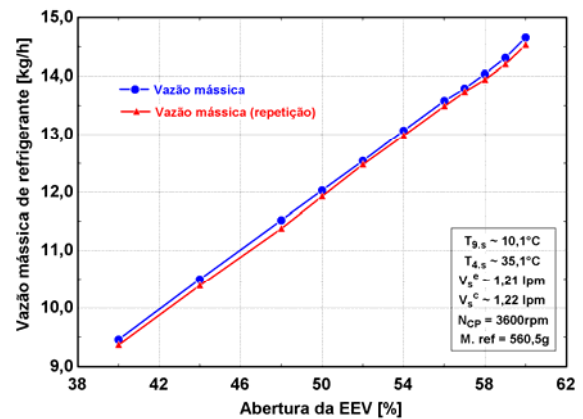


Figura 5.28 - Teste de repetibilidade - Vazão mássica de refrigerante

As Figuras 5.27 e 5.28 mostram que os resultados obtidos foram bastante próximos, com desvios máximos de 0,4% e 1,2%, respectivamente, para a pressão de evaporação e para a vazão mássica.

As Figuras 5.29 e 5.30 mostram, respectivamente, uma análise comparativa entre os valores de potência e de capacidade de refrigeração.

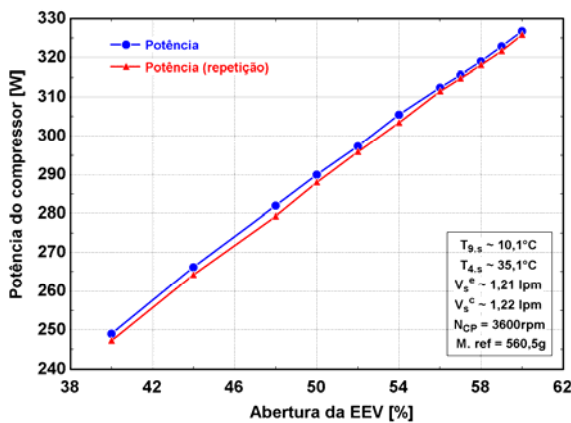


Figura 5.29 - Teste de repetibilidade - Potência do compressor

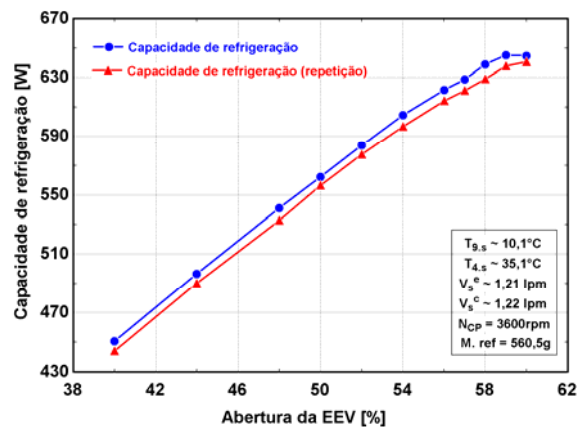


Figura 5.30 - Teste de repetibilidade - Capacidade de refrigeração

Observa-se, mais uma vez, uma excelente concordância entre os resultados obtidos nas duas séries de ensaios, com afastamentos máximos de 1,0% e 1,6%, respectivamente, para a potência do compressor e para a capacidade de refrigeração.

### 5.5 Efeito da rotação do compressor

O efeito da rotação do compressor sobre a performance do sistema foi explorado através de uma série de testes realizados com as mesmas carga de refrigerante (M. ref. = 560,5g), abertura da EEV ( $AB = 46\%$ ) e vazões e temperaturas do fluido secundário no evaporador ( $\dot{V}_s^e \sim 1,20 \text{ lpm}$  e  $T_{9_s} \sim 10,1^\circ\text{C}$ ) e no condensador ( $\dot{V}_s^c \sim 1,27 \text{ lpm}$  e  $T_{4_s} \sim 35,1^\circ\text{C}$ ), mas com diferentes rotações do compressor. Os testes foram realizados em seqüência, partindo-se de uma rotação de 1800 rpm, com acréscimos de 600 rpm, até a rotação de 4200 rpm.

A Figura 5.31 mostra as pressões de evaporação e de sucção em função da rotação do compressor. Já a Figura 5.32 mostra o efeito da rotação sobre as pressões de condensação e de descarga.

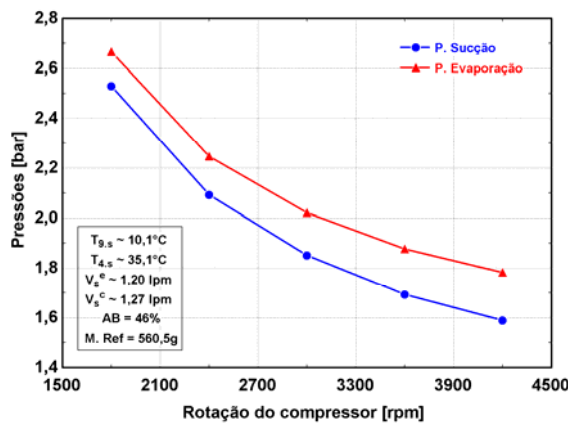


Figura 5.31 - Pressões de evaporação e de sucção em função da rotação do compressor

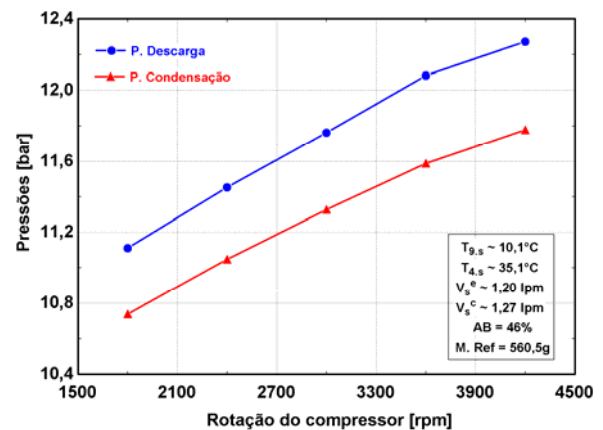


Figura 5.32 - Pressões de condensação e de descarga em função da rotação do compressor

O aumento da rotação do compressor eleva sua capacidade de bombeamento de refrigerante, o que provoca uma queda acentuada das pressões de evaporação e de sucção (Figura 5.31) e um aumento das pressões de condensação e de descarga (Figura 5.32), para a mesma abertura da EEV.

A Figura 5.33 mostra o efeito da rotação do compressor sobre a vazão mássica de refrigerante e sobre a taxa de transferência de calor no condensador. A Figura 5.34 mostra a razão de compressão e a diferença de pressão através da EEV em função da rotação do compressor.

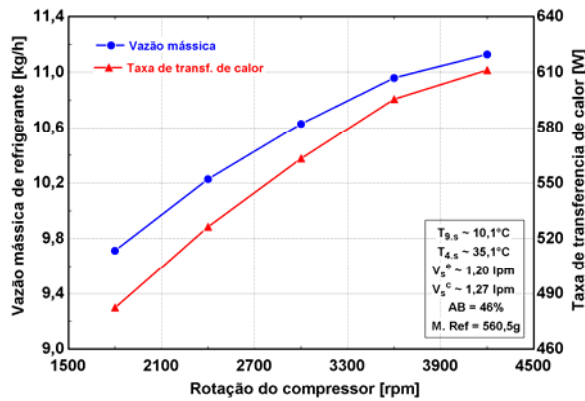


Figura 5.33 - Vazão mássica e taxa de transferência de calor no condensador em função da rotação do compressor

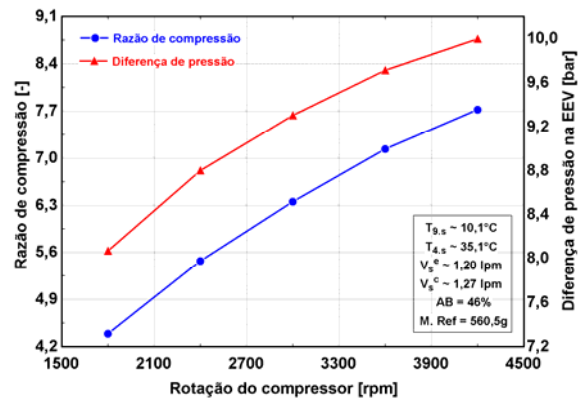


Figura 5.34 - Razão de compressão e diferença de pressão na EEV em função da rotação do compressor

A Figura 5.33 mostra que, aumentando a rotação do compressor, eleva-se a vazão mássica de refrigerante em circulação. No entanto, para um aumento de 133% (de 1800rpm à 4200rpm) na rotação, a elevação observada foi de apenas 15% (de 9,71kg/h para 11,13kg/h). Isto se deve à queda da densidade do fluido refrigerante na entrada do compressor provocada pela redução da pressão de sucção. O aumento da taxa de transferência de calor no condensador acompanha o aumento da vazão mássica. A elevação da taxa de dissipação do calor ocorreu novamente às custas do aumento da temperatura (pressão) de condensação, pois não houve variação na vazão e na temperatura do fluido secundário que alimenta o condensador.

A Figura 5.34 mostra um aumento considerável da razão de compressão com a rotação do compressor, efeito associado com a elevação da capacidade de bombeamento do compressor e com manutenção da mesma área de passagem na EEV. A elevação da diferença de pressão através da EEV acompanha o aumento da vazão mássica, pois a sua abertura permaneceu constante.

A Figura 5.35 mostra os diagramas P-h do sistema em consideração em três rotações do compressor diferentes.

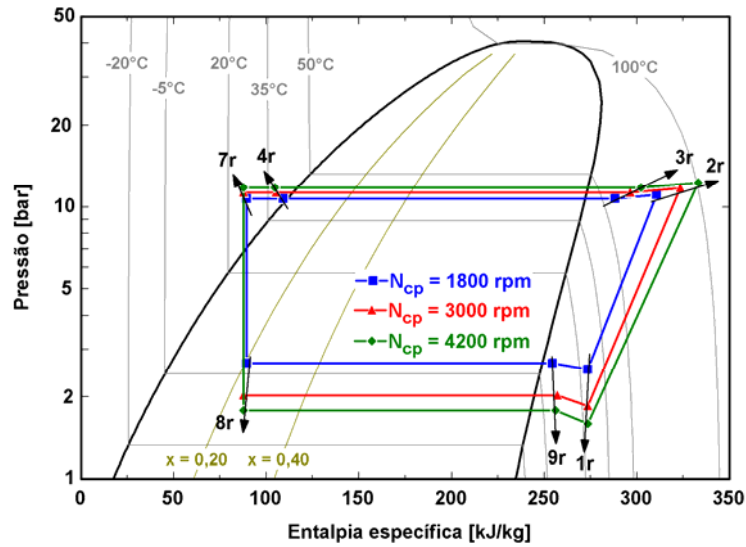


Figura 5.35 - Efeito da rotação do compressor - Diagrama P-h

A Figura 5.36 mostra o efeito da rotação do compressor sobre os graus de superaquecimento na saída do evaporador e de subresfriamento na saída do condensador. A Figura 5.37 mostra o grau de subresfriamento na entrada da válvula de expansão e o título na entrada do evaporador em função da rotação do compressor.

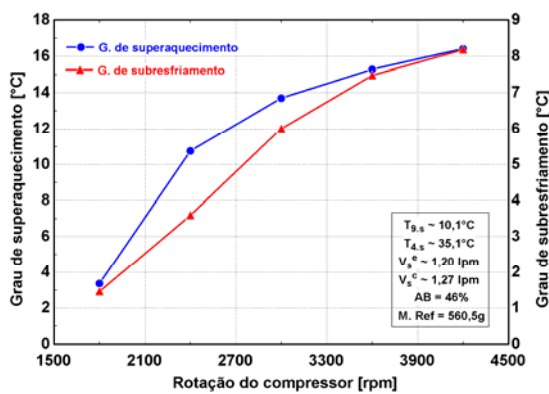


Figura 5.36 - Graus de superaquecimento no evaporador e de subresfriamento no condensador em função da rotação do compressor

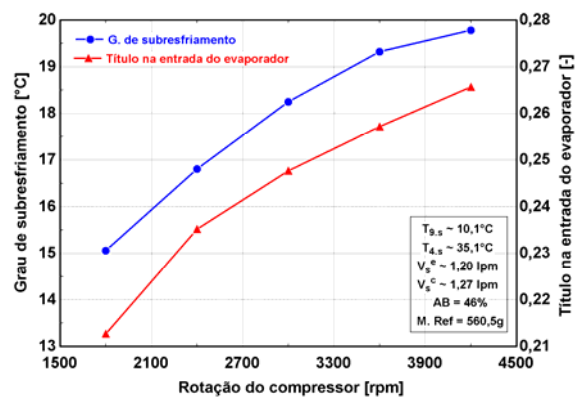


Figura 5.37 - Grau de subresfriamento na entrada da EEV e título na entrada do evaporador em função da rotação do compressor

A Figura 5.36 indica que há uma elevação do grau de superaquecimento na saída do evaporador, com o aumento da rotação do compressor. Este efeito é resultado direto da redução da pressão de evaporação (Figura 5.31). Verifica-se assim que, a cada acréscimo de rotação, existe a necessidade de um aumento da abertura da EEV ou de uma adição de carga de refrigerante para permitir uma alimentação adequada do evaporador.

O aumento do grau de subresfriamento na saída do condensador (Figura 5.36) e na entrada da EEV (Figura 5.37) deve-se principalmente à elevação da pressão de condensação. Apesar do aumento do grau de subresfriamento na entrada da EEV, houve uma elevação do título na entrada do evaporador, devido à forte redução da pressão de evaporação e à queda pouco significativa da temperatura (entalpia) a montante da EEV (Figura 5.35).

A Figura 5.38 mostra o efeito da rotação do compressor sobre a capacidade de refrigeração e sobre o efeito refrigerante específico. A Figura 5.39 mostra a potência do compressor em função da sua rotação.

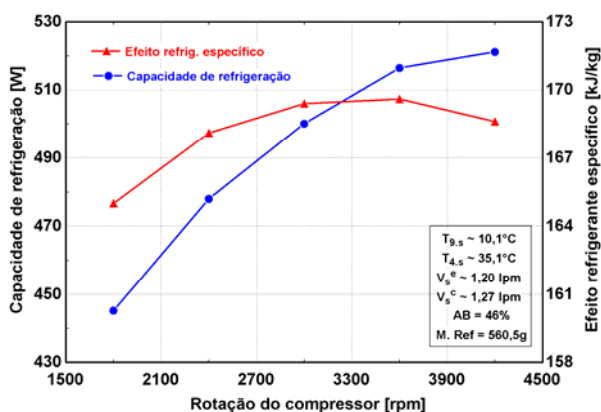


Figura 5.38 - Capacidade de refrigeração e efeito refrigerante específico em função da rotação do compressor

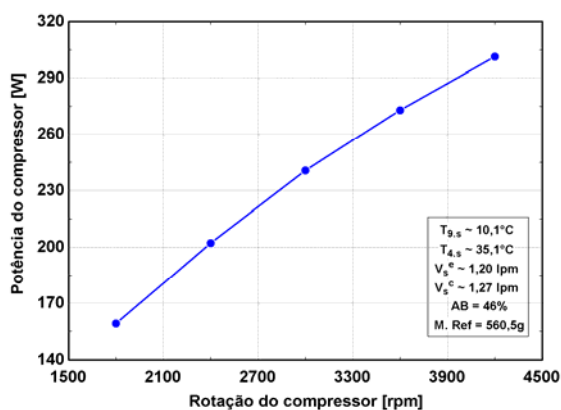


Figura 5.39 - Potência do compressor em função da rotação do compressor.

A Figura 5.38 mostra que o aumento da rotação do compressor provocou uma variação pouco significativa da diferença de entalpia no evaporador, já observado na Figura 5.35. A Figura 5.38 também mostra uma elevação contínua da capacidade de refrigeração, resultante do aumento da vazão mássica de refrigerante. Entre 1800 e 4200 rpm, a vazão mássica aumentou 15% e a capacidade de refrigeração, 17%.

Percebe-se, portanto, que se mantendo a abertura da EEV num valor constante, precisa-se de um aumento significativo da rotação (133%) para se obter um aumento apenas razoável (17%) da capacidade de refrigeração. No Capítulo 8, esse tipo de análise será explorado em maiores detalhes.

A Figura 5.39 mostra que a potência do compressor aumentou com a elevação da rotação do compressor, devido ao aumento da vazão mássica de refrigerante e da pressão de condensação.

A Figura 5.40 mostra, num mesmo gráfico, o COP e o grau de superaquecimento em função da rotação do compressor.

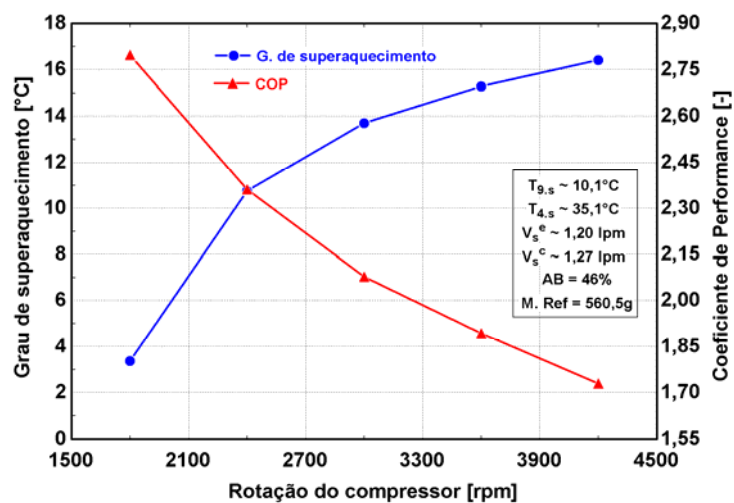


Figura 5.40 - Grau de superaquecimento no evaporador e COP em função da rotação do compressor

Pode-se observar que existe uma redução significativa do COP com a rotação do compressor, devido ao aumento da razão de compressão e à elevação do grau de superaquecimento no evaporador.

## 6. Efeitos Combinados

Neste capítulo serão explorados os efeitos combinados da rotação do compressor, da abertura da EEV e da carga de refrigerante, e também os efeitos das temperaturas do fluido secundário nas entradas do evaporador e do condensador, sobre a performance do sistema de refrigeração.

### 6.1 Efeito da carga de refrigerante com a rotação do compressor

Esta seção explorará o efeito da carga de refrigerante variando a rotação do compressor, mas mantendo fixa a abertura da EEV.

Para tanto, foram realizadas três séries de testes com carga de refrigerante variável, uma para cada rotação do compressor ( $N_{CP} = 1800, 3000 \text{ e } 4200 \text{ rpm}$ ), mantendo fixas as condições do fluido secundário no evaporador ( $\dot{V}_s^e \sim 1,20 \text{ lpm}$  e  $T_{9s} \sim 10,1^\circ\text{C}$ ) e no condensador ( $\dot{V}_s^c \sim 1,22 \text{ lpm}$  e  $T_{4s} \sim 35,0^\circ\text{C}$ ) e a abertura da EEV ( $AB = 56\%$ ). Em cada rotação, a carga de refrigerante foi variada de 450g até um valor final, quando o evaporador ficava completamente inundado.

As Figuras 6.1 e 6.2 mostram, respectivamente, o efeito da carga de refrigerante sobre a pressão de condensação e sobre a capacidade de refrigeração. As Figuras 6.3 e 6.4 mostram, respectivamente, o efeito da carga de refrigerante sobre o grau de superaquecimento no evaporador e sobre o COP

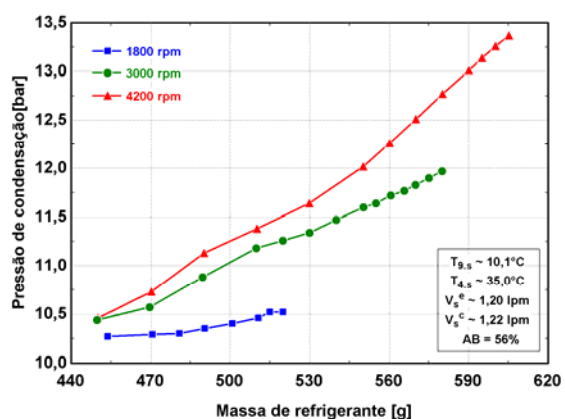


Figura 6.1 - Pressão de condensação em função da carga de refrigerante

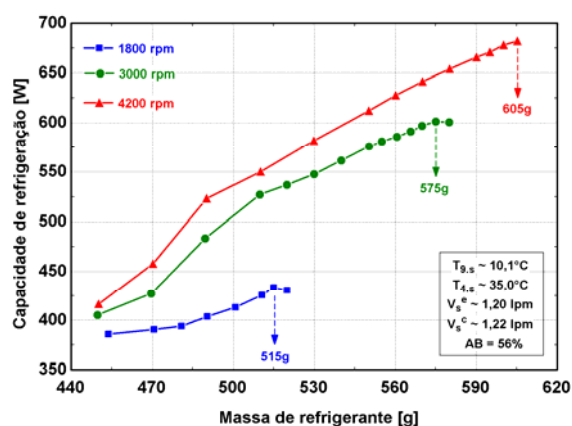


Figura 6.2 - Capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante



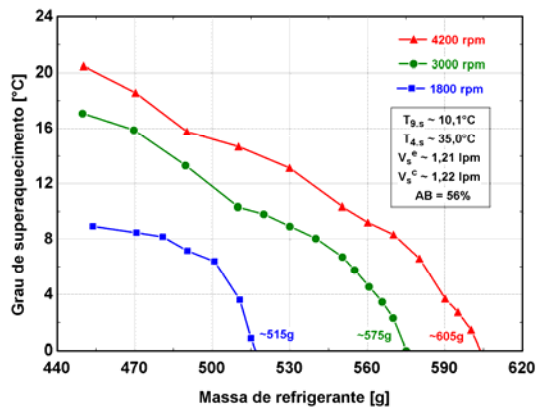


Figura 6.3 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da carga de refrigerante

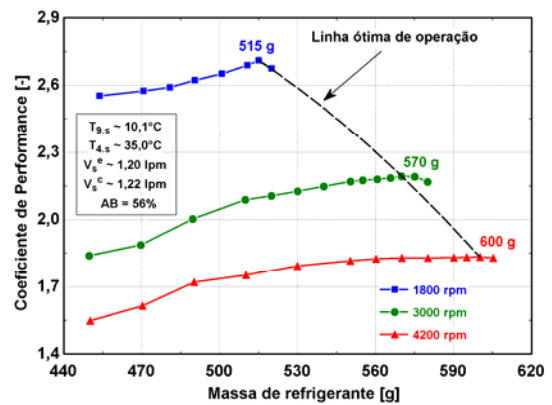


Figura 6.4 - COP em função da carga de refrigerante

Pode-se observar que, independentemente da rotação do compressor, aumentando a carga de refrigerante, cresce a pressão de condensação. Além disso, é importante destacar que quanto maior a rotação do compressor, mais acentuado é o aumento da pressão de condensação, devido ao acúmulo de refrigerante no condensador em rotações mais elevadas, onde as vazões mássicas também são maiores. O aumento da pressão de condensação eleva a pressão de evaporação, como mostrado na seção 5.1, provocando conseqüentemente um crescimento da vazão mássica e da capacidade de refrigeração, independentemente da rotação (Figura 6.2).

A Figura 6.2 mostra que independentemente da rotação, a capacidade de refrigeração passa por um ponto de máximo com o aumento da carga de refrigerante. No ponto de máximo, o grau de superaquecimento na saída do evaporador aproxima-se de zero (Figura 6.3). Cargas de refrigerante superiores às do ponto de máximo provocam uma queda acentuada do efeito refrigerante específico, não acompanhada por aumento correspondente da vazão mássica, o que reduz a capacidade de refrigeração.

A Figura 6.3 mostra que quanto maior a rotação do compressor, maior é a carga de refrigerante que inunda completamente o evaporador (superaquecimento nulo). Em 1800 rpm, essa carga foi de 515 g, em 3000 rpm, de 575 g e em 4200 rpm, de 605 g. Em resumo, mantendo-se constante a abertura da EEV, uma alimentação adequada do evaporador em diferentes rotações do compressor exige uma variação da carga de refrigerante.

A Figura 6.4 mostra que, para cada rotação do compressor, existe uma carga de refrigerante que maximiza o COP, formando uma linha ótima de operação. Nas rotações de 1800 rpm e de 3000 rpm, o máximo apareceu com mais nitidez, respectivamente, com cargas de

refrigerante de 515g e 570g. Na rotação de 4200 rpm, a performance máxima ocorreu na carga de 600g.

Verifica-se que quanto maior a rotação do compressor, maior é o valor da carga de refrigerante que origina um COP máximo (Figura 6.4). Pode-se concluir, portanto, que num sistema montado com um compressor de velocidade variável e com um dispositivo de expansão de restrição constante, a maximização do COP para cada rotação exigiria a variação da carga de refrigerante.

A Figura 6.5 mostra o COP em função do grau de superaquecimento no evaporador. A Figura 6.6 mostra o COP em função da capacidade de refrigeração para as três séries de testes com carga de refrigerante variável. Esta figura apresenta também duas linhas imaginárias de operação: uma linha cheia, representando o comportamento de um sistema com rotação variável e carga de refrigerante fixa em 515g e uma linha pontilhada, relativa a um sistema com rotação variável e carga de refrigerante ajustada para maximizar o COP.

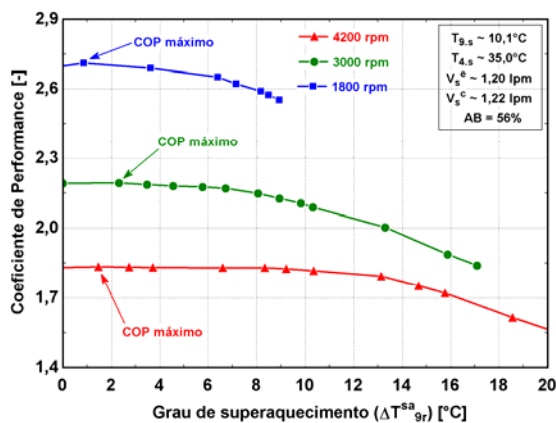


Figura 6.5 - COP em função do grau de superaquecimento no evaporador

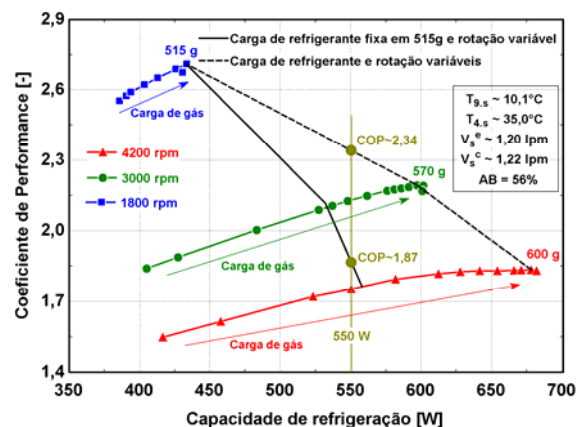


Figura 6.6 - COP em função da capacidade de refrigeração

A Figura 6.5 mostra que nas três rotações a performance máxima foi atingida com graus de superaquecimentos inferiores a 3°C, fato esse que será explorado em seções posteriores deste capítulo.

A Figura 6.6 mostra que, para cada capacidade de refrigeração, o sistema com rotação variável e carga de refrigerante em 515 g operaria sempre com um coeficiente de performance inferior ao de um sistema com carga de refrigerante e rotação variáveis. Por exemplo, numa capacidade de refrigeração igual a 550 W, o COP do sistema com carga de refrigerante fixa seria de aproximadamente 1,87, contra 2,34 considerando a carga variável. Isto representa um aumento de 25% em termos de COP ou uma redução de 20% na potência consumida pelo compressor. Além disso,

a faixa de operação do sistema com carga de refrigerante variável, ou seja, a diferença entre as capacidades de refrigeração máxima (rotação em 4200 rpm) e mínima (rotação em 1800 rpm), seria de aproximadamente 249W (682 - 433 = 249 W), valor este 99% superior aos 125 W (558 - 433 = 125 W) do sistema com a carga fixa em 515 g.

## 6.2 Efeito da carga de refrigerante para diferentes aberturas da EEV e rotações do compressor

O objetivo desta seção é explorar o efeito da carga de refrigerante para diferentes combinações de rotação do compressor ( $N_{CP} = 1800, 3000 \text{ e } 4200 \text{ rpm}$ ) com abertura da EEV ( $AB = 38, 44, 50, 56, 62 \text{ e } 68\%$ ). Para tanto, foram realizadas dez séries de testes com a carga de refrigerante variável, uma para cada combinação, mantendo-se fixas as condições do fluido secundário no evaporador e no condensador. Em cada combinação, a carga de refrigerante foi variada desde 450g até um valor final, onde o evaporador ficava completamente inundado.

As Figuras 6.7 e 6.8 mostram, respectivamente, o efeito da carga de refrigerante sobre o grau de superaquecimento na saída do evaporador e sobre a pressão de evaporação, para quatro aberturas diferentes (38%, 44%, 50% e 56%), na rotação de 1800 rpm. A Figura 6.7 indica ainda as cargas de refrigerante necessárias para atingir um grau de superaquecimento nulo. A Figura 6.8 apresenta também uma linha pontilhada, representativa dos valores de pressão onde o evaporador se torna inundado.

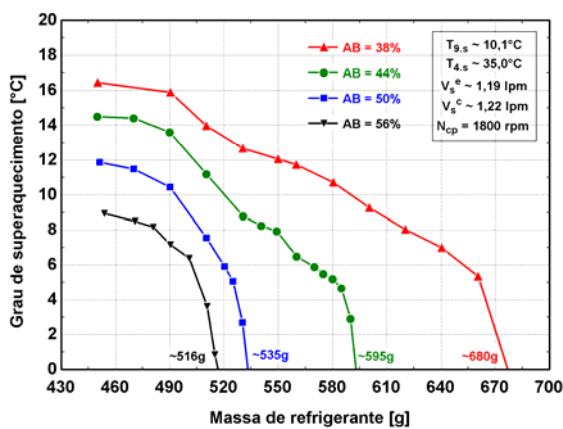


Figura 6.7 - Grau de superaquecimento em função da carga de refrigerante

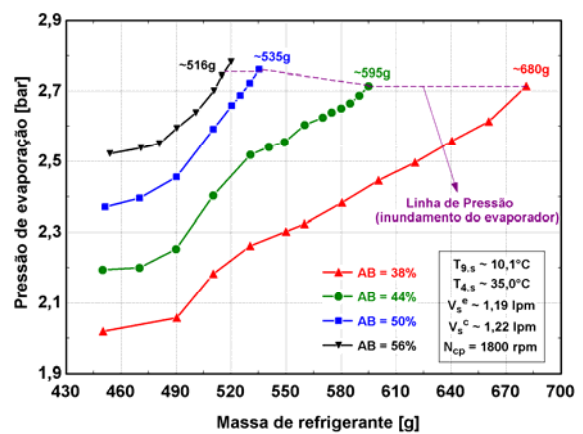


Figura 6.8 - Pressão de evaporação em função da carga de refrigerante

Verifica-se que quanto maior a abertura da EEV, menor é a carga de refrigerante necessária para inundar completamente o evaporador. Na abertura de 44%, por exemplo, a carga limite foi de 595g, e na abertura 56%, de 516g. Isto já era esperado, pois com carga de refrigerante e rotação constantes, uma maior abertura da EEV implica num menor grau de superaquecimento na saída do evaporador (ver Figura 5.22).

A Figura 6.8 mostra que em todas as aberturas da EEV houve uma elevação da pressão de evaporação com o aumento da carga de refrigerante. É interessante notar que as pressões de evaporação correspondentes aos pontos de inundamento do evaporador são praticamente iguais, já que as condições do fluido secundário no evaporador foram mantidas constantes.

A Figura 6.9 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a vazão mássica, onde aparece também uma linha pontilhada representando os pontos de inundamento do evaporador. A Figura 6.10 ilustra a evolução da pressão de condensação com a carga de refrigerante, mostrando também a linha de pressão de condensação correspondente à condição de superaquecimento nulo na saída do evaporador.

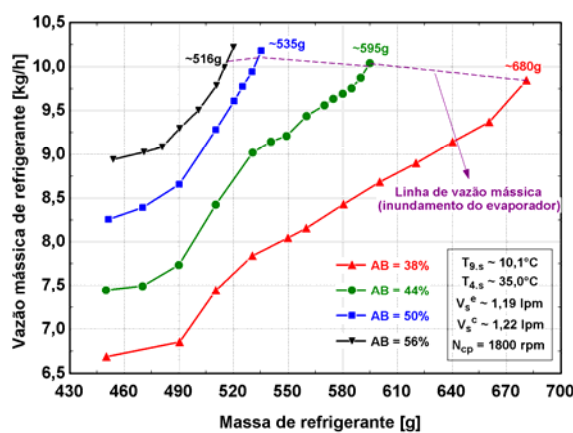


Figura 6.9 - Vazão mássica de refrigerante em função da carga de refrigerante

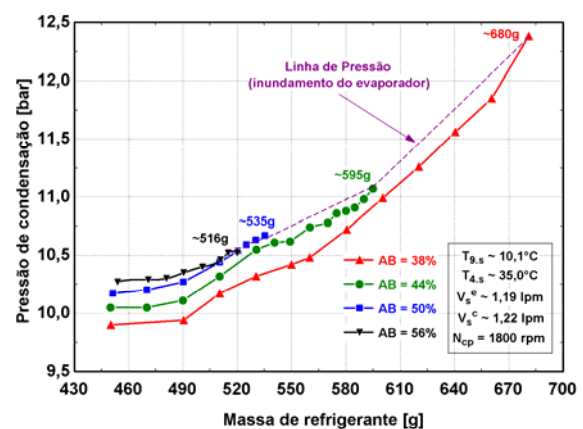


Figura 6.10 - Pressão de condensação em função da carga de refrigerante

A Figura 6.9 mostra que, independentemente da abertura da EEV, a vazão mássica cresce com o aumento da carga de refrigerante, devido ao aumento da pressão de sucção, como já explorado na seção 5.1. Embora as aberturas da EEV sejam diferentes, as vazões mássicas nos pontos de inundamento do evaporador ficaram bastante próximas entre si, devido à variação da pressão de condensação (ver Figura 6.10). Ao reduzir a abertura da EEV, é necessário adicionar mais refrigerante para inundar completamente o evaporador. Isto eleva a pressão de condensação e,

portanto, compensa o aumento da restrição do dispositivo de expansão, mantendo a vazão mássica praticamente constante.

A Figura 6.11 mostra o COP em função da carga de refrigerante, enquanto que a Figura 6.12 apresenta o COP em função do grau de superaquecimento na saída do evaporador.

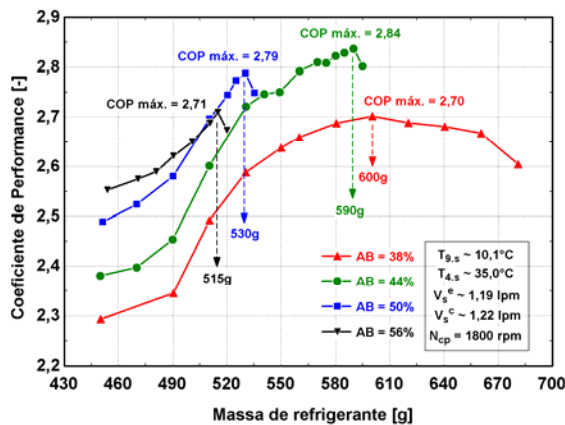


Figura 6.11 - COP em função da carga de refrigerante

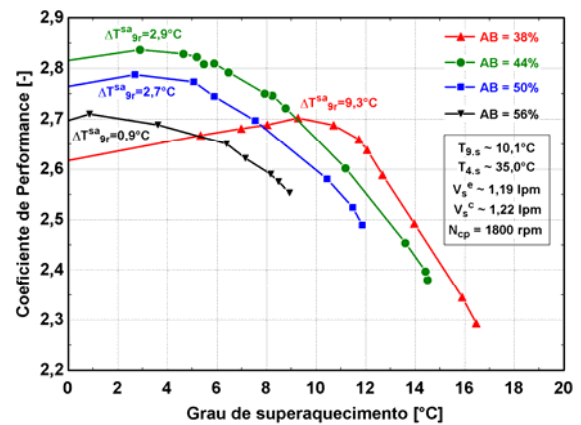


Figura 6.12 - COP em função do grau de superaquecimento no evaporador

A Figura 6.11 mostra que para cada abertura da EEV existe uma carga de refrigerante específica cujo COP é máximo. A Figura 6.11 ainda sugere a existência de uma combinação específica de abertura da EEV / carga de refrigerante que proporcionaria um COP máximo na rotação de 1800 rpm. Por exemplo, entre as quatro aberturas, na rotação de 1800 rpm, o ponto de maior performance ocorreria no par 44% / 590g, onde se obteve um COP igual a 2,84, contra 2,71 (4,7% menor) no par 56% / 515g e 2,79 (1,7% menor) no par 50% / 530g.

A Figura 6.12 mostra que nas aberturas de 44%, 50% e 56% a redução do grau de superaquecimento acompanha o aumento do COP. Os pontos de COP máximo ocorreram sempre em graus de superaquecimento inferiores a 3°C. Aberturas da EEV próximas ou inferiores a 38% seriam indesejáveis, devido à queda do COP provocada pelo aumento da potência do compressor.

As Figuras 6.13 e 6.14 mostram, respectivamente, a potência do compressor e a capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante. Nessas figuras ainda são apresentadas as potências e as capacidades de refrigeração correspondentes aos pontos de máximo COP. A Figura 6.15 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a razão de compressão.

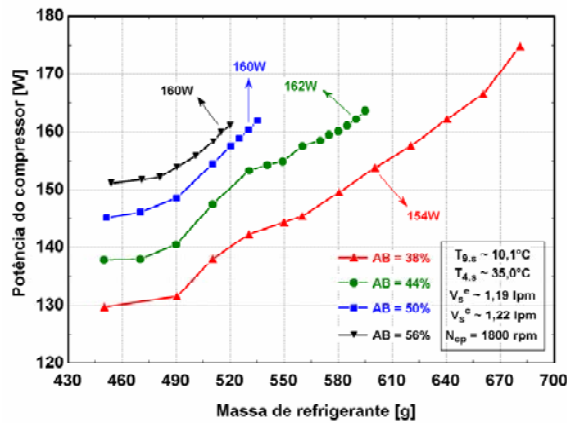


Figura 6.13 - Potência do compressor em função da carga de refrigerante

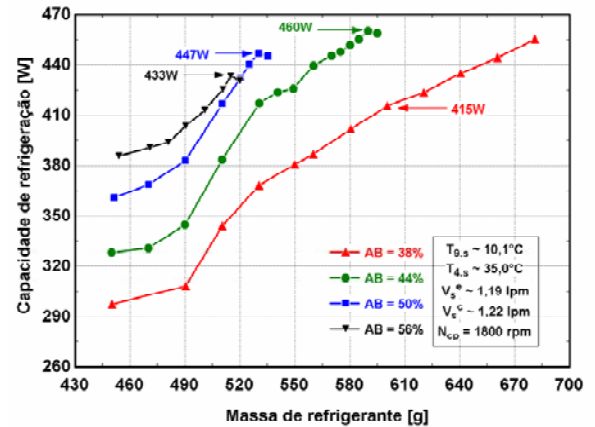


Figura 6.14 - Capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante

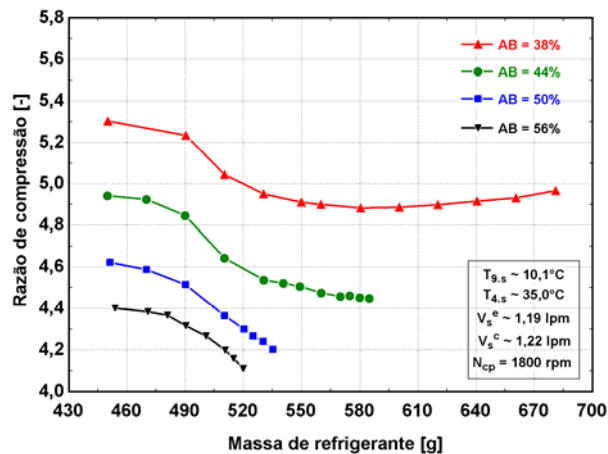


Figura 6.15 - Razão de compressão em função da carga de refrigerante

A Figura 6.13 mostra que nas aberturas de 44%, 50% e 56% os valores de potência dos pontos de COP máximo estão bastante próximos entre si. A abertura de 44% apresentou o maior COP (Figura 6.11) devido à maior capacidade de refrigeração, ilustrada na Figura 6.14. Independentemente da abertura da EEV, houve uma elevação da potência do compressor e da capacidade de refrigeração com o aumento da carga de refrigerante, efeito já explorado na seção 5.1.

Na abertura de 38%, a potência do compressor (Figura 6.13) no ponto de COP máximo (carga de 600g) é menor, porém a capacidade de refrigeração também é baixa (Figura 6.14). Na carga de 680 g, onde o evaporador está inundado, a capacidade de refrigeração é maior, mas o compressor exige uma potência maior, o que origina a redução do COP (Figura 6.11).

A Figura 6.15 mostra que nas aberturas de 44%, 50% e 56% a adição de carga de refrigerante provocou uma queda da razão de compressão. Entretanto, na abertura de 38%, a partir

da carga de 560g, houve um aumento da razão de compressão, o que pode explicar a redução do COP, ilustrada na Figura 6.11.

O efeito da carga de refrigerante sobre a performance do sistema também foi explorado com as rotações de 3000 rpm, para as aberturas de 50%, 56% e 62%, e de 4200 rpm, para as aberturas de 56%, 62% e 68%, onde se observaram comportamentos bastante similares aos verificados na rotação de 1800 rpm. Cabe ressaltar que na condição 3000 rpm / 50%, observou-se que o aumento da carga de refrigerante elevou a razão de compressão devido ao aumento acentuado da pressão de condensação, de forma semelhante ao que foi observado na condição 1800 rpm / 38% (Figura 6.15). Isto indica que a abertura de 50% seria restritiva demais para a rotação de 3000 rpm.

A Figura 6.16 mostra os graus de superaquecimento correspondentes aos pontos de máximo COP para cada combinação de rotação do compressor / abertura da EEV, exceto das condições 1800 rpm / 38% e 3000 rpm / 50%, que apresentaram um comportamento anômalo.

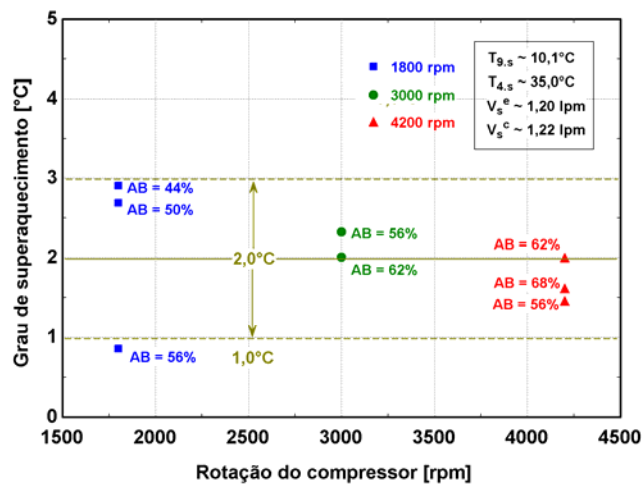


Figura 6.16 - Graus de superaquecimento ótimos (carga de refrigerante variável)

Pode-se perceber que os graus de superaquecimento ótimos ficaram dentro ou muito próximos da faixa de 1,0°C a 3,0°C, com um valor médio de 2,0°C. Tal valor pode ser utilizado para identificar as cargas de refrigerante ótimas para diferentes combinações de rotação do compressor / abertura da EEV. A banda de variação de  $\pm 1,0^\circ\text{C}$  é plenamente aceitável, pois, dentro dessa faixa, a variação do COP com o grau de superaquecimento é inferior a  $\pm 0,5\%$  (ver Figuras 6.11).

A Figura 6.17 mostra os coeficientes de performance máximos para cada combinação de rotação do compressor / abertura da EEV em função da carga de refrigerante, agora contemplando as 10 séries de testes realizadas nas 3 rotações em questão.

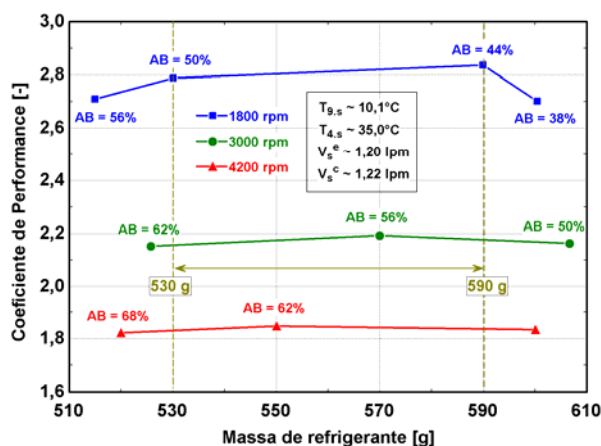


Figura 6.17 - Coeficientes de performance máximos para cada combinação

Pode-se verificar que, independentemente da rotação, o sistema não apresentou uma variação significativa de COP entre as cargas de refrigerante de 530 e 590 g, uma vez que a diferença entre os COPs máximos foi de apenas 1,3% em 4200 rpm e de 1,7%, em 3000 rpm e 1800 rpm. Em outras palavras, é possível afirmar que, na faixa de 530 a 590g, se a abertura da EEV estiver ajustada para gerar graus de superaquecimento no evaporador próximos a 2°C, a carga de refrigerante não tem efeito relevante sobre o COP.

### 6.3 Efeito da abertura da EEV para diferentes cargas de refrigerante e rotações do compressor

O objetivo desta seção é avaliar o efeito da abertura da EEV para diferentes cargas de refrigerante e rotações do compressor. Para tanto, foram realizadas quinze séries de testes, uma para cada combinação de carga de refrigerante ( $M_{ref} = 530, 560 \text{ e } 590 \text{ g}$ ) com rotação do compressor ( $N_{CP} = 1800, 2400, 3000, 3600 \text{ e } 4200 \text{ rpm}$ ), variando a abertura da EEV e mantendo fixas as condições do fluido secundário no evaporador e no condensador.

A Figura 6.18 mostra a influência da abertura da EEV sobre o COP, com as indicações das aberturas que maximizam o COP. As Figuras 6.19 e 6.20 apresentam, respectivamente, as pressões de evaporação e de condensação em função da abertura da EEV e também as linhas imaginárias correspondentes às pressões dos pontos de máximo COP em cada rotação do compressor. A Figura



6.21 mostra o efeito da abertura sobre o grau de superaquecimento na saída do evaporador. Nessas figuras, foram consideradas 5 rotações, todas com uma carga de refrigerante de 590g.

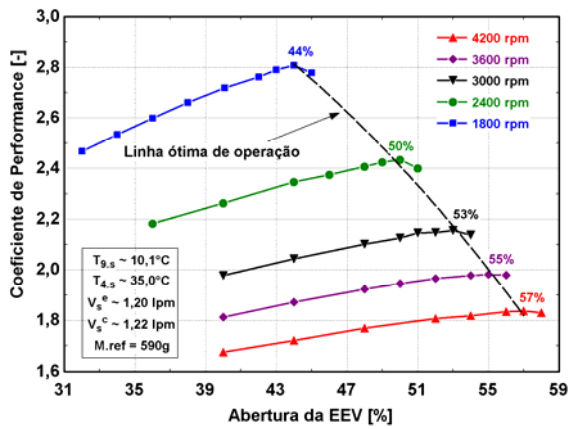


Figura 6.18 - COP em função da abertura da EEV (Carga de refrigerante = 590g)

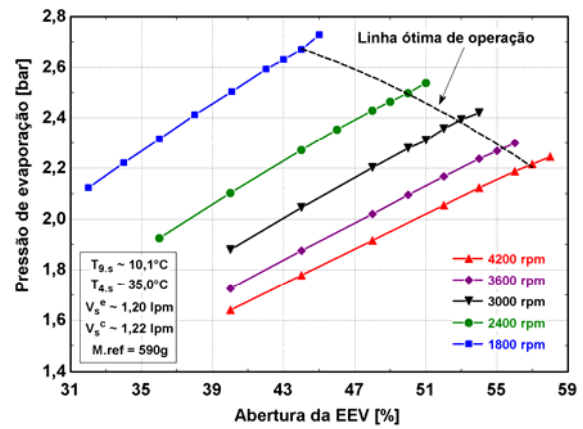


Figura 6.19 - Pressão de evaporação em função da abertura da EEV (Carga de refrigerante = 590g)

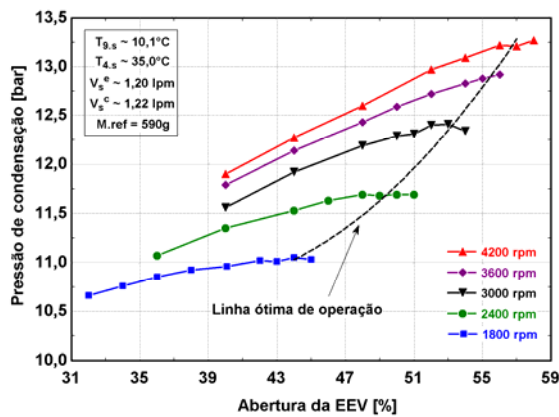


Figura 6.20 - Pressão de condensação em função da abertura da EEV (Carga de refrigerante = 590g)

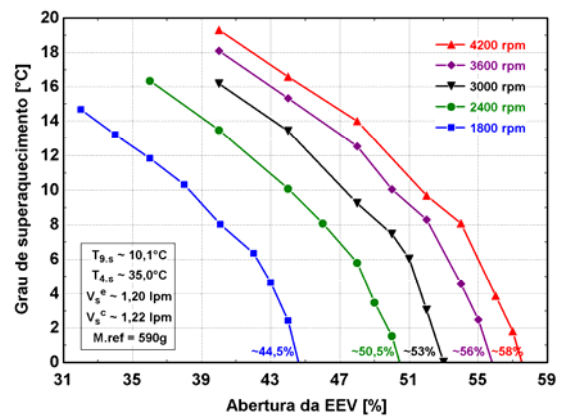


Figura 6.21 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da abertura da EEV (Carga de refrigerante = 590g)

Pode-se observar que em sistemas com carga de refrigerante fixa, para cada rotação existe uma abertura da EEV que maximiza o COP. Em outras palavras, o coeficiente de performance pode ser maximizado para cada rotação através do ajuste adequado da abertura da válvula de expansão. Resultados semelhantes foram obtidos com as cargas de 530g e 560g.

Cabe ressaltar também a presença de linhas imaginárias de operação sobre as quais o sistema trabalharia num máximo COP em cada rotação do compressor, mantidas fixas as condições do fluido secundário no evaporador e no condensador. Percebe-se também que quanto maior a rotação, maior o valor da abertura ótima, comportamento este explorado de maneira isolada no Capítulo 5.

As Figuras 6.20 e 6.21 mostram que, independentemente da rotação, o aumento da abertura da EEV eleva as pressões de evaporação e de condensação, como explorado na seção 5.3. Nota-se também que à medida que rotação aumenta, a pressão de evaporação ótima diminui e a de condensação cresce, o que significa um aumento da razão de compressão. Essa elevação da razão de compressão faz com que o COP máximo diminua com o aumento da rotação, como ilustrado na Figura 6.18.

O aumento da pressão de evaporação eleva a vazão mássica de refrigerante em circulação e, conseqüentemente, diminui o grau de superaquecimento na saída do evaporador (Figura 6.21) e eleva a capacidade de refrigeração.

A Figura 6.22 mostra a relação entre o COP e o grau de superaquecimento na saída do evaporador para os mesmos testes explorados na Figura 6.18. São também indicados na Figura 6.22 os graus de superaquecimento correspondentes aos pontos de COP máximo. A Figura 6.23 mostra os graus de superaquecimento dos pontos de máximo COP em função da rotação do compressor, para as três cargas de refrigerante em questão. Os valores médios para cada carga de refrigerante são também apresentados.

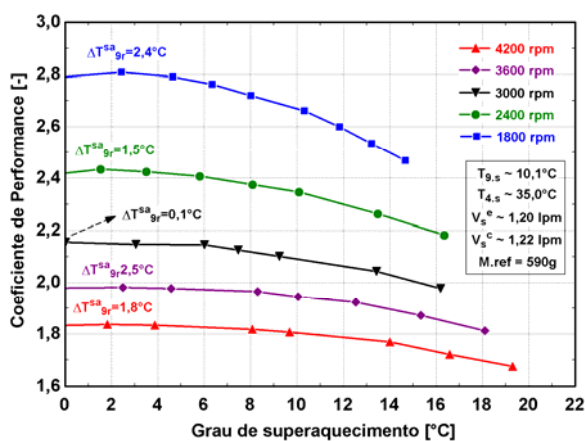


Figura 6.22 - COP em função do grau de superaquecimento no evaporador (Carga de refrigerante = 590g)

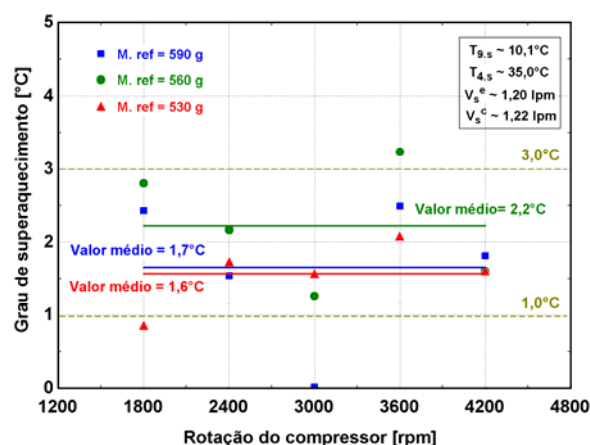


Figura 6.23 - Graus de superaquecimento ótimos na saída do evaporador (Abertura da EEV variável)

A Figura 6.22 mostra que os pontos de COP máximo estão diretamente associados a baixos graus de superaquecimento na saída do evaporador. Resultados semelhantes foram obtidos com carga de refrigerante variável (ver Figura 6.5) e também durante a análise dos efeitos isolados (Capítulo 5).

A Figura 6.23 mostra que, com exceção da condição 3000 rpm / 590g, os graus de superaquecimento associados com os máximos COPs situam-se dentro ou muito próximos da faixa de 1,0°C a 3,0°C.

A Figura 6.24 mostra o COP em função da capacidade de refrigeração para os mesmos testes explorados na Figura 6.18. A Figura 6.25 compara a linha ótima obtida através da variação da rotação do compressor e da carga de refrigerante numa abertura da EEV de 56% (Figura 6.6) com a obtida através da variação da rotação e da abertura da EEV numa carga de refrigerante de 560g.

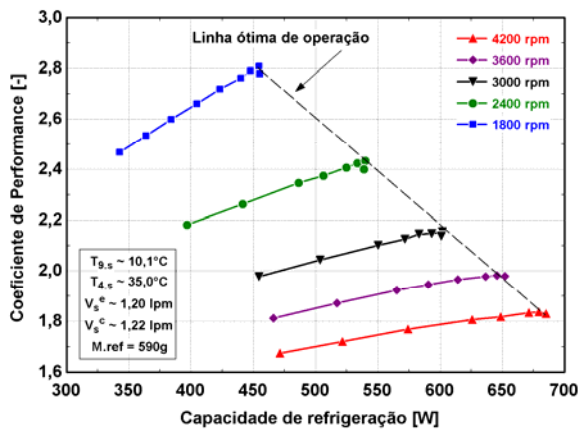


Figura 6.24 - COP em função da capacidade de refrigeração (Carga de refrigerante = 590g)

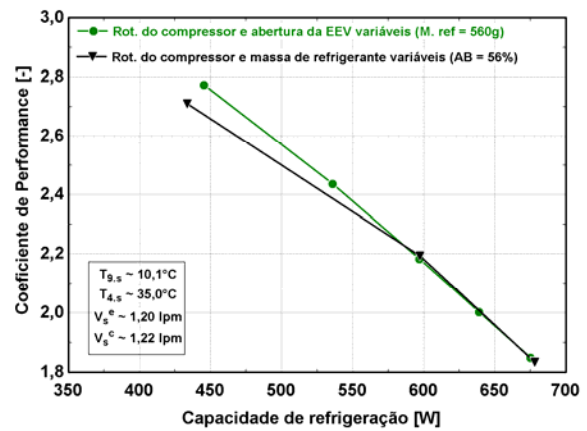


Figura 6.25 - Comparativo entre linhas ótimas de operação

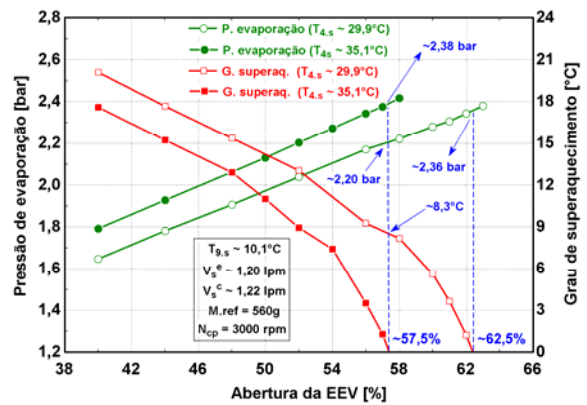
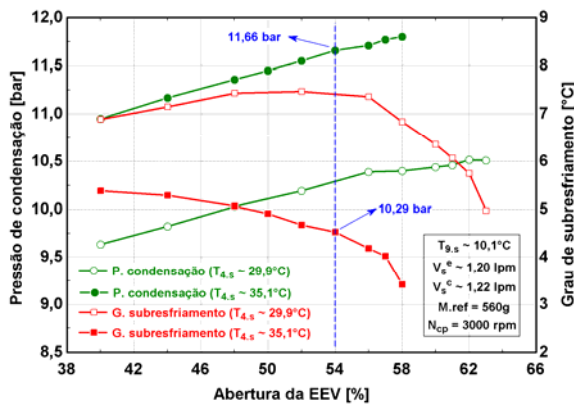
A Figura 6.24 mostra que o COP pode ser maximizado para cada capacidade de refrigeração, através do ajuste da abertura da EEV e da rotação do compressor. Resultados semelhantes foram obtidos com as cargas de 530g e 560g. É válido ressaltar que uma conclusão semelhante foi obtida através da análise do sistema com uma abertura da EEV fixa e carga de refrigerante variável (Figura 6.6).

Através da Figura 6.25, percebe-se que entre as capacidades de 570 W e 670 W a performance dos dois sistemas é equivalente. À medida que a capacidade de refrigeração diminui, entretanto, o sistema com carga fixa em 560g passa a apresentar uma performance levemente superior à do sistema com a abertura fixa em 56%.

### 6.4 Efeito da temperatura do fluido secundário na entrada do condensador

O objetivo desta seção é investigar, para diferentes rotações do compressor, o efeito combinado da abertura da EEV com o da temperatura de entrada do fluido secundário no condensador, variável esta que será abreviada por “TEFSC”. Para tanto, foram realizadas seis séries de testes com a abertura da EEV variável, considerando duas TEFSCs (29,9°C e 35,1°C) e três rotações do compressor ( $N_{CP} = 1800, 3000, e 4200 \text{ rpm}$ ) e mantendo constantes as condições do fluido secundário no evaporador e a carga de refrigerante. A variação da TEFSC na bancada é equivalente, numa aplicação real, a uma mudança da temperatura ambiente externa.

A Figura 6.26 mostra a influência da abertura da EEV sobre a pressão de condensação e sobre o grau de subresfriamento na saída do condensador para as duas TEFSCs em questão, numa rotação de 3000rpm e com uma carga de refrigerante de 560g. A Figura 6.27 mostra a pressão de evaporação e o grau de superaquecimento no evaporador em função da abertura da EEV, nas mesmas condições da Figura 6.26.



condensação, de 45,2°C para 40,4°C. Observa-se ainda que a evolução da pressão de condensação com a abertura da EEV foi semelhante nas duas TEFSCs.

Para uma mesma abertura da EEV, a redução da pressão de condensação foi acompanhada por uma queda da pressão de evaporação de 2,38 bar para 2,20 bar, como mostra a Figura 6.27. Com isso, houve uma redução da vazão mássica e um aumento do grau de superaquecimento, já que as condições do fluido secundário no evaporador permaneceram constantes. Por exemplo, com a abertura de 57,5% e a TEFSC de 35,1°C, o evaporador estava inundado e a vazão mássica era de 13,4 kg/h, enquanto que na TEFSC de 29,9°C, com a mesma abertura, o superaquecimento subiu para 8,3°C e a vazão mássica diminuiu para 12,4 kg/h. Para inundar completamente o evaporador na TEFSC mais baixa, foi preciso abrir a EEV para 62,5% e assim elevar a pressão de evaporação para 2,36 bar e a vazão mássica de refrigerante para 13,5 kg/h.

A Figura 6.28 apresenta o COP e a capacidade de refrigeração em função da abertura da EEV, nas mesmas condições da Figura 6.26. A Figura 6.29 mostra o COP em função da abertura para as três rotações e as duas TEFSCs e ainda duas linhas imaginárias (linhas pontilhadas) de ótima operação, uma para cada TEFSC.

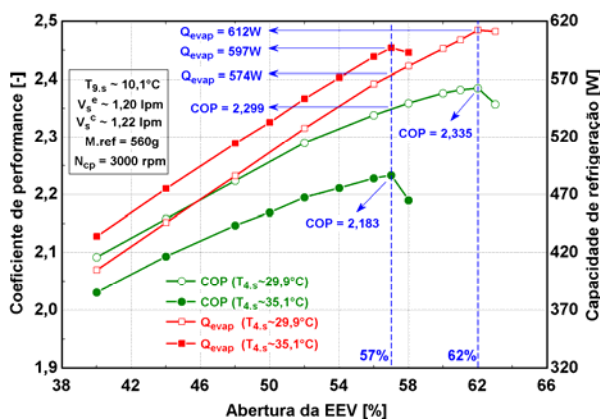


Figura 6.28 - COP e capacidade de refrigeração em função da abertura da EEV

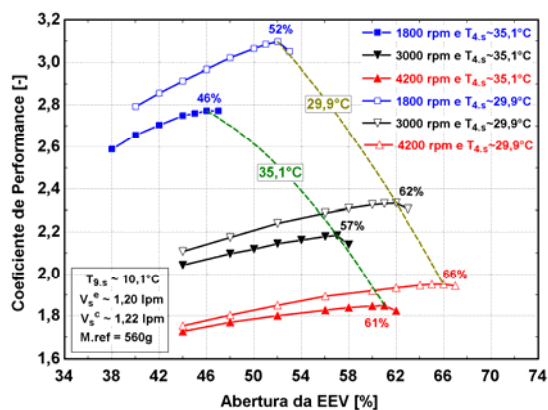


Figura 6.29 - COP em função da abertura da EEV para as três rotações

Na Figura 6.28, pode-se constatar que a mudança da TEFSC provocou uma variação da abertura que maximiza o COP. Na TEFSC de 35,1°C, tal abertura atingiu o valor de 57%, enquanto que em 29,9°C, esse valor passou para 62%. Considerando a abertura de 57%, a redução da TEFSC provocou uma diminuição de 597 W para 574W (queda de 3,8%) na capacidade de refrigeração. Porém, ajustando a abertura da EEV para o ponto de máximo COP, a capacidade sobe de 574 W para

612 W, um aumento de 6,6%, na TEFSC de 29,9°C. O aumento do COP máximo de 2,18 para 2,34, deve-se à redução da diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação.

Na Figura 6.29, pode-se observar que a redução da TEFSC provoca um aumento da abertura no ponto de máximo COP, independentemente da rotação. Com isso, a linha ótima de operação deslocou-se para a direita, originando maiores COPs para a mesma abertura. Isso mostra que a abertura ótima depende não só da rotação do compressor, mas também das condições de troca de calor no condensador.

A Figura 6.30 mostra os graus de superaquecimento dos pontos de máximo COP em função da rotação do compressor, nas seis séries de testes.

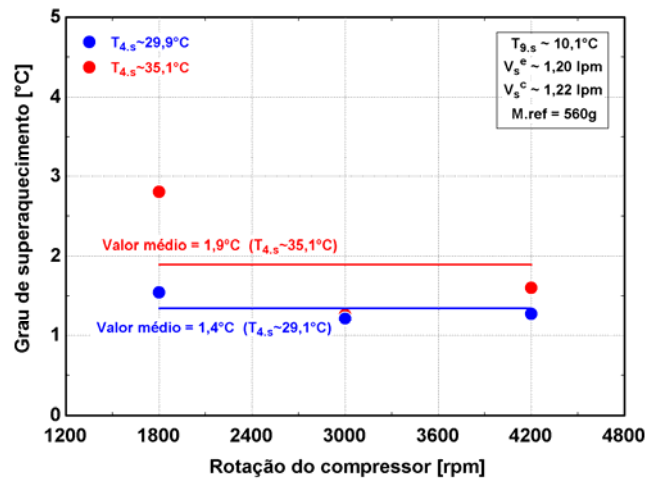


Figura 6.30 - Graus de superaquecimento ótimos na saída do evaporador.

Na Figura 6.30 verifica-se que, independentemente da TEFSC, os graus de superaquecimento associados com os máximos COPs situam-se dentro da faixa de 1,0°C à 3,0°C, resultados estes que vão ao encontro dos obtidos anteriormente (Figura 6.23).

## 6.5 Efeito da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador

O objetivo desta seção é investigar, para diferentes rotações do compressor, o efeito combinado da abertura da EEV com o da temperatura de entrada do fluido secundário no evaporador, variável esta que será abreviada por “TEFSE”. A exemplo da seção anterior, foram realizadas seis séries de testes com a abertura da EEV variável, considerando duas TEFSEs (5,1°C e 10,1°C) e três rotações do compressor ( $N_{CP} = 1800, 3000, e 4200 \text{ rpm}$ ) e mantendo constantes as

condições do fluido secundário no condensador e a carga de refrigerante. Para o evaporador de um refrigerador, por exemplo, a variação da TEFSE é equivalente a uma mudança da temperatura ambiente interna ou da carga térmica.

A Figura 6.31 mostra o efeito da abertura da EEV sobre a pressão de evaporação e sobre o grau de superaquecimento no evaporador para as duas TEFSEs em questão, numa rotação de 3000rpm e com uma carga de refrigerante de 560g. A Figura 6.32 mostra a pressão de condensação e a potência do compressor, nas mesmas condições da Figura 6.31.

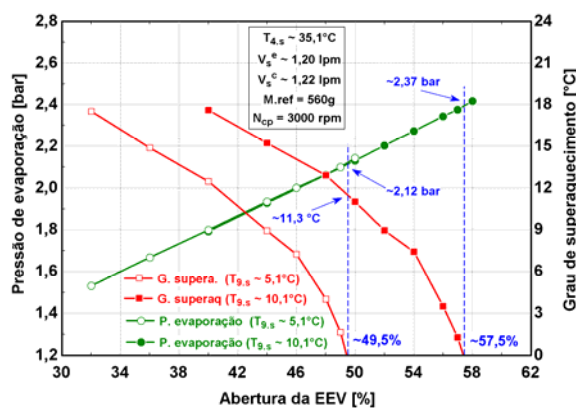


Figura 6.31 - Pressão de evaporação e grau de superaquecimento na saída do evaporador em função da abertura da EEV.

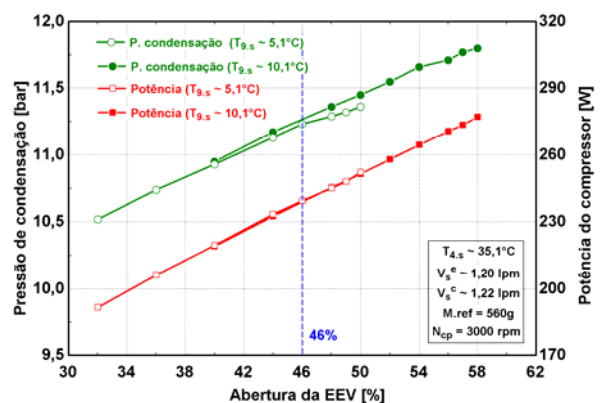


Figura 6.32 - Pressão de condensação e potência do compressor em função da abertura da EEV

Na Figura 6.31, observa-se que a pressão de evaporação não é alterada com o aumento da TEFSE. No entanto, o aumento de  $5,1^{\circ}\text{C}$  para  $10,1^{\circ}\text{C}$  provoca um aumento significativo do grau de superaquecimento. Na abertura de 49,5%, por exemplo, este aumento é de zero para  $11,3^{\circ}\text{C}$ . Ajustando a abertura da EEV para 57,5%, aumentam a pressão de evaporação e a vazão mássica e isso faz com que o evaporador passe a operar inundado novamente.

A Figura 6.32 mostra que a evolução da pressão de condensação e da potência do compressor é semelhante nas duas TEFSEs. Percebe-se também que a pressão de condensação e a potência do compressor não são afetadas pela variação da TEFSE.

A Figura 6.33 apresenta o COP e a capacidade de refrigeração em função da abertura da EEV, nas mesmas condições da Figura 6.31. A Figura 6.34 mostra o COP em função da abertura da EEV para as três rotações e as duas TEFSEs e ainda duas linhas imaginárias (linhas pontilhadas) de ótima operação, uma para cada TEFSE.

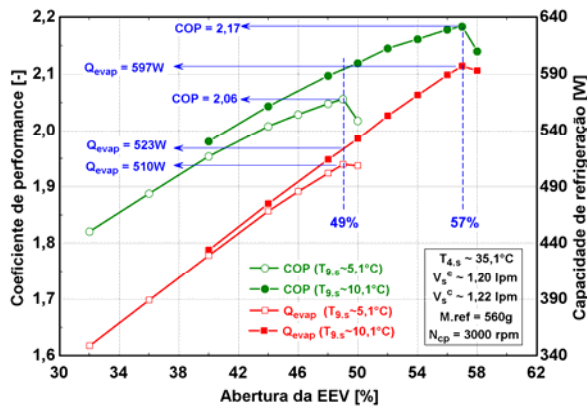


Figura 6.33 - COP e grau de superaquecimento na saída do evaporador em função da abertura da EEV

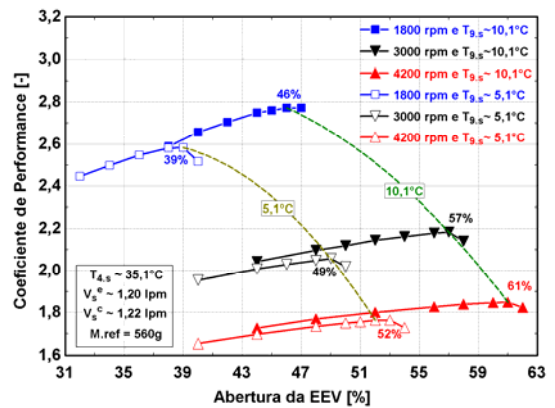


Figura 6.34 - COP em função da percentagem de abertura da EEV para as três rotações

Na Figura 6.33, pode-se constatar que a mudança da TEFSE provocou uma variação da abertura ótima. Na TEFSE de 5,1°C, a abertura da EEV que originou um COP máximo foi de 49%, enquanto que em 10,1°C, esse valor foi de 57%. Mantendo uma abertura de 49%, o aumento da TEFSE de 5,1°C para 10,1°C, que é equivalente a um aumento da carga térmica, causou um aumento na capacidade de refrigeração de 510 W para 523 W, ou seja, apenas 2,5%. Entretanto, se a abertura fosse ajustada para o valor ótimo em 10,1°C (abertura de 57%), a capacidade subiria para 597 W, ou seja, haveria um aumento de 13,4% em relação à capacidade na abertura de 49% (523 W).

Através da Figura 6.34, pode-se observar que a redução da TEFSE provoca uma diminuição da abertura ótima, independentemente da rotação. Com isso, a linha ótima de operação deslocou-se para a esquerda, passando a apresentar aberturas ótimas e COPs e mais baixos, devido às menores temperaturas de evaporação envolvidas. Isso mostra que o ajuste da abertura ótima depende da rotação do compressor e das condições de troca de calor tanto no condensador (Figura 6.29) como no evaporador (Figura 6.34).

A Figura 6.35 mostra os graus de superaquecimento dos pontos de máximo COP em função da rotação do compressor, nas seis séries de testes.



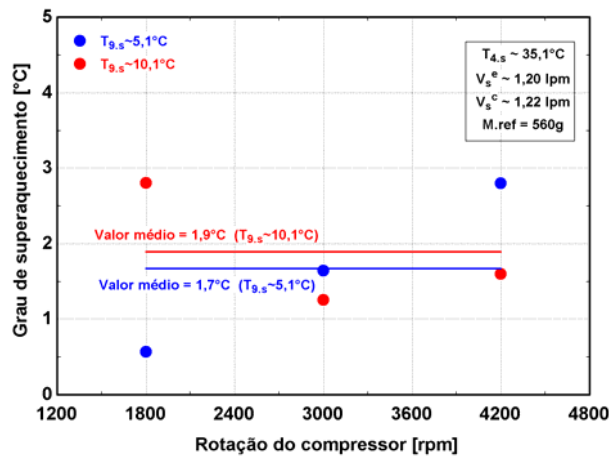


Figura 6.35 - Graus de superaquecimento ótimos na saída do evaporador

Na Figura 6.35, verifica-se que, independentemente da TEFSE, os graus de superaquecimento associados com os máximos COPs situam-se próximos ou dentro da faixa de 1,0°C à 3,0°C.

## 6.6 Efeito da carga de refrigerante com a abertura da EEV e a rotação do compressor variáveis

Ao longo das seções anteriores deste capítulo, concluiu-se que o máximo coeficiente de performance está diretamente relacionado com o grau de superaquecimento na saída do evaporador e que o valor ótimo dessa variável seria de aproximadamente 2°C, com uma banda de variação de  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

O objetivo da presente seção é mostrar o efeito da carga de refrigerante, considerando variáveis tanto a abertura da EEV como a rotação do compressor e com isso expandir a análise realizada com o auxílio da Figura 6.17. Para tanto, foram realizados 50 testes considerando 5 rotações (1800, 2400, 3000, 3600 e 4200 rpm) e 10 cargas de refrigerante (entre 500 e 680g), mantendo-se fixas as condições do fluido secundário no evaporador e no condensador. Para cada par rotação do compressor / carga de refrigerante, a abertura da EEV foi ajustada para manter o grau de superaquecimento num patamar entre 1°C e 3°C.

A Figura 6.36 mostra a relação entre a abertura da EEV e a carga de refrigerante, para a rotação de 1800 rpm. A Figura 6.37 mostra os graus de subresfriamento na saída do condensador e de superaquecimento na saída do evaporador em função da carga de refrigerante, nos mesmos pontos de operação e condições da Figura 6.36.

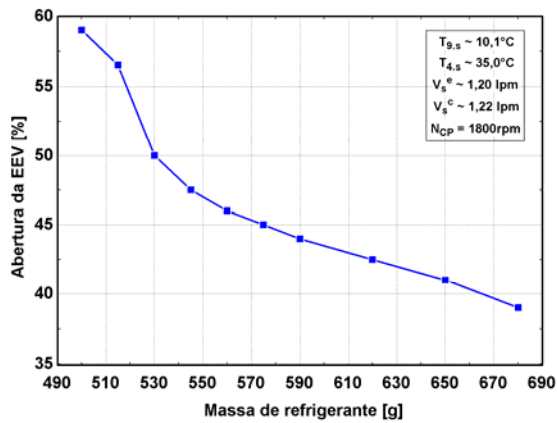


Figura 6.36 - Abertura ótima da EEV em função da carga de refrigerante.

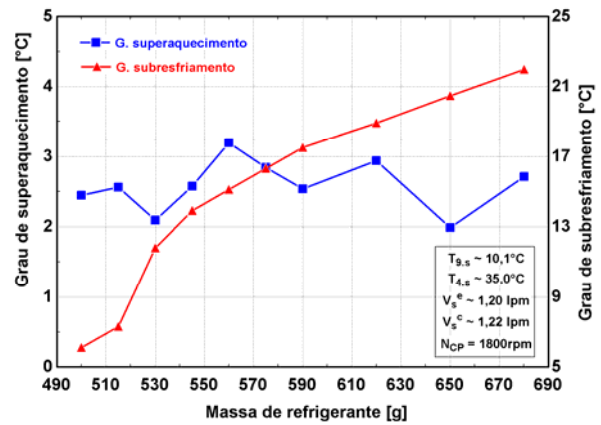


Figura 6.37- Graus de superaquecimento no evaporador e de subresfriamento no condensador em função da carga de refrigerante

Através da Figura 6.36, pode-se observar que o acréscimo de carga de refrigerante exigiu uma redução da abertura da EEV, para que o grau de superaquecimento no evaporador fosse mantido entre 2 e 3°C (Figura 6.37). Em outras palavras, à medida que se adiciona carga ao sistema, há uma elevação da pressão de condensação, o que exige um aumento da restrição do dispositivo de expansão para que não haja crescimento da pressão de evaporação e consequentemente redução do grau de superaquecimento na saída do evaporador.

A elevação do grau de subresfriamento (Figura 6.37) deve-se ao crescimento da pressão de condensação e ao acúmulo de carga de refrigerante na saída do condensador, ambos diretamente relacionados com os aumentos da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão (Figura 6.36).

A Figura 6.38 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre as pressões de sucção e descarga, enquanto que a Figura 6.39 mostra a influência da mesma variável sobre a vazão mássica de refrigerante e sobre o efeito refrigerante específico.

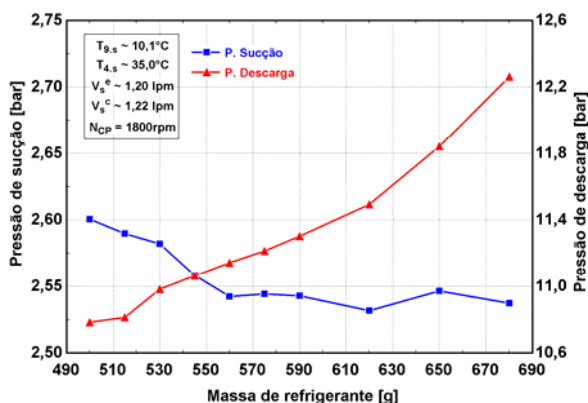


Figura 6.38 - Pressões de sucção e de descarga em função da carga de refrigerante

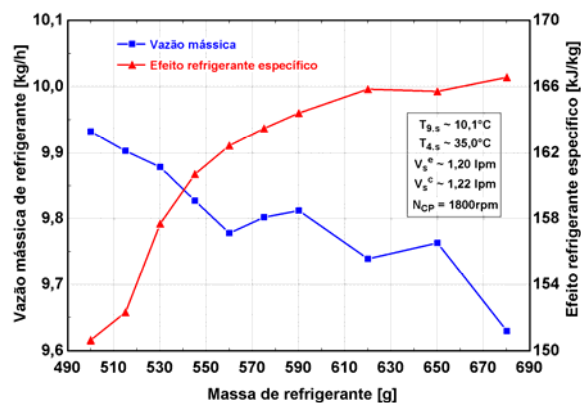


Figura 6.39 - Vazão mássica de refrigerante e efeito refrigerante específico em função da carga de refrigerante

Na Figura 6.38, nota-se que a partir da carga de 550g a pressão de sucção necessária para manter o grau de superaquecimento constante entre 2 e 3°C (Figura 6.37) permaneceu praticamente estável no valor de 2,54 bar. A pressão de descarga (Figura 6.38), por outro lado, cresceu continuamente devido ao acréscimo de carga de refrigerante.

A redução da vazão mássica de refrigerante (Figura 6.39) deve-se principalmente à redução da eficiência volumétrica do compressor, que por sua vez foi causada pelo crescimento da pressão de descarga, de 10,78 para 12,26 bar (cerca de 13,7%) entre 500 g e 680 g, e pela manutenção de uma pressão de sucção praticamente constante. A elevação do efeito refrigerante específico foi causada pela redução da entalpia na entrada do evaporador, de 100,9 kJ/kg para 84,8 kJ/kg (cerca de 15,9%) entre 500 e 680 g. Por sua vez, a diminuição dessa entalpia foi causada pelo acúmulo de refrigerante líquido na região de alta pressão, principalmente no condensador. Vale lembrar que a entalpia na saída do evaporador variou somente 0,4%, devido à manutenção do um grau de superaquecimento praticamente constante.

A Figura 6.40 mostra a influência da carga de refrigerante sobre a capacidade de refrigeração e sobre a potência do compressor, enquanto que a Figura 6.41 mostra a razão do COP em função da carga de refrigerante. As condições do fluido secundário nos trocadores de calor, a rotação do compressor e as aberturas da EEV são as mesmas da Figura 6.36. Vale lembrar que a razão de COP foi definida como a divisão do COP de um ponto de operação pelo COP máximo.

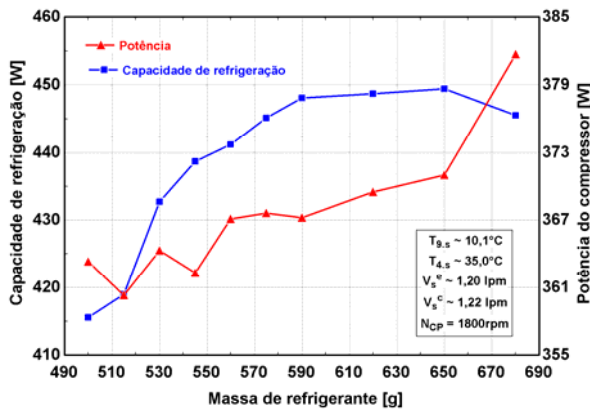


Figura 6.40 - Capacidade de refrigeração e potência do compressor em função da carga de refrigerante

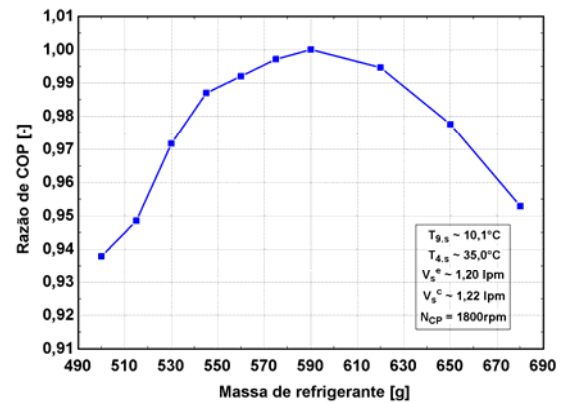


Figura 6.41 - Razão do COP em função da carga de refrigerante

Da Figura 6.40, pode-se perceber que a capacidade de refrigeração aumentou de forma mais acentuada entre 500 e 590 g (cerca de 8%), estabilizando-se em seguida. Esse aumento é consequência da elevação do efeito refrigerante específico (Figura 6.39), numa proporção maior que a queda da vazão mássica, de 1,2%, na mesma faixa de carga.

A potência do compressor (Figura 6.40) cresceu com o aumento da carga de refrigerante, devido principalmente à elevação da pressão de descarga.

Com o aumento da capacidade de refrigeração e da potência do compressor, o COP apresentou um ponto de máximo, na carga de 590 g. O comportamento da taxa de queda do COP abaixo e acima da carga ótima foi semelhante. Por exemplo, numa carga de refrigerante 10% inferior ao valor ótimo, a queda do COP foi de 2,8%, contra 2,2%, numa carga 10% acima da ótima.

A exemplo da rotação de 1800 rpm, também foram realizados testes com as outras 4 rotações, usando as mesmas cargas de refrigerante, onde observou-se comportamentos semelhantes aos observados nas Figuras 6.36 a 6.41. Vale lembrar que, em cada carga de refrigerante, a abertura da EEV foi ajustada para manter o superaquecimento entre  $1^{\circ}\text{C}$  e  $3^{\circ}\text{C}$ . A Figura 6.42 mostra a razão de COP para as todas as rotações, bem como as cargas ótimas para cada rotação do compressor.

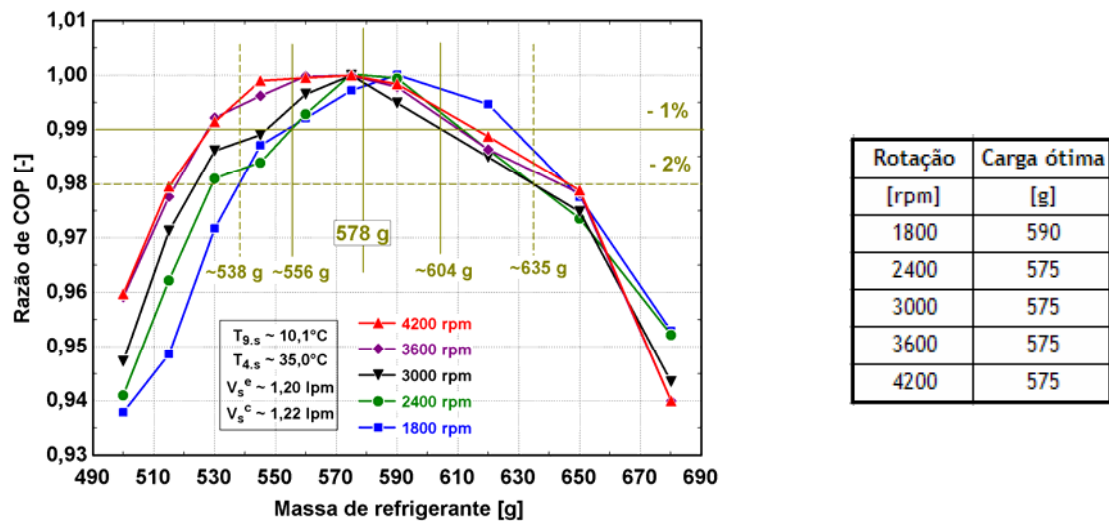


Figura 6.42 - Razão de COP em função da carga de refrigerante para as cinco rotações e valores ótimos de carga de refrigerante para cada rotação

A Figura 6.42 mostra que o comportamento da razão do COP foi bastante semelhante em todas as rotações. As cargas de refrigerante ótimas para cada uma das rotações também ficaram bastante próximas entre si. Isto mostra que a rotação do compressor não tem influência significativa sobre a carga de refrigerante ótima do sistema de refrigeração quando a abertura da EEV é regulada para gerar um grau de superaquecimento constante na saída do evaporador.

A média das cargas de refrigerante ótimas foi de 578g. Entre -4% (~556 g) e +4% (~604 g) em relação à carga ótima média, as razões de COP com qualquer uma das rotações mantiveram-se acima de 99% (Figura 6.42). Isto significa que, nessa faixa de carga, a perda de performance em relação ao ponto de máximo COP, independente da rotação, seria inferior a 1%. Já para razões de COP acima de 98%, a carga de refrigerante deveria estar na faixa entre -7% (~538 g) e +10% (~635g). Estes resultados vão ao encontro das análises realizadas com o auxílio da Figura 6.17.

## 7. Aplicações

O objetivo principal deste capítulo é comparar a performance de alguns sistemas de refrigeração, sob diferentes condições de temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador. Tais sistemas contemplam associações de um compressor de rotação variável ou fixa com um dispositivo de expansão de restrição variável ou fixa.

Apresenta-se, a seguir, uma descrição dos três sistemas utilizados para comparação:

- Sistema com um compressor de rotação variável e uma EEV. Nesse caso, para cada rotação do compressor ou condição do fluido secundário nos trocadores de calor, a abertura da EEV foi ajustada num valor ótimo. Para efetuar o ajuste, procurou-se maximizar o COP, mantendo o grau de superaquecimento na saída do evaporador entre  $1,0^{\circ}\text{C}$  e  $3,0^{\circ}\text{C}$ , de acordo com as observações das seções 6.3 a 6.5. Esta configuração será denominada CRV / EEV.
- Sistema com um compressor de rotação constante e uma EEV. Nesse caso, para cada condição do fluido secundário nos trocadores de calor, a abertura da EEV foi ajustada num valor ótimo e a rotação do compressor foi mantida fixa. O critério para ajuste da abertura da EEV foi o mesmo da configuração anterior. Esta configuração será denominada CRCX / EEV, onde “X” representa a rotação do compressor;
- Sistema com um compressor de rotação variável e um dispositivo de expansão com restrição constante. Esta configuração utilizou uma abertura da EEV fixa, independentemente da rotação do compressor ou das condições do fluido secundário nos trocadores de calor. A intenção foi a de reproduzir o emprego de um tubo capilar associado a um compressor de rotação variável, aplicação típica em sistema de refrigeração domésticos e comerciais. O comportamento de um tubo capilar num sistema de refrigeração não é exatamente igual ao de uma EEV com abertura fixa, pois o escoamento na saída do tubo capilar está frequentemente bloqueado, o que não ocorre com a válvula. Apesar disso, em ambos os casos, o dispositivo de expansão, por ser de restrição constante, não se adapta às diferentes condições de operação, tornando,

portanto, a comparação válida. Esta configuração será denominada CRV / ABY, onde “Y” representa a abertura da válvula;

As variações das condições do fluido secundário nos trocadores de calor visam reproduzir situações reais de funcionamento. Uma mudança da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador é equivalente a uma variação da carga térmica ou então a uma alteração do *setpoint* do termostato do compartimento refrigerado. Uma mudança da temperatura do fluido secundário na entrada do condensador corresponde a uma mudança da temperatura ambiente.

## 7.1 Condições padrões do fluido secundário nos trocadores de calor

A Figura 7.1 compara quatro situações, através da relação entre o grau de superaquecimento na saída do evaporador e a rotação do compressor. As Figuras 7.2, 7.3 e 7.4 exploram, respectivamente, a relação da pressão de evaporação, da vazão mássica de refrigerante e da capacidade de refrigeração com a rotação do compressor. As condições do fluido secundário no evaporador,  $\dot{V}_s^e \sim 1,20 \text{ lpm}$  e  $T_{9s} \sim 10,1^\circ\text{C}$ , e no condensador,  $\dot{V}_s^c \sim 1,22 \text{ lpm}$  e  $T_{4s} \sim 35,0^\circ\text{C}$ , foram mantidas constantes e chamadas de condições padrões. A carga de refrigerante foi mantida constante em 560 g. As Figuras 7.1 a 7.4 indicam ainda as aberturas ótimas em cada rotação.

A primeira configuração, “CRV / EEV”, refere-se a um sistema com um compressor de rotação variável e uma EEV com abertura regulada para manter o superaquecimento entre  $1,0^\circ\text{C}$  e  $3,0^\circ\text{C}$ . As outras três configurações referem-se a associações de um compressor de rotação variável com uma EEV de abertura fixa. Foram consideradas três aberturas (46%, 56%, 60%), o que deu origem às configurações CRV / AB46%, CRV / AB56% e CRV / AB60%. A abertura de 46% foi a ótima para a rotação de 1800 rpm, a de 56%, para 3000 rpm e a de 60%, para 4200 rpm. Na prática, essas três aberturas representam três dispositivos de expansão distintos, ajustados para maximizar a performance numa determinada rotação e para determinadas condições do fluido secundário nos trocadores de calor.

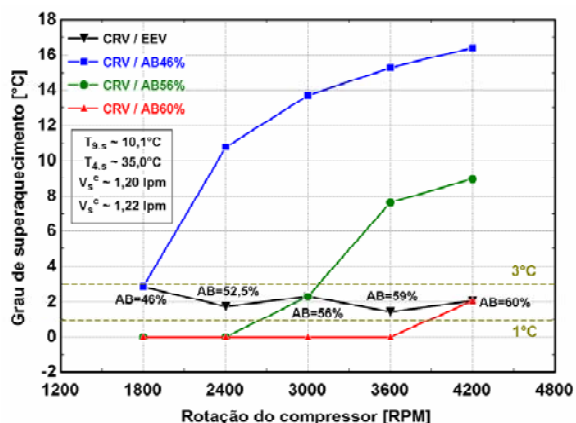


Figura 7.1 - Grau de superaquecimento em função da rotação do compressor

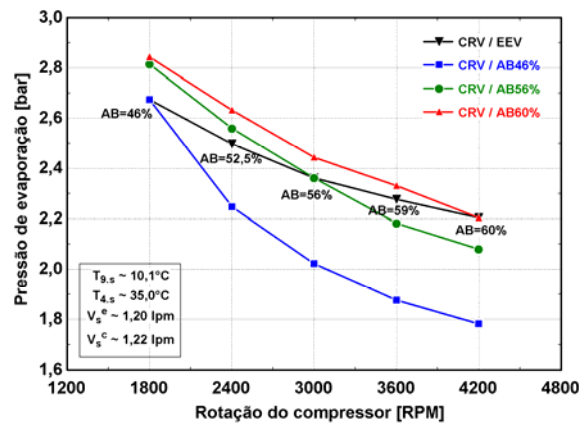


Figura 7.2 - Pressão de evaporação em função da rotação do compressor

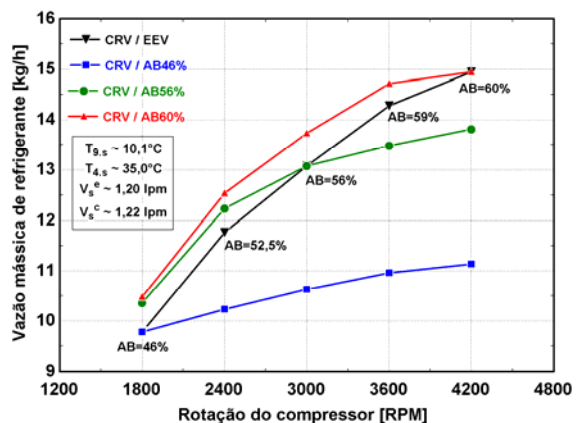


Figura 7.3 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor

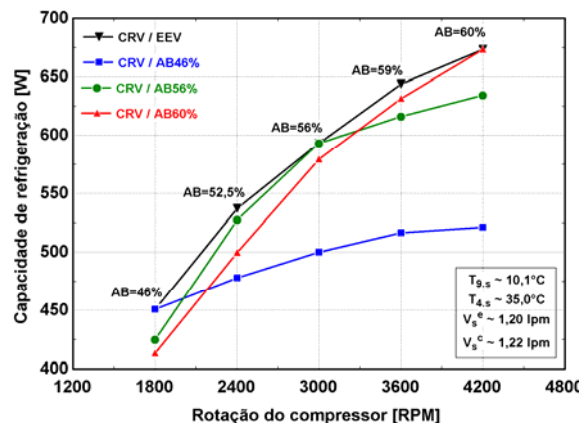


Figura 7.4 - Capacidade de refrigeração em função da rotação do compressor

Através da Figura 7.1, pode-se observar que apenas o sistema CRV / EEV conseguiu manter o grau de superaquecimento dentro da faixa ótima, entre 1°C e 3°C, combinando a abertura da válvula com a rotação do compressor.

A configuração CRV / AB46% gerou um grau de superaquecimento adequado apenas na rotação de 1800 rpm, pois a válvula foi ajustada para essa rotação. Nesta rotação, os sistemas CRV / EEV e CRV / AB46% apresentaram as mesmas capacidade de refrigeração (Figura 7.4) e vazão mássica (Figura 7.3) e pressão de evaporação (Figura 7.2). Com o aumento da rotação, a pressão de evaporação do sistema CRV / AB46% diminuiu e o grau de superaquecimento cresceu, ambos de forma bastante acentuada (Figura 7.1), devido à baixa vazão mássica de refrigerante em circulação (Figura 7.3). Este comportamento é reflexo da utilização de um dispositivo de expansão (AB = 46%) muito restritivo para rotações superiores a 1800 rpm. Em termos de performance, a combinação



CRV / AB46% apresentou um aumento tímido da capacidade de refrigeração, quando comparado às outras configurações.

Da mesma forma, a configuração CRV / AB60% gerou um grau de superaquecimento adequado apenas na rotação de 4200 rpm. Em rotações inferiores a 4200 rpm, pode-se observar que o sistema CRV / AB60% apresentou pressões de evaporação (Figura 7.2) e vazões mássicas (Figura 7.3) superiores aos valores ótimos (sistema CRV / EEV), indicando que o evaporador trabalhou sobrealimentado com fluido bifásico, ou seja, com um grau de superaquecimento nulo (Figura 7.1). Tal comportamento é o reflexo da utilização de um dispositivo de expansão pouco restritivo (AB = 60%) em rotações inferiores a 4200 rpm. A menor capacidade de refrigeração do sistema CRV / AB60% em relação ao CRV / EEV (Figura 7.4) deve-se à menor diferença entre as temperaturas do fluido secundário e de evaporação do sistema CRV / AB60%.

De maneira similar, a configuração CRV / AB56% gerou um grau de superaquecimento apropriado apenas na rotação de 3000 rpm. Em rotações superiores a 3000 rpm, o sistema CRV / AB56% operou com pressões de evaporação (Figura 7.2) e vazões mássicas (Figura 7.3) inferiores aos valores ótimos (sistema CRV / EEV), indicando que o evaporador trabalhou subalimentado, ou seja, com um grau de superaquecimento superior ao valor ótimo. Em rotações superiores a 3000 rpm ocorreu o oposto.

Em resumo, a Figura 7.4 torna evidente que a configuração CRV / EEV, quando comparada com as configurações de abertura constante, apresentou uma maior capacidade de refrigeração, independentemente da rotação. A configuração mais desvantajosa foi a CRV / AB46% cuja capacidade de refrigeração média nas 5 rotações foi de apenas 493 W, contra 559 W da CRV / AB56%, 560 W da CRV / AB60% e 580 W da CRV / EEV.

A Figura 7.5 compara as 4 configurações em questão, relacionando o COP com a capacidade de refrigeração.

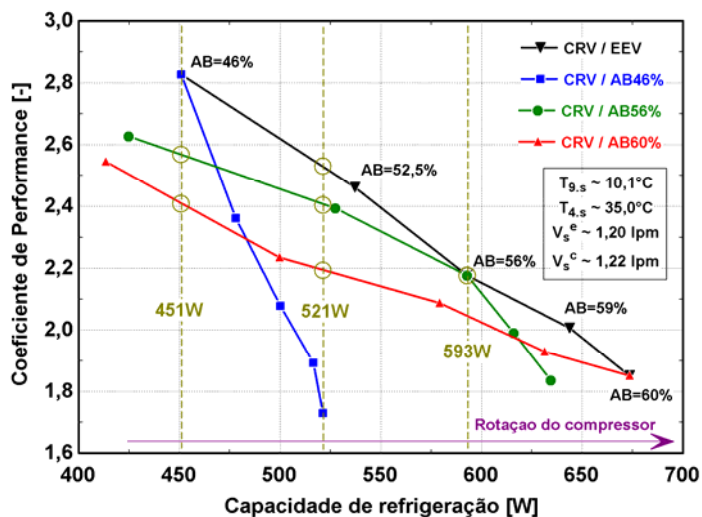


Figura 7.5 - COP em função da capacidade de refrigeração

A Figura 7.5 mostra que, independentemente da capacidade de refrigeração, a configuração CRV / EEV apresentou sempre um maior COP.

Com a ajuda da Figura 7.5, pode-se realizar um outro tipo de comparação, supondo que as quatro configurações em questão precisassem, por exemplo, atender uma demanda de carga térmica de 451W. Nesse caso, o sistema CRV / EEV precisaria trabalhar numa rotação de 1800 rpm e com uma abertura de 46%, gerando uma capacidade de refrigeração igual à carga térmica (ver Figura 7.5). Isto significa que este sistema operaria de maneira contínua para atender a demanda de carga térmica. Na mesma situação estaria o sistema CRV / AB46%. Ambos os sistemas apresentariam um COP de 2,83, com um consumo de potência de 159W.

A mesma capacidade de refrigeração poderia ser fornecida pelo sistema CRV / AB56% com uma rotação de aproximadamente 1953 rpm, o que resultaria num COP de 2,55 e numa potência consumida de 177W (ver Figura 7.5). Isso mostra que se um dispositivo de expansão de restrição constante, equivalente à abertura de 56%, fosse substituído por uma EEV, haveria uma redução de 9,7% na potência do compressor. Já o sistema CRV / AB60%, forneceria a mesma capacidade de refrigeração com uma rotação de 2061 rpm, com um COP de 2,39 e com um consumo de potência de 189W. Nesse caso, a redução de potência do compressor, em virtude da introdução de uma EEV, seria de 15,6%.

Nas condições da Figura 7.5, um sistema com uma EEV e com um compressor de rotação fixa em 3000rpm forneceria uma capacidade de 593W e consumiria uma potência de 272W, o que daria um COP de 2,18. Assim, se a carga térmica fosse de 451W, pode-se dizer, de forma

aproximada, que este sistema precisaria operar durante 76,1% (451 W / 593 W) do tempo disponível. Dessa forma, desconsiderando o acréscimo de potência na partida, este sistema consumiria uma potência de 207W, ou seja,  $0,761 \times 272$  W. Esse valor é 29,8% superior à potência consumida pela configuração CRV / EEV e 10,5% à da configuração CRV / 56%. Isso mostra que o sistema CRC3000rpm / EEV, apesar de operar numa condição de máximo COP para a sua rotação, consumiria uma maior potência média, pois a sua capacidade de refrigeração (593 W) é superior à carga térmica (451 W). A Tabela 7.1 mostra um resumo da análise comparativa apresentada.

Tabela 7.1 - Comparação entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 451W

Configuração	Rotação / Abertura	Capacidade de refrigeração	Fração de tempo ligado do compressor	COP	Potência elétrica	Potência elétrica média
[-]	[-]	[W]	[%]	[-]	[W]	[W]
CRV / EEV	1800rpm/46%	451	100	2,83	159	159
CRV / AB46%	1800rpm/46%	451	100	2,83	159	159
CRV / AB56%	1953rpm/56%	451	100	2,55	177	177
CRV / AB60%	2061rpm/56%	451	100	2,39	189	189
CRC3000 / EEV	3000rpm/56%	593	76,1	2,18	272	207

Uma análise semelhante, mas partindo de uma carga térmica de 521 W (ver Figura 7.5) foi também realizada. Os resultados estão mostrados na Tabela 7.2.

Tabela 7.2 - Comparação entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 521W

Configuração	Rotação / Abertura	Capacidade de refrigeração	Fração de tempo ligado do compressor	COP	Potência elétrica	Potência elétrica média
[-]	[-]	[W]	[%]	[-]	[W]	[W]
CRV / EEV	2288rpm/ abertura ótima	521	100	2,51	207	207
CRV / AB46%	4200rpm/46%	521	100	1,73	301	301
CRV / AB56%	2362rpm/56%	521	100	2,41	217	217
CRV / AB60%	2560rpm/60%	521	100	2,19	238	238
CRC3000 / EEV	3000rpm/56%	593	87,6	2,18	272	238

A Tabela 7.2 torna evidente que os sistemas com compressor de rotação variável conseguiriam ajustar a sua capacidade de refrigeração à carga térmica, mas operariam em condições diferentes, o que implica em potências distintas. O sistema CRV / 46% consumiria a maior potência, 301 W, contra 207 W do sistema CRV / EEV, o de menor potência.

## 7.2 Variação da temperatura do fluido secundário na entrada do condensador

Esta seção explorará uma comparação entre a performance dos sistemas CRV / EEV e CRV / AB56% para duas temperaturas do fluido secundário na entrada do condensador, a saber,  $T_{4s} \sim 30,9^{\circ}\text{C}$  e  $T_{4s} \sim 39,1^{\circ}\text{C}$ , com uma  $T_{9s} \sim 10,1^{\circ}\text{C}$  no evaporador. Vale lembrar que a condição padrão, utilizada para ajuste da válvula em 56%, foi  $T_{9s} \sim 10,1^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{4s} \sim 35,0^{\circ}\text{C}$ , numa rotação de 3000 rpm. As vazões dos fluidos secundários nos dois trocadores foram mantidas constantes.

As Figuras 7.6 e 7.7 mostram, respectivamente, o grau de superaquecimento na saída do evaporador e a vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor para as duas configurações de sistema em questão, nas temperaturas  $T_{4s} \sim 30,9^{\circ}\text{C}$  e  $T_{9s} \sim 10,1^{\circ}\text{C}$ . São também indicadas as aberturas ótimas para cada rotação do compressor (sistema CRV / EEV).

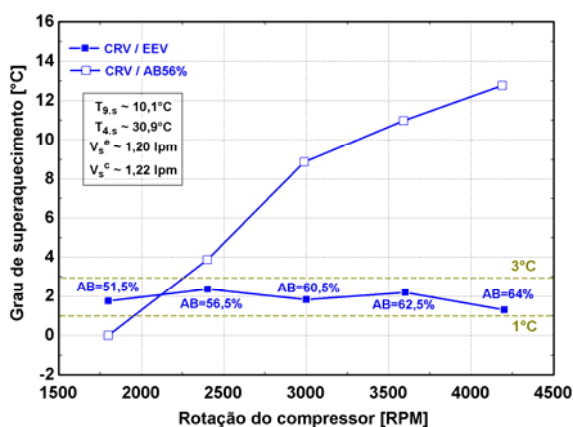


Figura 7.6 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da rotação do compressor

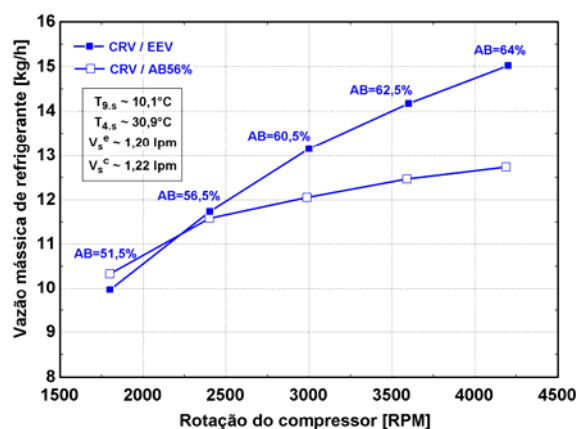


Figura 7.7 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor

A Figura 7.6 deixa claro que o sistema CRV / EEV manteve o grau de superaquecimento dentro da faixa ótima, entre  $1^{\circ}\text{C}$  e  $3^{\circ}\text{C}$ , combinando a abertura da válvula com a rotação do compressor.

A configuração CRV / AB56% apresentou um grau de superaquecimento adequado apenas ao redor da rotação de 2150 rpm. Pode-se observar que a mudança da temperatura do fluido secundário na entrada do condensador fez com que a abertura ótima na rotação de 3000 rpm passasse de 56% para 60,5%. Acima da rotação de aproximadamente 2250 rpm, o grau de

superaquecimento do sistema CRV / AB56% manteve-se sempre acima do valor ótimo, pois a vazão mássica de refrigerante (Figura 7.7) tornou-se inferior à vazão ótima (sistema CRV / EEV). Nessas condições, o evaporador operou subalimentado, ocorrendo o contrário em rotações inferiores a 2000 rpm.

A Figura 7.8 mostra um comparativo entre os mesmos sistemas, explorando a relação entre o COP e a capacidade de refrigeração. São também indicadas nesta figura as aberturas ótimas em cada rotação.

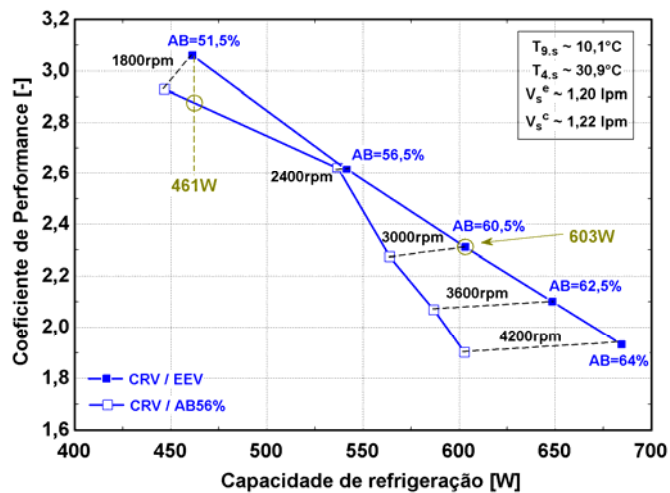


Figura 7.8 - COP em função da capacidade de refrigeração

Pode-se observar que o sistema CRV / EEV opera com um coeficiente de performance superior ao CRV / AB56%, independentemente da capacidade de refrigeração. É importante ressaltar que, na rotação de 3000 rpm, os dois sistemas já não têm mais a mesma performance da condição  $T_{g,s} \sim 10,1^{\circ}\text{C}$  /  $T_{4,s} \sim 35,0^{\circ}\text{C}$  (Figura 7.8), devido ao aumento da abertura ótima de 56% para 60,5% provocado pela redução da pressão de condensação.

Uma comparação com base carga térmica de 461W (ver indicação na Figura 7.8) é mostrada na Tabela 7.3.

Tabela 7.3 - Comparativo entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 461W

Configuração	Rotação / Abertura	Capacidade de refrigeração	Fração de tempo ligado do compressor	COP	Potência elétrica	Potência elétrica média
[-]	[-]	[W]	[%]	[-]	[W]	[W]
CRV / EEV	1800rpm/51,5%	461	100	3,06	151	151
CRV / AB56%	1897rpm/56%	461	100	2,86	161	161
CRC3000 / EEV	3000rpm/60,5%	603	76,5	2,31	261	199

A Tabela 7.3 mostra que o sistema CRV / AB56% consumiria uma potência 6,8% superior à do sistema CRV / EEV. Ao contrário dos sistemas CRV / EEV e CRV / AB56%, o CRC3000 / EEV forneceria uma capacidade de refrigeração superior à carga térmica, gerando assim uma fração de tempo ligado do compressor inferior a 100%. Tal sistema consumiria, portanto, uma potência média superior em 31,8% à do sistema CRV / EEV.

As Figuras 7.9 a 7.11 mostram uma análise semelhante à apresentada nas Figuras 7.6 a 7.8, mas partindo de uma  $T_{4s} \sim 39,1^{\circ}\text{C}$  no condensador.

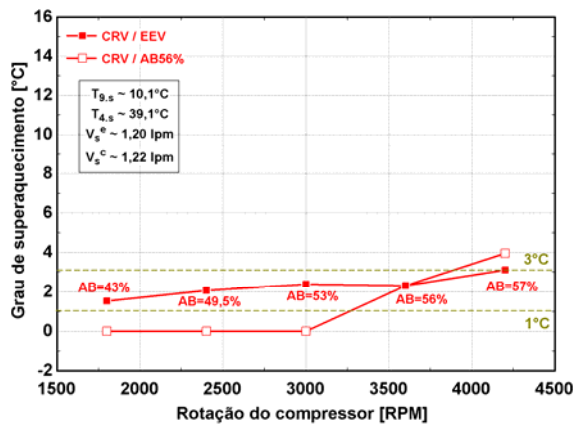


Figura 7.9 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da rotação do compressor

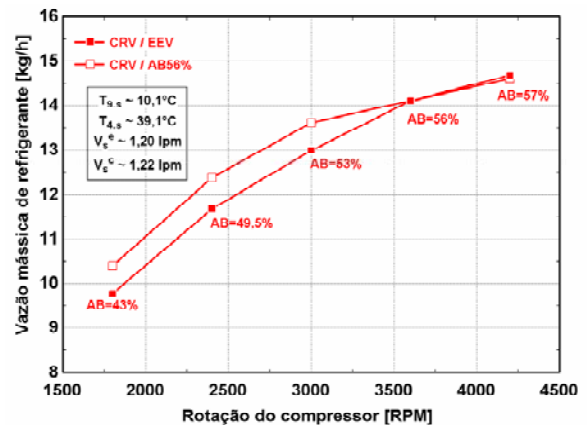


Figura 7.10 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor

A exemplo das análises anteriores, o sistema CRV / EEV manteve o grau de superaquecimento de dentro da faixa ótima, entre  $1^{\circ}\text{C}$  e  $3^{\circ}\text{C}$  (Figura 7.9). A configuração CRV / AB56% gerou um grau de superaquecimento adequado apenas próximo da rotação de 3600 rpm. Acima da rotação de 3800 rpm, o grau de superaquecimento do sistema CRV / AB56% manteve-se acima do valor ótimo, pois a vazão mássica de refrigerante (Figura 7.10) tornou-se levemente inferior à vazão ótima (sistema CRV / EEV). Abaixo da rotação de 3250 rpm, a abertura de 56% passou a prover uma vazão mássica muito alta (Figura 7.10) tornando o evaporador sobrealimentação.

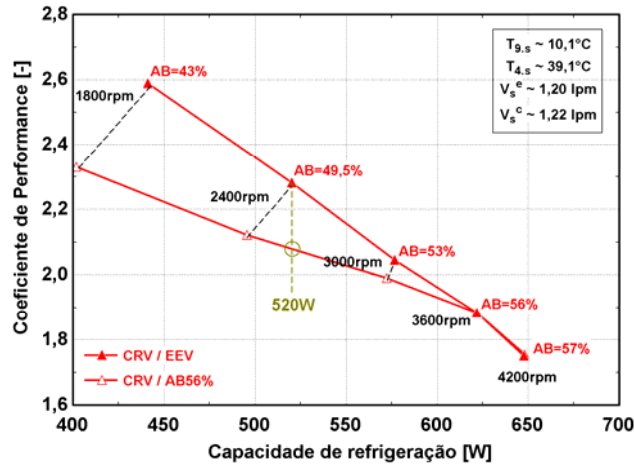


Figura 7.11 - COP em função da capacidade de refrigeração

A Figura 7.11 mostra, mais uma vez, que a performance do sistema CRV / EEV é superior ao do CRV / AB56%.

Através do mesmo procedimento adotado na Tabela 7.3, mas considerando uma demanda de carga térmica de 520W, verificou-se que a potência consumida pelo sistema CRV / AB56% seria 10% superior ao do sistema CRV / EEV (Figura 7.11).

A Figura 7.12 compara a performance do sistema CRV / EEV nas três temperaturas de entrada do fluido secundário no condensador, através de relação entre COP e a capacidade de refrigeração.

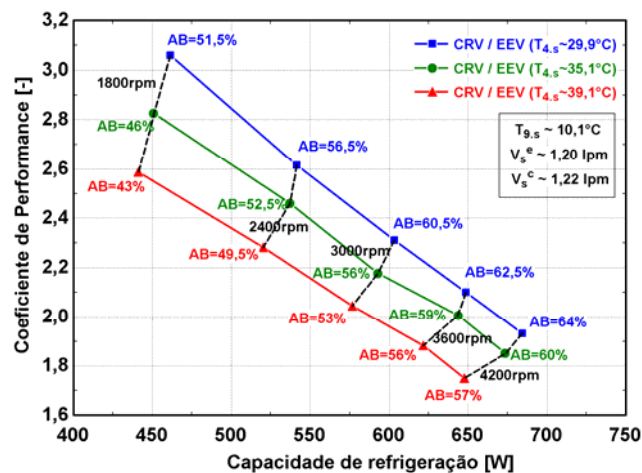


Figura 7.12 - COP em função da capacidade de refrigeração

A Figura 7.12 mostra que a redução da temperatura de entrada do fluido secundário no condensador aumenta o COP e a abertura ótima do sistema CRV / EEV, ambos devido à diminuição da pressão de condensação.

### 7.3 Variação da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador

Nesta seção será apresentada uma comparação entre os sistemas CRV / EEV e CRV / AB56% para duas temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador, a saber,  $T_{9s} \sim 5,1^{\circ}\text{C}$  e  $T_{9s} \sim 15,2^{\circ}\text{C}$ , com uma  $T_{4s} \sim 35,0^{\circ}\text{C}$  no condensador. Vale lembrar que a condição padrão, utilizada para ajuste da abertura da válvula em 56%, foi  $T_{9s} \sim 10,1^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{4s} \sim 35,0^{\circ}\text{C}$ , numa rotação de 3000 rpm. As vazões de fluido secundários nos dois trocadores foram mantidas constantes.

As Figuras 7.13 e 7.14 mostram, respectivamente, o grau de superaquecimento na saída do evaporador e a vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor para as duas configurações de sistema em questão, nas temperaturas  $T_{4s} \sim 35,0^{\circ}\text{C}$  e  $T_{9s} \sim 5,1^{\circ}\text{C}$ . Encontram-se também as aberturas ótimas para cada rotação do compressor (sistema CRV / EEV).

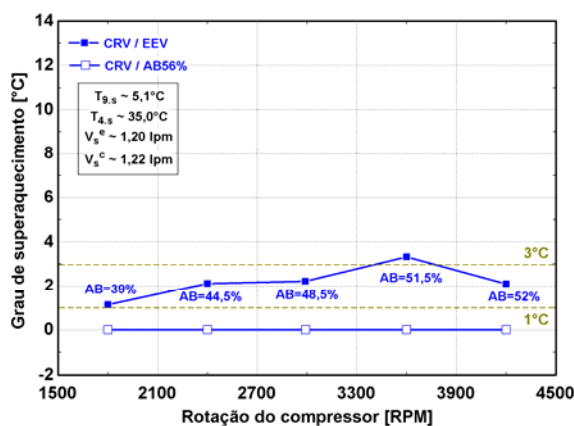


Figura 7.13 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da rotação do compressor

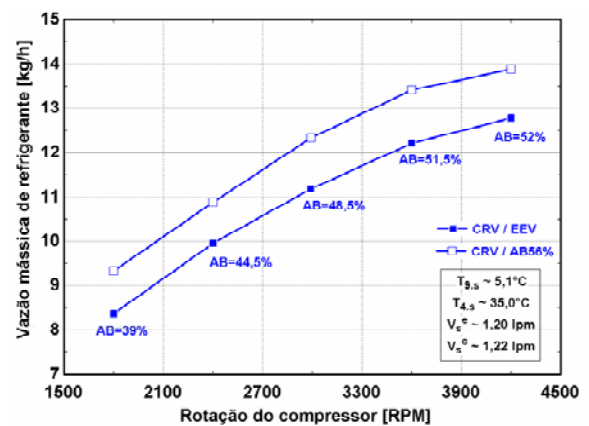


Figura 7.14 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor

A Figura 7.13 mostra, mais uma vez, que o sistema CRV / EEV manteve o grau de superaquecimento dentro da faixa ótima, entre  $1^{\circ}\text{C}$  e  $3^{\circ}\text{C}$ . A abertura de 56% foi superior à abertura ótima em todas as rotações. Como consequência da baixa restrição do dispositivo de expansão, a vazão mássica do sistema CRV / AB56% (Figura 7.14) manteve-se sempre acima da vazão ótima (sistema CRV / EEV) e o grau de superaquecimento permaneceu nulo.

A Figura 7.15 mostra uma comparação entre os mesmos sistemas, agora com base na relação entre o COP e a capacidade de refrigeração.



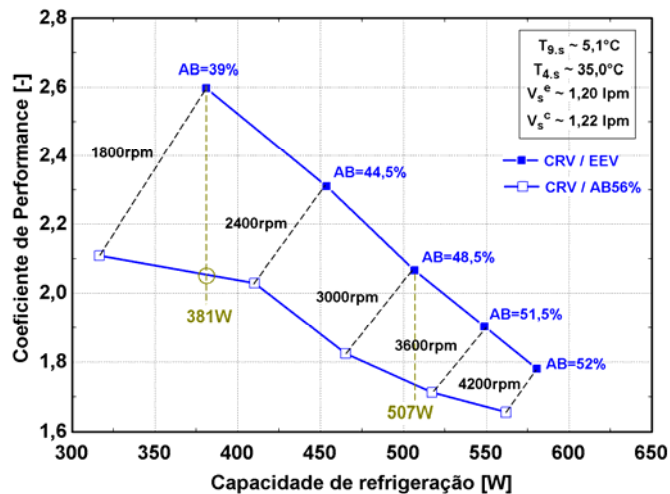


Figura 7.15 - COP em função da capacidade de refrigeração

Através da Figura 7.15, observa-se nitidamente que o sistema CRV / EEV apresentou uma performance bastante superior ao do sistema CRV / AB56%, devido ao ajuste da abertura do dispositivo de expansão.

Uma comparação semelhante à mostrada na Figura 7.8 e na Tabela 7.3 foi realizada com uma carga térmica de 381W e nas condições da Figura 7.15. A Tabela 7.4 mostra os resultados obtidos.

Tabela 7.4 - Comparação entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 381W

Configuração	Rotação / Abertura	Capacidade de refrigeração	Fração de tempo ligado do compressor	COP	Potência elétrica	Potência elétrica média
[-]	[-]	[W]	[%]	[-]	[W]	[W]
CRV / EEV	1800rpm/39%	381	100	2,60	147	147
CRV / AB56%	2213rpm/56%	381	100	2,05	186	186
CRC3000 / EEV	3000rpm/48,5%	507	75,2	2,07	245	184

Através da Tabela 7.4 e da Figura 7.15, nota-se que os sistemas com compressor de rotação variável conseguiriam gerar uma capacidade de refrigeração equivalente à carga térmica, porém o sistema CRV / AB56% consumiria uma potência superior em 26,8% à do sistema CRV / EEV. Já o sistema CRC3000 / EEV atingiria uma condição ótima de funcionamento na rotação de 3000rpm com uma abertura de 48,5%, porém a capacidade de refrigeração seria superior à carga térmica, gerando uma fração de tempo ligado de 75,2%. Tal sistema consumiria, portanto, uma potência média levemente inferior ao do sistema CRV / AB56%.

As Figuras 7.16 a 7.18 mostram comparações semelhantes às das Figuras 7.12 a 7.14, mas com base numa  $T_{4,s} \sim 15,2^{\circ}\text{C}$  no evaporador.

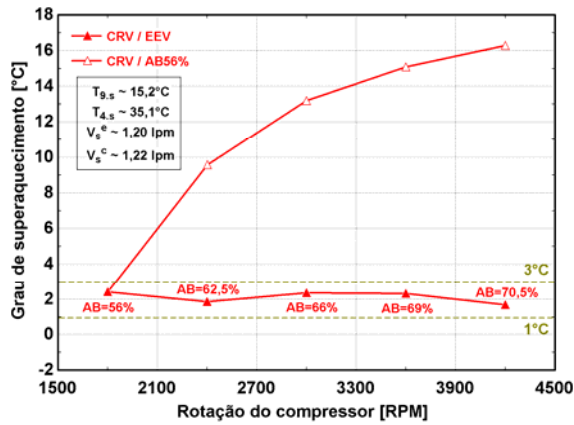


Figura 7.16 - Grau de superaquecimento no evaporador em função da rotação do compressor

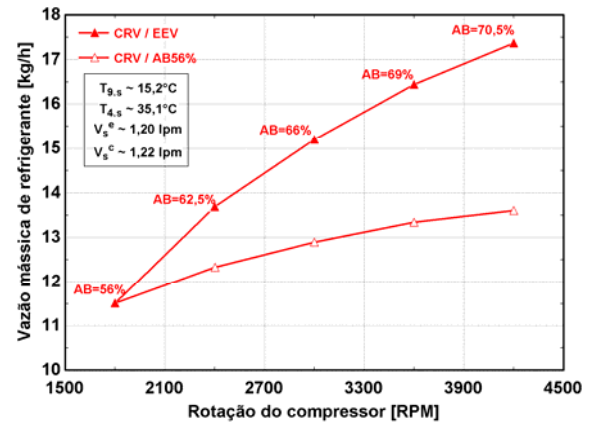


Figura 7.17 - Vazão mássica de refrigerante em função da rotação do compressor

A exemplo das análises anteriores, verifica-se que o sistema CRV / EEV foi capaz de manter o grau de superaquecimento dentro da faixa ótima, entre  $1^{\circ}\text{C}$  e  $3^{\circ}\text{C}$ , como esperado.

A abertura de 56% foi inferior à abertura ótima em todas as rotações, exceto em 1800 rpm. Como consequência, a vazão mássica do sistema CRV / AB56% (Figura 7.17) manteve-se sempre abaixo da vazão ótima (sistema CRV / EEV) e o grau de superaquecimento, acima da banda ótima, indicando que o evaporador operou subalimentado.

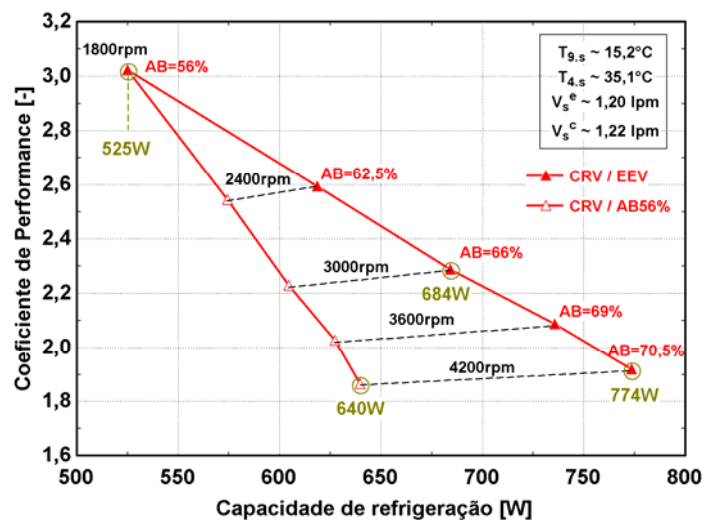


Figura 7.18 - COP em função da capacidade de refrigeração

Da Figura 7.18, pode-se observar que o sistema CRV / EEV apresenta um desempenho superior ao do sistema CRV / AB56%. A Figura 7.19 mostra uma comparação entre as configurações CRV / EEV, CRV / AB56% e CRC3000 / EEV num gráfico de capacidade de refrigeração em função da rotação do compressor.

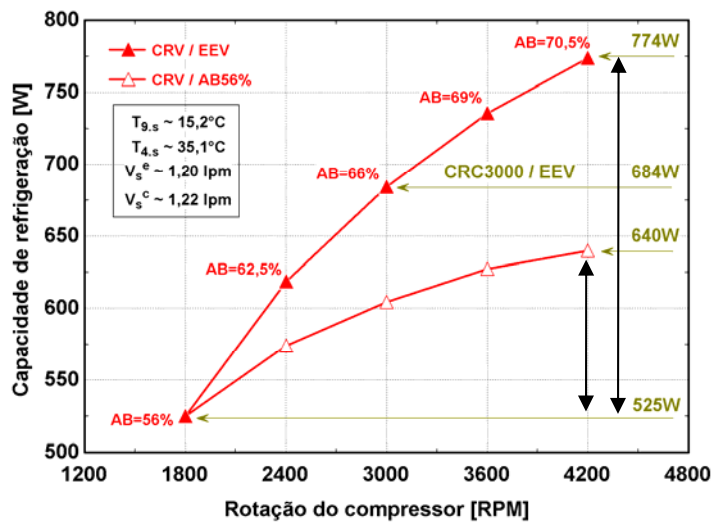


Figura 7.19 - Capacidade de refrigeração em função da rotação do compressor

Nota-se que a capacidade de refrigeração do sistema CRV / AB56% aumentaria de 525 W para 640 W, ou seja, 21,9%, com o aumento da rotação de 1800 rpm à de 4200 rpm. O sistema CRV / EEV, por sua vez, aumentaria a capacidade de 525 W para 774 W, ou seja, 47,4%. Além disso, haveria uma diferença significativa no range de capacidade de refrigeração, que foi igual 115 W (640 W - 525 W) no sistema CRV / AB56% e de 249 W (774 W - 525 W) no sistema CRV / EEV. Nas condições da Figura 7.19, o sistema CRV / AB56% seria inclusive desvantajoso quando comparado com o CRC3000 / EEV, já que a capacidade de refrigeração máxima seria de 640 W no primeiro e de 684 W no segundo sistema. A baixa performance do sistema CRV / AB56% em altas rotações deve-se à restrição excessiva do dispositivo de expansão e, conseqüentemente, à baixa vazão mássica e à subalimentação do evaporador.

A Figura 7.20 compara a performance do sistema CRV / EEV nas três temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador, num gráfico COP em função da capacidade de refrigeração.

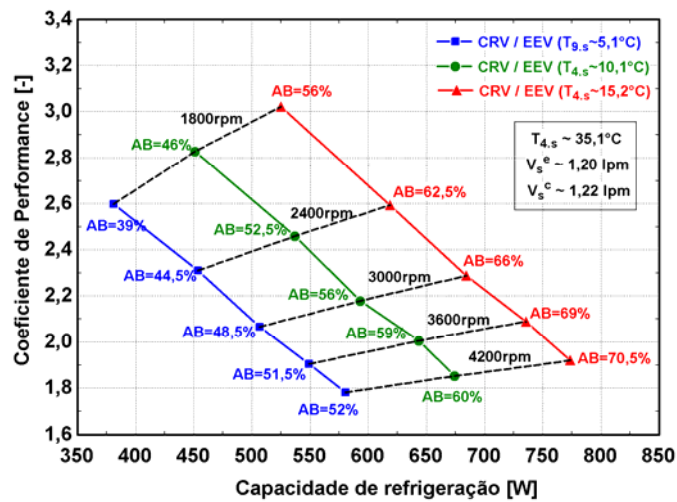


Figura 7.20 - COP em função da capacidade de refrigeração

A Figura 7.20 mostra que o aumento da temperatura de entrada do fluido secundário no evaporador eleva tanto o COP, devido às maiores pressões de evaporação envolvidas, como a abertura ótima, por conta da necessidade de vazões mássicas de refrigerante mais elevadas.

#### 7.4 Variação da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador

Nesta seção pretende-se comparar os sistemas anteriormente apresentados, submetendo-os a variações simultâneas da temperatura do fluido secundário no evaporador (carga térmica) e no condensador (temperatura ambiente) em relação à condição padrão,  $T_{4,s} \sim 35,0^\circ\text{C}$  e  $T_{9,s} \sim 10,1^\circ\text{C}$ .

A Figura 7.21 compara as configurações CRV / EEV e CRV / AB56%, considerando uma redução simultânea das duas temperaturas do fluido secundário na entrada dos trocadores de calor ( $T_{4,s} \sim 30,9^\circ\text{C}$  e  $T_{9,s} \sim 5,1^\circ\text{C}$ ) em relação às condições padrões.

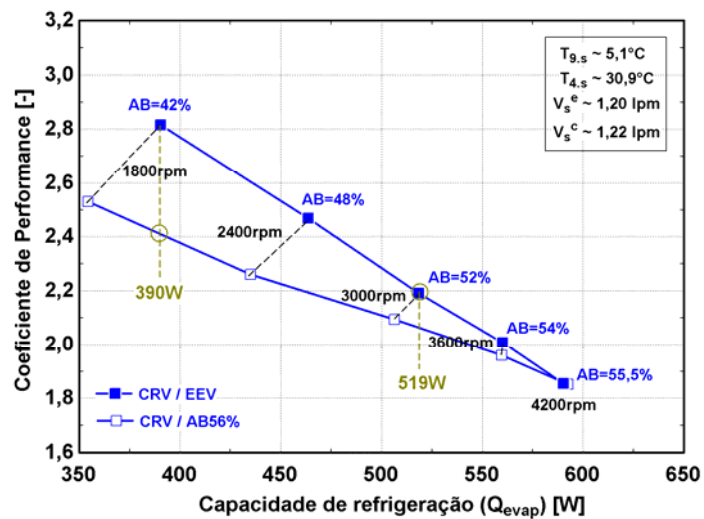


Figura 7.21 - COP em função da capacidade de refrigeração

Fica evidente que o COP do sistema CRV / EEV é sempre superior ao do sistema CRV / AB56%, independentemente da capacidade de refrigeração. A menor performance do sistema CRV / AB56% deve-se à sobrealimentação do evaporador, uma vez que a abertura de 56% foi sempre superior à ótima (Figura 7.21)

A Tabela 7.5 compara o desempenho dos sistemas CRV / EEV, CRV / AB56% e CRC3000 / EEV, considerando uma carga térmica de 390 W, nas mesmas condições da Figura 7.21.

Tabela 7.5 - Comparação entre diferentes configurações de sistema, para uma carga térmica de 390W

Configuração	Rotação / Abertura	Capacidade de refrigeração	Fração de tempo ligado do compressor	COP	Potência elétrica	Potência elétrica média
[-]	[-]	[W]	[%]	[-]	[W]	[W]
CRV / EEV	1800rpm/42%	390	100	2,82	139	139
CRV / AB56%	2068rpm/56%	390	100	2,39	163	163
CRC3000 / EEV	3000rpm/52%	519	75,3	2,19	237	178

A Tabela 7.5 e a Figura 7.21 mostram que os sistemas CRV / EEV e CRV / AB56% poderiam gerar uma capacidade de refrigeração igual a carga térmica de 390 W. Entretanto, o sistema com a EEV consumiria uma potência de 139 W, contra 163 W do sistema com a abertura de 56%, ou seja, uma diferença de 17,9%. Já o sistema CRC3000 / EEV, na abertura ótima, geraria uma capacidade de refrigeração de 519 W, valor superior à carga térmica. Com isso, a fração de tempo ligado do sistema CRC3000 / EEV seria de 75,2% e a potência média, de 178W, valor este superior em 28,5% à potência do sistema CRV / EEV.

A Figura 7.22 mostra a evolução do COP em função da capacidade de refrigeração para os sistemas CRV / EEV e CRV / AB56%, considerando uma elevação simultânea das duas temperaturas do fluido secundário na entrada dos trocadores de calor ( $T_{d,s} \sim 39,1^{\circ}C$  e  $T_{9,s} \sim 15,2^{\circ}C$ ) em relação à condição padrão.

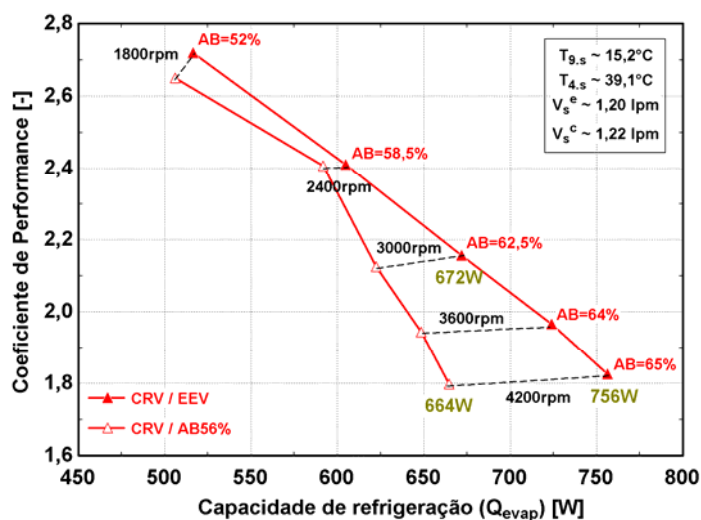


Figura 7.22 - COP em função da capacidade de refrigeração

Nota-se que a capacidade de refrigeração máxima (na rotação de 4200 rpm) do sistema CRV / EEV seria de 756 W, contra 664 W do sistema CRV / AB56%, uma diferença de 13,8%. A capacidade máxima do sistema CRV / AB56% seria também levemente inferior à capacidade do sistema CRC3000 / EEV.

Em resumo, os resultados apresentados nas seções 7.1 a 7.4 mostram que existe um grande potencial para redução do consumo de energia de sistemas de refrigeração com a utilização de uma EEV associada a um compressor de rotação variável. Os resultados mostraram que o aumento de performance do sistema com EEV está diretamente relacionado com a vazão mássica de refrigerante em circulação, regulada pelo ajuste adequado da abertura da EEV em cada rotação do compressor.

Observou-se também uma diferença significativa em termos de potência entre os sistemas CRV / EEV e CRC3000 / EEV. O sistema com rotação fixa opera numa abertura ótima, mas com uma faixa de capacidade reduzida e, assim, raramente consegue gerar uma capacidade de refrigeração equivalente à carga térmica. Por esse motivo, sua performance é bastante inferior ao do sistema CRV / EEV, exceto quando a capacidade de refrigeração dos dois sistemas é a mesma.



## 8. Metodologia Alternativa de Controle da Abertura da EEV

Na seção 6.4, concluiu-se que, num sistema com carga de refrigerante fixa, para cada rotação do compressor existe uma abertura da EEV na qual o COP é máximo. Além disso, nas seções 6.4 e 6.5, mostrou-se que as aberturas ótimas variam em função das temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador. Uma outra conclusão, oriunda das seções 6.3 a 6.5, foi a relação entre as aberturas ótimas e um grau de superaquecimento da ordem de 2 °C na saída do evaporador.

O controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador é sem dúvida o método mais utilizado em dispositivos de controle para EEVs. No entanto, esse método tem como desvantagem a necessidade da utilização de 2 sensores para medição das temperaturas do refrigerante na entrada e na saída do evaporador, os quais aumentam o custo do produto. Além disso, tais sensores são normalmente colados sobre a tubulação, podendo apresentar problemas com a eventual presença de umidade e de gelo sobre o sensor.

A intenção desta seção é propor uma metodologia alternativa de controle para a EEV, com base no mapeamento dos pontos ótimos de operação do sistema de refrigeração. Essa metodologia consiste em estabelecer uma relação entre a abertura, a rotação do compressor e as temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador.

A Figura 8.1 mostra as aberturas ótimas da EEV em função da rotação do compressor, para três diferentes temperaturas do fluido secundário na entrada do condensador ( $T_{4,s}$ ), mantendo-se uma temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador ( $T_{9,s}$ ) de 10,1 °C. Já a Figura 8.2 mostra as aberturas ótimas para três diferentes temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador ( $T_{9,s}$ ), mantendo-se uma temperatura do fluido secundário na entrada do condensador ( $T_{4,s}$ ) igual a 35,1 °C. A carga de refrigerante foi de 560 g. Para cada par  $T_{4,s} / T_{9,s}$  ajustou-se um polinômio do segundo grau em função da rotação do compressor, na forma indicada na Equação 8.1. A Tabela 8.1 mostra os coeficientes de cada curva e as variâncias ( $R^2$ ) dos ajustes.



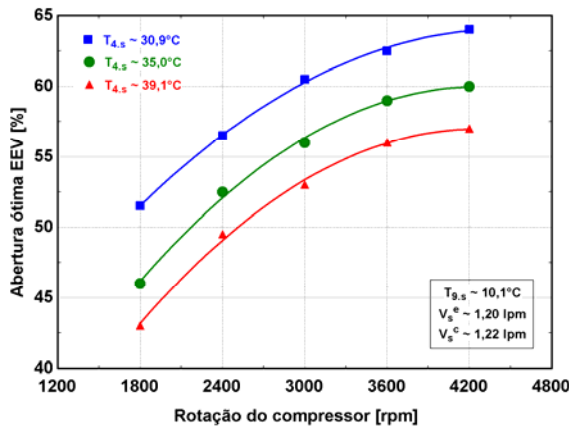


Figura 8.1 - Aberturas ótimas em função da rotação do compressor ( $T_{4,s}$  variável)

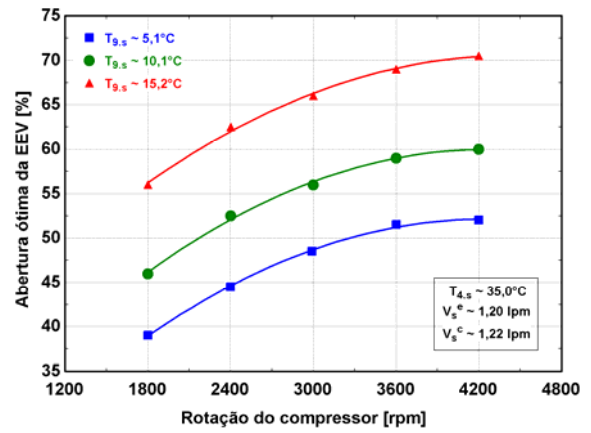


Figura 8.2 - Aberturas ótimas em função da rotação do compressor ( $T_{9,s}$  variável)

$$AB_{\text{ótima}} = a_1 + a_2 \cdot (N_{CP}) + a_3 \cdot (N_{CP})^2 \tag{8.1}$$

A abertura ótima da EEV, “ $AB_{\text{ótima}}$ ”, é expressa em termos de percentuais e a rotação do compressor, “ $N_{CP}$ ”, em rpm.

Tabela 8.1 - Parâmetros da Equação 8.1

$T_{4,s}$	$T_{9,s}$	$R^2$	$a_1$	$a_2$	$a_3$
30,9°C	10,1°C	0,999	2,874E+1	1,586E-2	-1,781E-6
35,0°C	10,1°C	0,998	1,859E+1	1,941E-2	-2,277E-6
39,1°C	10,1°C	0,998	1,551E+1	1,946E-2	-2,284E-6
35,0°C	5,1°C	0,999	1,234E+1	1,874E-2	-2,207E-6
35,0°C	15,2°C	0,997	2,978E+1	1,842E-2	-2,084E-6

As Figuras 8.3 e 8.4 mostram, respectivamente, o comportamento das aberturas ótimas em função, das temperaturas de entrada do fluido secundário no condensador e no evaporador, para 5 rotações (1800, 2400, 3000, 3600, 4200 rpm). Para cada rotação do compressor ajustou-se uma reta em função da temperatura do fluido secundário, na forma indicada nas Equações 8.2 e 8.3. As Tabelas 8.2 e 8.3 mostram os coeficientes de cada reta e as variâncias dos ajustes.

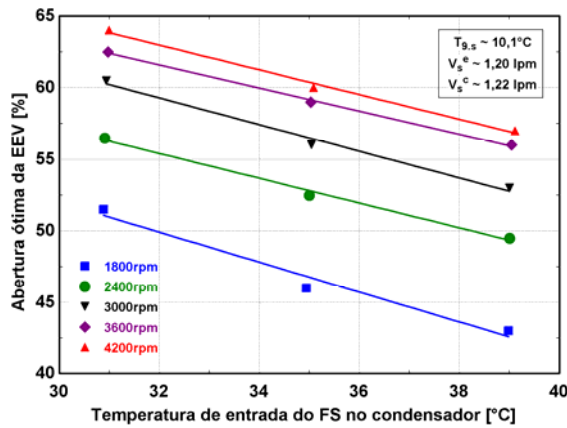


Figura 8.3 - Aberturas ótimas em função da temperatura de entrada do fluido secundário (FS) no condensador

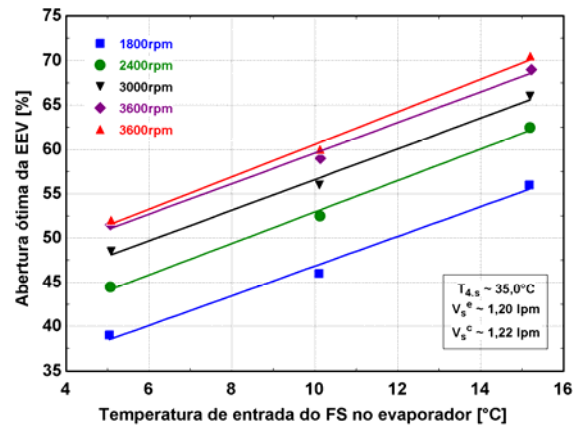


Figura 8.4 - Aberturas ótimas em função da temperatura de entrada do fluido secundário (FS) no evaporador

$$AB_{ótima} = a_4 + a_5 \cdot (T_{4,s}) \tag{8.2}$$

$$AB_{ótima} = a_6 + a_7 \cdot (T_{9,s}) \tag{8.3}$$

Tabela 8.2 - Parâmetros da Equação 8.2

N <sub>CP</sub> [rpm]	R <sup>2</sup>	a <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>
1800	0,972	8,350E+1	-1,050E0
2400	0,994	8,307E+1	-8,646E-1
3000	0,989	8,910E+1	-9,315E-1
3600	0,998	8,937E+1	-8,056E-1
4200	0,994	9,057E+1	8,623E-1

Tabela 8.3 - Parâmetros da Equação 8.3

N <sub>CP</sub> [rpm]	R <sup>2</sup>	a <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>
1800	0,990	3,003E+1	1,679E0
2400	0,996	3,516E+1	1,778E0
3000	0,994	3,928E+1	1,733E0
3600	0,994	4,236E+1	1,723E0
4200	0,994	4,229E+1	1,830E0

Com base nas relações obtidas anteriormente, gerou-se uma nova expressão (Equação 8.4) para a abertura ótima, somando-se as equações 8.1 à 8.3.

$$AB_{ótima} = c_1 + c_2 \cdot (N_{CP}) + c_3 \cdot (N_{CP})^2 + c_4 \cdot (T_{9,s}) + c_5 \cdot (T_{4,s}) \tag{8.4}$$

Os coeficientes da equação,  $c_1$  a  $c_5$ , foram gerados através de um ajuste utilizando 35 pontos com três temperaturas do fluido secundário na entrada do condensador, três temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e cinco rotações. A Tabela 8.4 mostra os coeficientes obtidos e a variância do ajuste.

Tabela 8.4 - Coeficientes e variância do ajuste com a Equação (8.4)

$R^2$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$c_5$
0,995	3,480E1	1,884E-2	-2,210E-6	1,745E0	-9,159E-1

A Figura 8.5 ilustra os erros percentuais obtidos comparando-se as previsões da Equação (8.4) com os valores experimentais

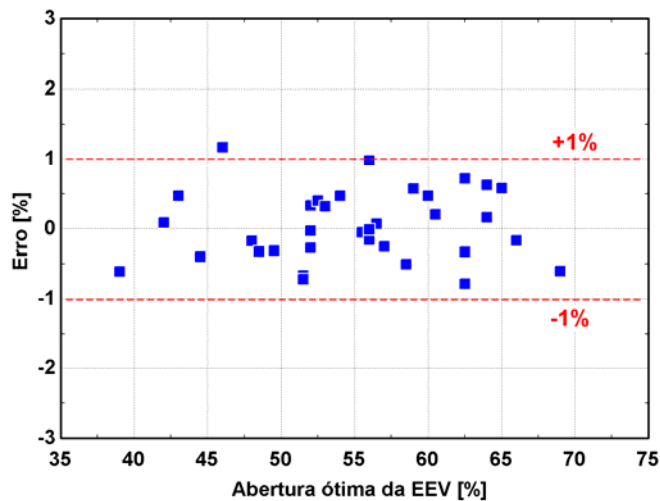


Figura 8.5 - Erros percentuais - Equação (8.4)

Pode-se verificar que a qualidade do ajuste foi satisfatória, com apenas 1 (um) dos 35 pontos se situando fora da banda de  $\pm 1\%$ . A banda de erro de  $\pm 1\%$  é perfeitamente aceitável, pois isso gera variações inferiores a  $\pm 1\%$  no COP.

## 9. Correlação para o coeficiente de descarga da EEV

Modelos para prever a vazão mássica através de EEVs são vitais para alimentar programas de simulação de sistemas de refrigeração e também para o desenvolvimento de algoritmos de controle. Nesses modelos, o coeficiente de descarga da válvula exerce um papel fundamental e é geralmente obtido de correlações empíricas.

Vários trabalhos da literatura propõem correlações empíricas para o coeficiente de descarga de válvulas de expansão eletrônicas, como o de Shanwei *et al* (2005). Estes autores mostram que o coeficiente de descarga de uma EEV tipo motor de passo é função de diversas variáveis como as pressões na entrada e na saída da válvula, o grau de subresfriamento e a própria área de passagem da válvula. Com base em algumas análises, Shanwei *et al* (2005) propõem dois tipos de correlações para o coeficiente de descarga em função das variáveis anteriormente mencionadas. A primeira baseia-se em parâmetros adimensionais, oriundos do teorema dos  $\pi$  de Buckingham. A segunda é do tipo polinomial e foi a que ofereceu os melhores resultados.

Nesse contexto, o objetivo desta seção é propor uma correlação para o coeficiente de descarga da EEV tipo PWM modelo HP120, utilizando os dados experimentais obtidos durante os testes mostrados ao longo dos capítulos 5 e 6.

A vazão mássica através da EEV pode ser obtida através da Equação (9.1) (Shanwei et al, 2005), expressão esta bastante conhecida e oriunda da equação da perda de carga através de um orifício.

$$\dot{m}_r = C_d \cdot A_p \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\gamma,r} \cdot \Delta P_v} \quad (9.1)$$

Onde:

- $\dot{m}_r$  - Vazão mássica de refrigerante, em kg/s;
- $C_d$  - Coeficiente de descarga da válvula;
- $A_p$  - Área efetiva de passagem do escoamento, em m<sup>2</sup>;
- $\rho_{\gamma,r}$  - Densidade do fluido refrigerante na entrada da EEV, em kg/m<sup>3</sup>;
- $\Delta P_v$  - Diferença de pressão através da válvula, em Pa;

Manipulando a Equação (9.1), obtém-se a Equação (9.2) para o cálculo do coeficiente de descarga da EEV.

$$C_d = \frac{\dot{m}_r}{A_p \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{7,r} \cdot \Delta P_v}} \quad (9.2)$$

A diferença de pressão através da válvula foi calculada através da Equação (9.3).

$$\Delta P_v = P_{7,r} - P_{8,r} \quad (9.3)$$

Onde:

$P_{7,r}$  - Pressão na entrada da EEV, em Pa;

$P_{8,r}$  - Pressão na saída da EEV, em Pa.

A área efetiva de passagem do escoamento não é conhecida e por isso foi aproximada através do produto da área nominal do orifício de passagem pela abertura da EEV ("AB", em termos percentuais), como indicado a seguir.

$$A_p = \frac{A_o \cdot AB}{100} \quad (9.4)$$

Onde a área nominal do orifício de passagem, de  $1,238E-7 \text{ m}^2$ , foi calculada com base no seu diâmetro nominal de 0,397 mm.

Aplicando as Equações (9.3) e (9.4) na Equação (9.2), obtém-se a Equação (9.5).

$$C_d = \frac{\dot{m}_r}{(1,238E-9) \cdot AB \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{7,r} \cdot (P_{7,r} - P_{8,r})}} \quad (9.5)$$

As pressões na entrada e na saída da EEV e a vazão mássica foram medidas durante os testes apresentados nos capítulos 5 e 6. A densidade do fluido refrigerante foi determinada através da pressão e da temperatura na entrada da EEV, parâmetros também medidos durante os ensaios. A partir da Equação (9.5) torna-se possível, portanto, calcular o coeficiente de descarga da válvula para cada teste realizado.

Foram utilizados 300 pontos experimentais com diferentes pressões de entrada e de saída da EEV, graus de subresfriamento, vazões mássicas e aberturas. A faixa de variação desses parâmetros é indicada a seguir:

- $P_{7,r}$  - 9,2 a 13,4 bar, ou 36,3 a 50,7°C, em termos de temperatura de saturação;
- $P_{8,r}$  - 1,35 a 2,80 bar, ou -19,6°C a -1,2°C, em termos de temperatura de saturação;
- $\Delta T_{7r}^{sr}$  - 4 a 25°C;
- $AB$  - 32 a 68%;
- $T_{7,r}$  - 22 a 38°C;
- $\dot{m}_r$  - 6,7 a 15,6 kg/h;

A variável que exerceu maior influência sobre o coeficiente de descarga foi o grau de subresfriamento, estando esta relação ilustrada na Figura 9.1. O coeficiente de descarga foi correlacionado com o grau de subresfriamento através da Equação (9.6), obtendo-se uma variância de 96,3%.

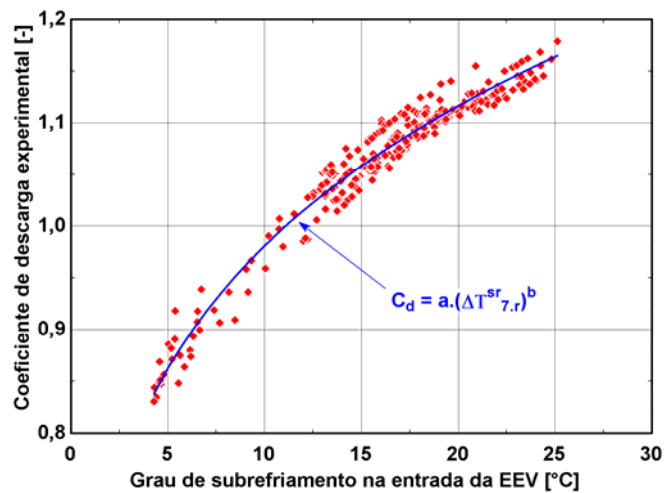


Figura 9.1 - Coeficiente de descarga em função do grau de subresfriamento na entrada da EEV

$$C_d = 0,6393 \cdot (\Delta T_{7r}^{sr})^{0,1861} \quad (9.6)$$

A Figura 9.2 compara os coeficientes de descarga calculados através da Equação (9.6) com os valores experimentais.

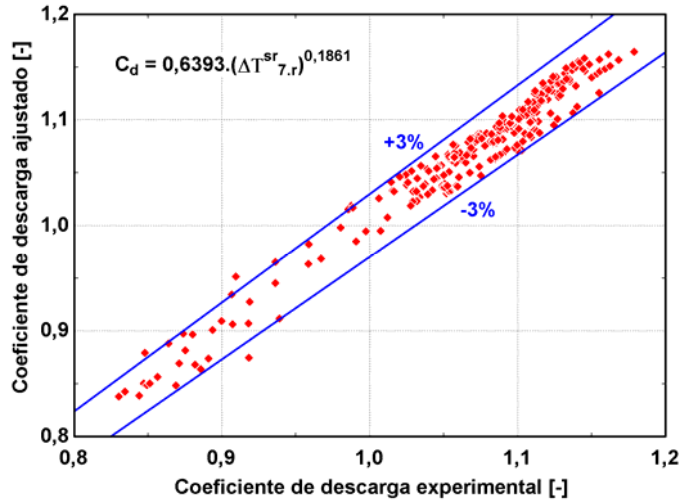


Figura 9.2 - Erros percentuais - Equação (9.6)

A Figura 9.2 mostra que as previsões da Equação (9.6) são satisfatórias, pois 98,3% dos pontos situaram-se dentro de uma banda de erro de  $\pm 3\%$ . O erro relativo máximo foi de +4,6% e o mínimo, de - 4,8%. A presença de coeficientes de descarga superiores a um é fisicamente inconsistente, porém pode ser explicada pela utilização da área nominal do orifício de passagem (Equação 9.4), valor de exatidão duvidosa, ao invés do valor real da área de passagem, que poderia ser obtido através de um instrumento de medição adequado.

Uma segunda correlação, incluindo o efeito da diferença de pressão através da EEV sobre o coeficiente de descarga, foi também explorada. Tal correlação foi obtida com uma variância de 98,8% e é expressa através da Equação (9.7). A Figura 9.3 compara as previsões da Equação (9.7) com os valores experimentais.

$$C_d = 0,7557 - 0,01855 \cdot \Delta P_v + 0,1109 \cdot (\Delta T_{sr}^{sr})^{0,5284} \quad (9.7)$$

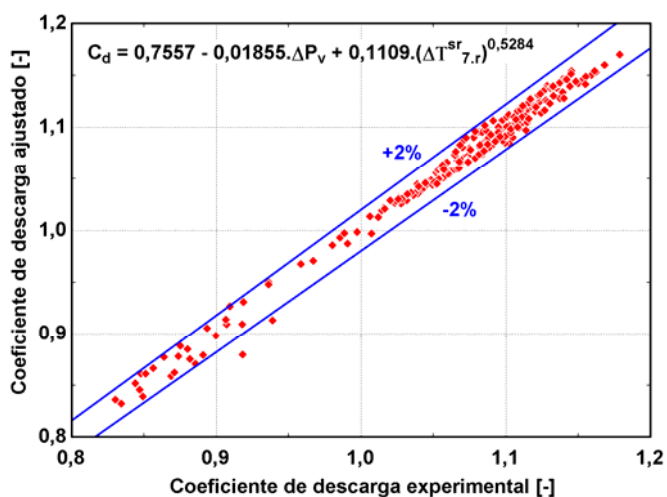


Figura 9.3 - Erros percentuais - Equação (9.7)

Pode-se observar que houve uma redução dos erros com a inclusão do termo representativo da pressão, pois 99,3% dos pontos situaram-se dentro de uma banda de erro de  $\pm 2\%$ . O erro máximo foi de 1,9% e o mínimo, de -4,2%.





## 10. Considerações Finais

O presente trabalho explorou a influência da rotação do compressor, da abertura do dispositivo de expansão e da carga de refrigerante sobre a performance de um sistema de refrigeração, visando à caracterização de regiões de operação de máximo COP. Além disso, comparou-se a performance de uma EEV com a de um dispositivo de expansão de restrição constante, num sistema de refrigeração com um compressor de rotação variável. Essa comparação envolveu também um sistema com um compressor de rotação fixa montado com uma EEV.

Um aparato experimental, constituído por um compressor de rotação variável (CRV), uma válvula de expansão eletrônica (EEV) tipo PWM (*Pulse Width Modulation*) e uma célula de carga de refrigerante, foi descrito em detalhes e mostrou-se capaz de variar independentemente as três variáveis em questão, além das condições de transferência de calor no evaporador e no condensador.

Primeiramente, os efeitos da carga de refrigerante, da abertura da EEV e da rotação do compressor foram explorados isoladamente (Capítulo 5) com o intuito subsidiar uma análise combinada desses parâmetros (Capítulo 6). Concluiu-se que, mantendo as demais variáveis independentes fixas, o aumento da carga de refrigerante eleva a capacidade de refrigeração e faz com que o sistema passe por um ponto de COP máximo. O mesmo efeito foi observado com o aumento da abertura da EEV. Já o aumento da rotação provoca uma redução do COP.

As principais conclusões do Capítulo 6, referente aos efeitos combinados, estão listadas a seguir:

- Num sistema montado com um dispositivo de expansão de restrição constante, para cada rotação do compressor existe uma carga de refrigerante que maximiza o COP;
- Para cada par rotação do compressor / abertura da EEV existe uma carga de refrigerante específica que maximiza o COP;
- Num sistema com carga de refrigerante fixa, o COP do sistema pode ser maximizado para cada rotação do compressor através da variação da abertura da EEV. Quanto maior a rotação, maior é a abertura ótima;
- A abertura ótima e o COP de um sistema com carga de refrigerante fixa diminuem com o aumento da temperatura de entrada do fluido secundário no condensador;

- A elevação da temperatura de entrada do fluido secundário no evaporador aumenta a abertura ótima e o COP;
- Os graus de superaquecimento correspondentes aos pontos de máximo COP concentraram-se numa faixa entre 1°C e 3°C, com um valor médio de aproximadamente 2°C, independentemente da rotação do compressor ou das temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador ou no condensador;
- Num sistema montado com um CRV e com uma EEV regulada para manter o grau de superaquecimento entre 1°C e 3°C, a carga de refrigerante tem pouco efeito sobre o COP do sistema.

O Capítulo 7 mostrou que sistemas montados com CRV e EEV apresentam COPs sempre superiores aos de sistemas com CRV e dispositivo de expansão de restrição constante e aos de sistemas com compressor de rotação fixa e EEV:

- Em condições fixas do fluido secundário nos trocadores de calor e considerando uma carga térmica de 451 W, a potência consumida pelo sistema CRV / AB56% seria inferior em 15% à do sistema CRC3000 / EEV, porém superior em 11% à do sistema CRV / EEV;
- Em condições de baixa carga térmica (390 W), o sistema CRV / EEV consumiria uma potência 15% inferior à do sistema CRV / AB56% e 22%, à do sistema CRC3000 / EEV;
- Em condições de alta carga térmica, o sistema CRV / EEV forneceria uma capacidade de refrigeração máxima 14% superior à do sistema CRV / AB56% e 13%, à do sistema CRC3000 / EEV.

Sistemas CRV / EEV são mais eficientes, pois operam num ponto de máximo COP e fornecem uma capacidade de refrigeração equivalente ou próxima à demanda de carga térmica. O sistema CRC3000 / EEV consegue operar num ponto ótimo, porém dificilmente fornece uma carga térmica equivalente à capacidade de refrigeração. Já o sistema CRV / AB56% atinge uma capacidade de refrigeração próxima ou igual à carga térmica, porém não opera num ponto de máximo COP.

Este trabalho propôs também uma metodologia alternativa para controle da abertura da EEV, correlacionando com sucesso as aberturas ótimas com a rotação do compressor e com as temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador e no condensador.

Por fim, foram apresentadas algumas correlações experimentais para o coeficiente de descarga da EEV utilizada no presente trabalho, as quais podem ser utilizadas para alimentar programas de simulação de sistema de refrigeração.

Algumas sugestões para trabalhos futuros estão listadas a seguir:

- Modelagem do sistema em regime transiente através de funções de transferência ou de modelos físicos do sistema de refrigeração, visando o desenvolvimento de algoritmos de controle para a abertura da EEV e para a rotação do compressor;
- Estudo e implementação de metodologias de controle multivariáveis (*MIMO - multiple input multiple output*) para o compressor de rotação variável e para a EEV, para manter o sistema num ponto ótimo de operação e funcionando com uma capacidade de refrigeração equivalente à carga térmica;
- Implementação e avaliação experimental da metodologia de controle da EEV proposta no Capítulo 8;

Como mensagem final, deve-se ressaltar que a utilização combinada de compressores de rotação variável e de válvulas de expansão eletrônicas em substituição aos componentes convencionais, compressores de rotação fixa e tubos capilares, trará reduções significativas no consumo de energia de sistemas de refrigeração.



## Referências Bibliográficas

ASHRAE Fundamentals Handbook, 2001, Physical Properties of Secondary Coolants, capítulo 21, 2001, pp. 21.5-21.7

APREA, C.; MASTRULLO, R., 2002, Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C, Applied Thermal Engineering, 2002-Vol. 22:206-218

ASTM, 1981, Manual on the Use of Thermocouples in Temperature Measurement, STP 470B, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1981

BRILEY, G. C., 2004, A History of Refrigeration, ASHRAE Journal, November, pp S31-34

COHEN, R.; HAMILTON, J. F.; PEARSON, J. T., 1974, Possible energy conservation through the use of variable capacity compressor, Proc. of 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp 50-54, Purdue Univ., West Lafayette, IN, USA.

CHOI, J. M.; KIM, Y. C., 2002, The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube, ENERGY, 2002-Vol. 27: 391-404

CHOI, J. M.; KIM, Y. C., 2003, Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valve, ENERGY, 2003-Vol. 28: 141-155

CHOI, J. M.; KIM, Y. C., 2004, Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions, Int. Journal of Refrigeration, 2004-Vol. 27:378-384

DERN, C. D., 2005, Electronic Expansion Valves, ASHRAE Journal, March, pp 88-90

DORF, R. C., 1990, Modern Control Systems, Addison-Wesley Publishing Company, 5<sup>th</sup> Edition.

FARZAD, M.; O'NEAL, D. L., 1993, Influence of the expansion device on air-conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions, ASHRAE Transactions 1993, Vol. 99(2):388-393

FTIMETERS, 2005, Universal Viscosity Curve, <http://www.ftimeters.com/pages/uvc.html>, acessado em agosto de 2005.

GE APPLIANCES, 2006, GENERAL ELECTRIC APPLIANCES, <http://www.geappliances.com>, acessado em fevereiro de 2006.

GONÇALVES, J. M., 1994, Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC, Brasil, 110p

GONÇALVES, J. M.; MELO, C., 2004, Experimental and Numerical Steady-State Analysis of a Top-Mount Refrigerator, Proc. of 2004 International Refrigeration Conference at Purdue, R078, Purdue Univ., West Lafayette, IN, USA

GOSNEY, W. B., 1982, Principles of Refrigeration, Cambridge University Press

HOLLADAY, W. L., 1994, The General Electric Monitor Top Refrigerator, ASHRAE Journal, September, pp 49-55

KIM, M., 2002, Studies on the dynamic characteristics of a heat pump system and the development of fault detection and diagnosis method, PhD Thesis, School of Mechanical and Aerospace Engineering Graduate School - Seoul Nation University

LAMANNA, B., 2005, Development of an advanced control system for chillers with inverter driven scroll compressor and comparison with traditional on/off systems, Proc. of the International Institute of Refrigeration Vicenza Conference - Commercial Refrigeration, 2005, pp 295-302, Vicenza, Italy

LIDA, K.; YAMAMOTO, T.; KURODA, T.; HIBI, H., 1982, Development of an energy-saving-oriented variable-capacity system heat pump, ASHRAE Transactions 1982, Vol. 88:441-449

MARCINICHEN, J. B., 2001, Avaliação Experimental da Redução do Fluxo de Massa em Tubos Capilares pela Deposição de Óleo Éster, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC, Brasil, 181p

McLINDEN, M. O.; KLEIN, S. A.; LEMMON, E. W.; PESKIN, A. P., 1998, NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures - REFPROP, Version 6.0, Users' Guide, US DOE, NIST, MD, USA

NAGENGAST, B., 2004, Electric Refrigerators Vital Contribution to Households, ASHRAE Journal, November, pp S2-S9

OUTTAGARTS, A.; HAPERSCHILL, P.; LALLEMAND, M., 1997, The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve, Int. Journal of Energy Research, 1997-Vol. 21:793-807

PROCEL, 2001, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - Eletrobrás, <http://www.eletrobras.gov.br/procel/>, acessado em fevereiro de 2001.

PROCEL, 2005, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - Eletrobrás, <http://www.eletrobras.gov.br/procel/>, acessado em novembro de 2005.



RADERMACHER, R.; KIM, K., 1996, Domestic Refrigerators: Recent Developments, *Int. Journal of Refrigeration*, 1996-Vol. 19(1):61-69

SHANWEI, M.; ZHANG, C.; JIANGPING, C.; ZHIUJIU, C., 2005, Experimental research on refrigerant mass flow coefficient of electronic expansion valve, *Applied Thermal Engineering*, 2005-Vol. 25:2351-2366

SHIMMA, Y.; TATEUCHI, T.; SUGIURA, H., 1988, Inverter control systems in a residential heat-pump air conditioner, *ASHRAE Transactions* 1988, Paper HI-85-31:1541-1552.

SILVA, L. W., 1998, Caracterização da Transferência de Calor em Evaporadores 'Roll-Bond', Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC, Brasil, 206p

STOECKER, W. F.; JONES W. J., 1985, *Refrigeração e Ar condicionado*, McGraw-Hill do Brasil

TASSOU, S. A.; AL-NIZARI, H., 1991, Investigation of the steady state and transient performance of reciprocating chiller equipped with an electronic expansion valve, *Heat Recovery Systems & CHP*, 1991-Vol. 11(6): 541-550

TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q., 1996, Review Paper - Variable-speed capacity control in refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, 1996-Vol. 16(2):103-113

TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q., 1998, Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications, *Int. Journal of Refrigeration*, 1998-Vol. 21(1):29-41

YANG, D. S.; LEE, G.; KIM, M. S.; HWANG, Y. J.; CHUNG, B. Y.; 2004, A study on the capacity control of a variable speed vapor compression system using superheat information at compressor discharge, *Proc. of 2004 International Refrigeration Conference at Purdue*, R164, Purdue Univ., West Lafayette, IN, USA

## Apêndices

### Apêndice I - Especificação dos Equipamentos do Sistema de Refrigeração

A Tabela I.1 mostra as especificações dos equipamentos do sistema de refrigeração.

Tabela I.1 - Especificação dos componentes do sistema de refrigeração

Componente: Banho refrigerado Fabricante: Marconi Equipamentos Modelo: MA083/UFSC4 Detalhes: Volume da cuba = 55 litros Capacidade de refrigeração = 1510W Capacidade de Aquecimento = 3500W	Componente: Banho termostático Fabricante: Marconi Equipamentos Modelo: MA083/UFSC4 Detalhes: Volume da cuba = 22 litros Capacidade de Aquecimento = 1600W
Componente: Bomba de palhetas do circuito secundário do condensador Fabricante: Procon Pumps Modelo: 113060F31BA150 Detalhes: Vazão máxima = 3,78 l/min Rotação máxima = 1750 rpm	Componente: Bomba de palhetas do circuito secundário do evaporador Fabricante: Procon Pumps Modelo: 113080F31BA150 Detalhes: Vazão máxima = 5,04 l/min Rotação máxima = 1750 rpm
Componente: Separador de óleo Fabricante: Danfoss Modelo: OUB 1 - código: 40B0010	Componente: Filtro secador Fabricante: Danfoss Modelo: DU 033s - código: 023U3504
Componente: Visor de líquido Fabricante: Danfoss Modelo: SGN - código: 014-0182	Componente: Trocador de calor interno Fabricante: Danfoss Modelo: HE 0,5 - código: 015D0002
Componente: Válvula de Expansão Fabricante: Parker Modelo: HP120 Detalhes: Diâmetro nominal do orifício = 0,397 mm Tensão da bobina = 24 V	Componente: Válvula agulha pertencente à célula de carga Fabricante: Swagelok Modelo: SS-1VM4-S4
Componente: Válvulas de fechamento (uso geral) Fabricante: Swagelok Modelos: B-43S4 (diâmetro de 1/4") e B-44S6 (diâmetro de 3/8")	Componente: Válvulas de fechamento (uso geral) Fabricante: Danfoss Modelos: BML-6 (diâmetro 1/4", código 9G0101) e BML-10 (diâmetro 3/8", código 9G0122)
Componente: Filtro de água do circuito de água do condensador	Componente: Filtro de água do circuito de água/etileno glicol do evaporador

<p>Fabricante: CUNO          Modelo: AP055T (cabeçote) e G78Y2 (elemento filtrante)</p>	<p>Fabricante: CUNO          Modelo: AP055T (cabeçote) e DPPPY1T (elemento filtrante)</p>
<p>Componente: Condensador duplo-tubo          Fabricante: ACP          Modelo: ----          Detalhes:          Comprimento = 2320 mm          Diâmetro externo do tubo interno = 15,9 mm          Diâmetro externo do tubo externo = 22,2 mm          Espessura = 2,0 mm</p>	<p>Componente: Evaporador duplo-tubo          Fabricante: ACP          Modelo: ----          Detalhes:          Comprimento = 1390 mm          Diâmetro externo do tubo interno = 15,9 mm          Diâmetro externo do tubo externo = 22,2 mm          Espessura = 2,0 mm</p>
<p>Componente: Compressor          Fabricante: Embraco S.A.          Modelo: VEGT11HB com inversor de frequência          Detalhes:          Deslocamento volumétrico = 10,61 cm<sup>3</sup>          Dados de performance na Tabela I.2          Tensão de alimentação do inversor = 115V</p>	<p>Componente: Cilindro da célula de carga          Fabricante: Swagelok          Modelo: 304L-HDF4-1000T          Detalhes:          Volume interno = 1000 cm<sup>3</sup>          Material = aço inox revestido internamente com teflon</p>

## Apêndice II - Especificação, Descrição, Calibração e Incerteza dos Instrumentos do Sistema de Medição

### 1) Medidores de vazão tipo turbina

As medições das vazões volumétricas de fluido secundário no evaporador e no condensador foram realizadas através de dois transdutores de vazão tipo turbina, cujas especificações estão presentes na Tabela II.1.

Tabela II. 1 - Especificação dos medidores tipo turbina

<u>Medidor turbina do circuito do evaporador</u>	<u>Medidor turbina do circuito do condensador</u>
Fabricante: Sponsler	Fabricante: Sponsler
<u>1) Sensor</u>	<u>1) Sensor</u>
Modelo: MF100-CS-PH-A-4X	Modelo: MF125-CS-PH-A-4X
Detalhes:	Detalhes:
Faixa de operação = 0,26 a 3,60 lpm	Faixa de operação = 0,30 a 5,68 lpm
<u>2) Transmissor de pulso</u>	<u>2) Transmissor de pulso</u>
Modelo: SP714	Modelo: SP714
<u>3) Unidade de tratamento de sinal</u>	<u>3) Unidade de tratamento de sinal</u>
Modelo: SP2900	Modelo: SP2900

Medidores de tipo turbina fornecem uma resposta de frequência em função da vazão volumétrica. Como essa resposta é tipicamente não linear, os fabricantes desse tipo de transdutor normalmente sugerem a utilização de uma linearização através de um fator “K” (Equação II.1), procedimento também adotado neste trabalho (FTIMETERS, 2005).

$$\dot{V} = \frac{F}{K} \quad (\text{II.1})$$

Onde “ $\dot{V}$ ” é vazão volumétrica, “F” é a frequência e “K” é o fator de linearização. O fator K é função da frequência do medidor e da viscosidade cinemática de fluido, sendo relacionado através de uma razão entre essas duas variáveis (Equação II.2). O uso da razão entre a frequência e a viscosidade pode ser explicado pela sua relação de proporcionalidade com o número de Reynolds do escoamento que atravessa o medidor, onde a frequência seria equivalente à velocidade do escoamento.

$$K = f\left(\frac{F}{\nu}\right) \quad (\text{II.2})$$

Onde “ $\nu$ ” é a viscosidade cinemática do fluido.

Assim, para a obtenção da vazão através do medidor turbina, faz-se necessária a utilização de uma curva do fator K em função da razão entre a frequência e a viscosidade, que deve ser obtida experimentalmente.

O fabricante fornece para cada transdutor uma curva de calibração do fator K apenas em função da frequência, obtida com água a uma temperatura constante igual a 20°C. Entretanto, esta curva não é apropriada, pois a água que circula no condensador pode atingir temperaturas próximas de 50°C e, no evaporador, o fluido secundário é uma mistura de água com etileno glicol. Portanto, houve a necessidade de realizar-se uma calibração específica com o objetivo de obter as curvas do fator K dos transdutores. O procedimento de calibração está descrito a seguir e foi realizado separadamente para cada um dos dois transdutores.

Primeiramente, montou-se um transdutor de vazão mássica tipo Coriolis, com uma curva de calibração e uma incerteza de medição conhecidas, em série com o medidor turbina no circuito de fluido secundário da bancada. Em seguida, foram variadas a viscosidade, através da variação da temperatura na entrada do medidor turbina, e a vazão de fluido secundário, através da variação da rotação da bomba. Isto resultou em diferentes pontos de calibração com as seguintes variáveis conhecidas: vazão do medidor Coriolis (vazão padrão), viscosidade e densidade na entrada do medidor turbina e frequência do medidor turbina. O fator K experimental, “ $K_{\text{exp}}$ ”, foi obtido através da Equação (II.3).

$$K_{\text{exp}} = \frac{F \cdot 60}{\dot{V}_{\text{padrão}}} \quad (\text{II.3})$$

A vazão volumétrica padrão, “ $\dot{V}_{\text{padrão}}$ ”, foi obtida através da Equação (II.4), onde “ $\rho_{\text{tur}}$ ” é a densidade do fluido na entrada do medidor turbina e “ $\dot{m}_{\text{cor}}$ ” é a vazão mássica do medidor Coriolis.

$$\dot{V}_{\text{cor}} = \frac{\dot{m}_{\text{cor}}}{\rho_{\text{tur}}} \quad (\text{II.4})$$

A viscosidade do fluido também foi calculada com a temperatura do fluido na entrada do medidor turbina. É importante lembrar que no evaporador o fluido secundário é uma mistura de 72,9% (em base mássica) de água destilada com 27,1% (em base mássica) de etileno glicol (grau de pureza igual a 99,5%), enquanto no condensador circula apenas água destilada. As propriedades termofísicas (densidade e viscosidade cinemática) da água destilada e do etileno glicol foram obtidas através de ASHRAE (2001).

Em seguida, os fatores “K” obtidos experimentalmente foram correlacionados com a razão entre a frequência e a viscosidade através de um polinômio. Para o medidor turbina circuito do evaporador utilizou-se um polinômio de quarto grau (Equação II.5) e para o medidor turbina do circuito do condensador, um polinômio de terceiro grau (Equação II.6).

$$K_{\text{exp}} = a + b \cdot \left(\frac{F}{\nu}\right)^3 + c \cdot \left(\frac{F}{\nu}\right)^2 + d \cdot \left(\frac{F}{\nu}\right) + e \cdot \left(\frac{F}{\nu}\right)^4 \quad (\text{II.5})$$

$$K_{\text{exp}} = a + b \cdot \left(\frac{F}{\nu}\right)^3 + c \cdot \left(\frac{F}{\nu}\right)^2 + d \cdot \left(\frac{F}{\nu}\right) \quad (\text{II.6})$$

Os coeficientes da Equação (II.5) e da Equação (II.6), “a”, “b”, “c”, “d” e “e”, foram determinados através do método dos mínimos quadrados. De posse dos coeficientes, foram calculados os valores do “K” ajustado (“K<sub>ajust</sub>”), assim como o erro percentual (Equação II.7) entre os valores ajustados e os experimentais, para cada ponto.

$$E_{\text{ajust}} = \frac{(K_{\text{exp}} - K_{\text{ajust}})}{K_{\text{exp}}} \cdot 100 \quad (\text{II.7})$$

A Tabela II.2 mostra os resultados da calibração com o medidor turbina do evaporador, enquanto que a Figura II.1 mostra a curva de calibração obtida. A Tabela II.3 apresenta os coeficientes obtidos no ajuste do polinômio. A variância da curva foi igual a 99,3%.

Tabela II. 2 - Resultados da calibração do medidor turbina do evaporador

Frequência	Temperatura	Viscosidade	Vazão do Coriolis	F/v	"K" Experimental	"K" Ajustado	Erro
[Hz]	[°C]	[m <sup>2</sup> /s x 10 <sup>6</sup> ]	[lpm]	[Hz/m <sup>2</sup> /s]	[l]	[l]	[%]
350,6	-0,5	3,516	2,29	99,7	9166,8	9014,8	-1,7
283,3	-1,1	3,590	1,89	78,9	8968,9	8796,4	-2,0
202,1	-2,3	3,746	1,47	54,0	8269,5	8257,0	-0,2
166,3	-2,4	3,759	1,26	44,2	7901,4	7928,8	0,3
131,8	-3,4	3,899	1,05	33,8	7528,6	7482,3	-0,6
104,2	1,7	3,255	0,84	32,0	7415,4	7394,0	-0,3
73,5	-0,8	3,556	0,66	20,7	6723,2	6756,0	0,5
138,2	2,9	3,123	1,05	44,3	7900,6	7930,0	0,4
174,0	3,5	3,055	1,26	57,0	8282,2	8343,2	0,7
210,8	4,1	2,998	1,46	70,3	8633,6	8652,5	0,2
108,5	6,4	2,768	0,84	39,2	7750,4	7726,5	-0,3
143,3	7,4	2,677	1,05	53,5	8212,6	8244,4	0,4
178,5	8,2	2,612	1,26	68,3	8517,2	8613,7	1,1
215,5	8,6	2,572	1,46	83,8	8835,9	8862,9	0,3
289,8	9,5	2,504	1,91	115,8	9107,7	9097,5	-0,1
84,5	14,1	2,169	0,65	38,9	7768,9	7715,5	-0,7
116,1	15,7	2,069	0,84	56,1	8324,4	8319,4	-0,1
151,4	16,9	2,000	1,04	75,7	8719,3	8747,0	0,3
185,4	17,7	1,958	1,25	94,7	8921,1	8976,2	0,6
218,9	18,3	1,925	1,45	113,7	9036,7	9089,8	0,6
289,8	19,1	1,883	1,90	153,9	9169,8	9175,2	0,1
350,5	19,5	1,862	2,27	188,2	9282,6	9251,2	-0,3
219,4	30,6	1,435	1,44	152,9	9149,6	9173,6	0,3
353,0	30,7	1,434	2,25	246,2	9421,4	9417,9	0,0
291,4	30,7	1,434	1,88	203,3	9299,5	9301,3	0,0
154,6	30,6	1,436	1,03	107,6	9020,2	9062,3	0,5
123,2	30,6	1,437	0,83	85,7	8919,1	8886,1	-0,4

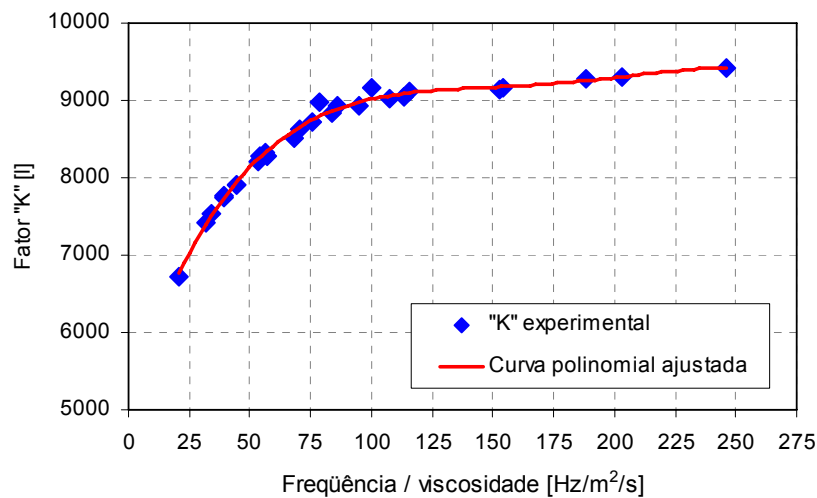


Figura II.1 - Curva de calibração do medidor turbina do evaporador

Tabela II. 3 - Coeficientes da curva do fator K (medidor turbina do evaporador)

a	b	c	d	e
5,157E+03	9,280E+01	- 8,114E-01	3,134E-03	- 4,402E-06

A Tabela II.2 e a Figura II.1 mostram que o processo de calibração com o turbina do evaporador foi satisfatório, uma vez que o erro entre o valor experimental e o ajustado foi superior a 1% somente em 3 dos 27 pontos e o erro médio, de apenas 0,5%.

No caso do medidor turbina do circuito do condensador, adotou-se o mesmo procedimento de calibração descrito para o medidor turbina do circuito do evaporador. A Tabela II.4 mostra os resultados da calibração com o medidor turbina do condensador, enquanto que a Figura II.2 mostra a curva de calibração obtida. A Tabela II.5 apresenta os coeficientes obtidos no ajuste do polinômio. A variância da curva foi igual a 95,9%.

Tabela II.4 - Resultados da calibração do medidor turbina do condensador

Frequência (F)	Temperatura	Viscosidade (v)	Vazão do Coriolis	F/v	"K" Experimental	"K" Ajustado	Erro
[Hz]	[°C]	[m <sup>2</sup> /s x 10 <sup>6</sup> ]	[lpm]	[Hz/m <sup>2</sup> /s]	[l]	[l]	[%]
226,7	29,1	0,811	0,91	279,5	14904	14985	0,5
230,0	38,9	0,670	0,91	343,5	15135	15183	0,3
231,9	47,9	0,577	0,91	401,8	15239	15337	0,6
308,0	29,2	0,810	1,21	380,1	15269	15283	0,1
311,3	39,0	0,668	1,21	465,8	15470	15479	0,1
313,4	48,1	0,575	1,21	545,1	15542	15621	0,5
388,3	29,3	0,809	1,50	479,8	15506	15507	0,0
390,8	39,2	0,667	1,50	585,9	15640	15681	0,3
392,8	48,3	0,573	1,50	685,1	15715	15797	0,5
468,0	29,3	0,809	1,79	578,5	15678	15671	-0,1
469,7	39,2	0,666	1,78	704,7	15791	15815	0,2
471,1	48,4	0,572	1,79	823,3	15806	15905	0,6
547,4	29,5	0,806	2,08	679,4	15798	15791	0,0
548,6	39,2	0,667	2,07	822,8	15892	15905	0,1
549,7	48,5	0,572	2,07	961,4	15894	15981	0,5
633,1	29,5	0,805	2,37	785,9	15998	15880	-0,7
630,2	39,3	0,665	2,35	947,0	16071	15974	-0,6
630,8	48,6	0,571	2,36	1104,7	16067	16060	0,0
228,1	20,4	0,995	0,92	229,3	14837	14805	-0,2
308,5	20,4	0,996	1,22	309,8	15170	15083	-0,6
388,9	20,3	0,997	1,52	390,1	15398	15308	-0,6
468,4	20,3	0,999	1,81	469,0	15539	15486	-0,3
548,7	20,2	1,000	2,10	548,7	15674	15627	-0,3
633,9	20,2	1,001	2,40	633,2	15872	15741	-0,8



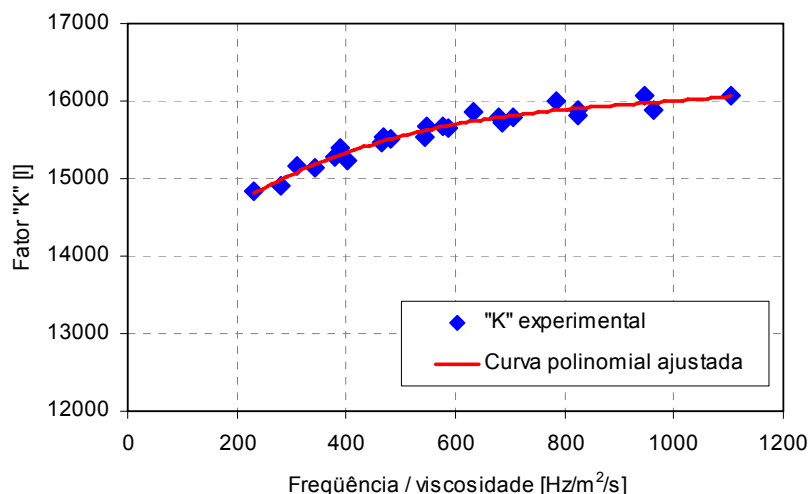


Figura II.2 - Curva de calibração do medidor turbina do condensador

Tabela II.5 - Coeficientes da curva do fator K (medidor turbina do condensador)

a	b	c	d
1,367E+04	6,178E+00	- 5,898E-03	2,046E-06

A Tabela II.4 e a Figura II.2 mostram que o processo de calibração com o medidor turbina do condensador foi satisfatório, uma vez que o erro entre o valor experimental e o ajustado foi inferior a 1% em todos os pontos e o erro médio, de apenas 0,4%.

Finalmente, para obtenção da vazão de fluido secundário de cada um dos medidores durante os testes, seguiram-se os seguintes passos:

- I. Leitura da frequência e da temperatura do fluido secundário na entrada de cada medidor turbina, com a qual se obtém a viscosidade;
- II. Cálculo do fator K através das curvas polinomiais obtidas (Equações II.5 e II.6), utilizando os valores da frequência e da viscosidade;
- III. Obtenção da vazão através da Equação (II.1), aplicando valores do K calculado e da frequência medida.

**Incerteza de medição do fator “K” calibrado**

Para o levantamento da incerteza de medição do fator “K” calibrado, considerou-se as incertezas do “K” obtido experimentalmente (Equação II.3) e do ajuste de curvas com os polinômios (Equações II.5 e II.6), resultando na Equação (II.8).

$$\left(\frac{IK}{K}\right)_{cal} = \sqrt{\left(\frac{IK_{exp}}{K_{exp}}\right)^2 + \left(\frac{IK_{ajust}}{K_{ajust}}\right)^2} \quad (II.8)$$

A incerteza do “K” experimental considerou as incertezas geradas pelas medições da frequência e da vazão do medidor Coriolis, conforme a Equação (II.9).

$$\left(\frac{IK_{exp}}{K_{exp}}\right) = \sqrt{\left(\frac{\partial K_{exp}}{\partial F} \cdot \frac{IF}{K_{exp}}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_{exp}}{\partial \dot{V}_{cor}} \cdot \frac{I\dot{V}_{cor}}{K_{exp}}\right)^2} \quad (II.9)$$

Ao executar as derivadas parciais, obtém-se a Equação (II.10).

$$\left(\frac{IK_{exp}}{K_{exp}}\right) = \sqrt{\left(\frac{IF}{F}\right)^2 + \left(-\frac{I\dot{V}_{cor}}{\dot{V}_{cor}}\right)^2} \quad (II.10)$$

Segundo o fabricante do medidor turbina, a incerteza de medição da frequência é de  $IF/F = 0,25\%$  em relação ao valor da leitura. Da mesma forma, o fabricante do medidor Coriolis admite uma incerteza de  $I\dot{V}_{cor}/\dot{V}_{cor} = 0,15\%$ . Inserindo esses dois valores na Equação (II.10), obteve-se uma incerteza para o “K” experimental igual a  $IK_{exp}/K_{exp} = 0,3\%$ .

A incerteza de medição resultante do ajuste do polinômio, originada do fato das curvas de calibração (Equações II.5 e II.6) não serem exatas, corresponde, em litros, ao erro padrão da estimativa, “EPE” (Equação II.11).

$$IK_{ajust} = EPE = \sqrt{\frac{\sum (Ki_{ajust} - Ki_{exp})^2}{N_p - (1 + GP)}} \quad (II.11)$$

Onde:

- $Ki_{ajust}$  - Valor do “K” ajustado no ponto “i”
- $Ki_{exp}$  - Valor do “K” experimental no ponto “i”
- $N_p$  - Número de pontos
- $GP$  - Grau do polinômio

O ajuste do polinômio para o medidor turbina do evaporador gerou um “EPE” igual a 63 litros, que ao ser dividido por um valor de “K” mínimo de aproximadamente 7500 litros, resultou numa incerteza de  $IK_{ajust}/K_{ajust} = 0,8\%$ . Já o polinômio ajustado para o medidor turbina do condensador gerou um “EPE” igual a 75 litros, que ao ser dividido por um valor de “K” mínimo de aproximadamente 15000 litros, resultou numa incerteza de  $IK_{ajust}/K_{ajust} = 0,5\%$ .

Para o medidor turbina do circuito do evaporador, inserindo-se as incertezas resultantes do “K” experimental ( $IK_{exp}/K_{exp} = 0,3\%$ ) e do ajuste do polinômio ( $IK_{ajust}/K_{ajust} = 0,8\%$ ) na Equação (II.8) obteve-se uma incerteza de calibração do fator “K” igual a  $IK_{cal}/K = 0,9\%$ . Da mesma forma, aplicando-se  $IK_{exp}/K_{exp} = 0,3\%$  e  $IK_{ajust}/K_{ajust} = 0,5\%$  na Equação II.8, obteve-se uma incerteza de calibração do fator “K” igual a  $IK_{cal}/K = 0,6\%$  para o medidor turbina do circuito do condensador.

#### Incertezas de medição da vazão do medidor turbina

A incerteza de medição da vazão do medidor turbina considerou as incertezas do fator “K” e da frequência, através da Equação (II.12).

$$\left(\frac{\dot{IV}}{\dot{V}}\right) = \sqrt{\left(\frac{\dot{IV}}{\dot{V}}\right)_K^2 + \left(\frac{\dot{IV}}{\dot{V}}\right)_F^2} \quad (\text{II.12})$$

O termo de incerteza da vazão devido ao fator “K” foi obtido a partir da Equação (II.13).

$$\left(\frac{\dot{IV}}{\dot{V}}\right)_K = \left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial K} \cdot \frac{IK}{\dot{V}}\right) \quad (\text{II.13})$$

O termo de incerteza da vazão devido à medição da frequência foi obtido a partir da Equação (II.14).

$$\left(\frac{\dot{IV}}{\dot{V}}\right)_F = \left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial F} \cdot \frac{IF}{\dot{V}}\right) \quad (\text{II.14})$$

Ao executar as derivadas parciais e inseri-las na Equação (II.12), obtém-se a Equação (II.15).

$$\left(\frac{\dot{IV}}{\dot{V}}\right) = \sqrt{\left(-\frac{IK}{K}\right)^2 + \left(\frac{IF}{F}\right)^2} \quad (\text{II.15})$$

O termo  $IK/K$  foi considerado a igual à incerteza obtida durante o processo de calibração,  $IK_{cal}/K = 0,9\%$  para o medidor turbina do evaporador, e  $IK_{cal}/K = 0,6\%$  para o medidor do condensador. O termo  $IF/F$  é fornecido pelo fabricante e tem o valor de 0,25%. Finalmente, aplicando esses valores na Equação (II.15), obtém-se uma incerteza da vazão volumétrica igual a  $\pm 0,9\%$  para o medidor turbina do circuito do evaporador e de  $\pm 0,6\%$ , para o medidor turbina do circuito do condensador.

## 2) Medição de temperatura

A Tabela II.6 mostra as especificações dos termopares de superfície e de imersão. Quanto aos termopares de ambiente, foi utilizado fio de compensação padrão tipo T, bitola 24AWG, manufaturados pela OMEGA. A curva de calibração utilizada foi a padrão, fornecida pela norma ASTM E 20 (ASTM, 1981), cuja incerteza de medição é de  $\pm 0,2^\circ\text{C}$  (Gonçalves, 1994).

Tabela II.6 - Especificação dos termopares

<u>Termopar de superfície:</u>	<u>Termopar de imersão:</u>
Modelo: Tipo T (Cu-Co)	Modelo: Tipo T (Cu-Co)
Diâmetro: 0,127mm (0,005 pol)	Diâmetros: 0,508mm (0,020 pol) e 1,016mm (0,040 pol)
Fabricante: OMEGA	Fabricante: OMEGA

## 3) Medição de pressão absoluta

A Tabela II.7 mostra a especificação dos transdutores de pressão absoluta utilizados na bancada experimental.

Tabela II.7 - Especificação dos transdutores de pressão absoluta

<p>Transdutores da sucção do compressor (CONT 01) e da saída da válvula de expansão (CONT 04):</p> <p>Modelo: P3MB</p> <p>Faixa de operação: 0-10 bar</p> <p>Fabricante: HBM</p>
<p>Transdutores da descarga do compressor (CONT 02) e da entrada da válvula de expansão (CONT 03):</p> <p>Modelo: P3MB</p> <p>Faixa de operação: 0-20 bar</p> <p>Fabricante: HBM</p>

O fabricante fornece uma curva de calibração linear da pressão em função do sinal gerado em milivolts por volt (mV/V) de alimentação, para cada transdutor. As equações (II.16), (II.17), (II.18) e (II.19) mostram, respectivamente, as curvas de calibração dos transdutores da sucção do compressor (CONT 01), da descarga do mesmo (CONT 02), da entrada da válvula de expansão (CONT 03) e da saída da mesma (CONT 04), todas fornecidas pelo fabricante.

$$P = 4,998 \cdot S - 0,006 \quad (\text{II.16})$$

$$P = 9,995 \cdot S - 0,002 \quad (\text{II.17})$$

$$P = 9,993 \cdot S - 0,005 \quad (\text{II.18})$$

$$P = 4,994 \cdot S - 0,004 \quad (\text{II.19})$$

Onde “P” é a pressão medida e “S” é o sinal em mV/V. Os transdutores foram alimentados com uma tensão de 5,100 V através de uma fonte de tensão de estabilidade igual a  $\pm 0,01\%$ . Assim, o sinal “S”, em mV/V, pode ser relacionado com o sinal gerado, “S<sub>g</sub>”, em mV, através da Equação (II.20).

$$S = \frac{S_g}{5,100} \quad (\text{II.20})$$

Aplicando a Equação (II.20) nas Equações (II.16) a (II.19), obtêm-se as Equações (II.21) a (II.24), que correspondem às curvas de calibração do fabricante para uma alimentação de 5,100 V.

$$P = 0,980 \cdot S_g - 0,006 \quad (\text{II.21})$$

$$P = 1,960 \cdot S_g - 0,002 \quad (\text{II.22})$$

$$P = 1,959 \cdot S_g - 0,005 \quad (\text{II.23})$$

$$P = 0,979 \cdot S_g - 0,004 \quad (\text{II.24})$$

As curvas de calibração dos transdutores de 10 bar apresentam uma incerteza de medição de 0,15%, valor declarado pelo fabricante, enquanto que para os transdutores de 20 bar, o valor é de 0,10%.

Os transdutores de pressão adquiridos pelo POLO são normalmente submetidos a um processo de calibração *in loco* utilizando uma máquina de peso morto da fundação CERTI/UFSC. Porém, com os transdutores adquiridos para este trabalho isso não foi possível, pois a máquina de peso morto não pôde ser deslocada até o aparato experimental. Sendo assim, um outro procedimento de calibração *in loco* foi executado pela fundação CERTI. Esse processo consistiu em comparar as medições de um transdutor padrão, cuja incerteza de medição é de 0,06 bar, com as fornecidas pelos quatro transdutores de pressão da bancada. Como esse valor de incerteza (0,06 bar) é bastante superior à máxima incerteza de medição de pressão admitida pelo fabricante dos transdutores (0,15% para os de 10 bar e 0,10% para os de 20 bar), optou-se por considerar este processo de calibração apenas com o objetivo de verificar se os valores de pressão gerados pela curva de fabricante apresentam algum tipo de anomalia e não de gerar uma curva de calibração propriamente dita. Esse procedimento foi denominado de verificação e seus resultados estão mostrados nas Tabelas II.8 e II.9, onde o termo “diferença” refere-se à subtração da pressão obtida com curva do fabricante pela pressão do transdutor padrão.

Tabela II.8 - Verificação dos transdutores de pressão absoluta de 0-10 bar

Pressão padrão	Pressão - CONT 01 (curva do fabricante)	Pressão - CONT 04 (curva do fabricante)	Diferença - CONT 01	Diferença - CONT 04
[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
1,00	0,961	0,961	-0,04	-0,04
1,50	1,480	1,480	-0,02	-0,02
2,00	1,971	1,971	-0,03	-0,03
2,50	2,471	2,471	-0,03	-0,03
3,00	2,971	2,971	-0,03	-0,03
4,00	3,980	3,971	-0,02	-0,03
7,00	6,971	6,961	-0,03	-0,04
10,00	9,941	9,941	-0,06	-0,06
10,00	9,941	9,941	-0,06	-0,06
7,00	6,990	6,980	-0,01	-0,02
4,00	3,990	3,980	-0,01	-0,02
3,00	3,000	2,990	0,00	-0,01
2,50	2,500	2,490	0,00	-0,01
2,00	2,010	2,000	0,01	0,00
1,50	1,510	1,500	0,01	0,00
1,00	1,000	1,029	0,00	0,03

Tabela II.9 - Verificação dos transdutores de pressão absoluta de 0-20 bar

Pressão padrão	Pressão - CONT 02 (curva do fabricante)	Pressão - CONT 03 (curva do fabricante)	Diferença - CONT 02	Diferença - CONT 03
[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
2,50	2,490	2,471	-0,01	-0,03
5,00	5,010	4,980	0,01	-0,02
7,50	7,510	7,500	0,01	0,00
10,00	10,01	10,010	0,01	0,01
12,50	12,51	12,49	0,01	-0,01
15,00	14,99	14,96	-0,01	-0,04
17,50	17,48	17,46	-0,02	-0,04
20,00	19,99	19,95	-0,01	-0,05
20,00	19,99	19,95	-0,01	-0,05
17,50	17,50	17,46	0,00	-0,04
15,00	15,03	15,01	0,03	0,01
12,50	12,53	12,50	0,03	0,00
10,00	10,04	10,02	0,04	0,02
7,50	7,559	7,520	0,06	0,02
5,00	5,069	5,039	0,07	0,04
2,50	2,549	2,520	0,05	0,02

Através das Tabelas II.8 e II.9 nota-se que, para os quatro transdutores, as diferenças entre a pressão padrão e a pressão obtida com a curva do fabricante foram inferiores à soma da incerteza do transdutor padrão (0,06 bar) com a incerteza admitida pelo fabricante. Isto mostra que os transdutores não apresentam nenhum tipo de anomalia e que as curvas fornecidas pelo fabricante são confiáveis.

Sendo assim, as curvas de calibração e as incertezas de medição da pressão utilizadas neste trabalho foram as próprias disponibilizadas pelo fabricante.

#### 4) Medição da vazão mássica de refrigerante

A Tabela II.10 mostra as especificações da unidade de tratamento de sinal e do sensor de vazão mássica tipo Coriolis. A Tabela II.11 mostra os resultados da calibração realizada pelo fabricante.

Tabela II.10 - Especificação do medidor de vazão mássica tipo Coriolis

<u>Sensor de vazão mássica</u> Modelo: Mass 2100 Faixa de Medição: 0 a 20 kg/h Fabricante: Danfoss	<u>Unidade de tratamento de sinal:</u> Modelo: Mass 6000 Sinal de saída: 4 a 20 mA, diretamente proporcional à vazão mássica de 0 à 20 kg/h Fabricante: Danfoss
---	--

Tabela II.11 - Calibração do medidor de vazão mássica tipo Coriolis realizada pelo fabricante

Vazão mássica [kg/h]	Massa real [g]	Massa medida [g]	Erro da massa [%]	Erro na vazão mássica [kg/h]
20,00	256,851	256,659	-0,07	-0,014
19,81	254,406	254,257	-0,06	-0,012
4,14	53,246	53,254	0,02	0,001
4,26	54,767	54,768	0,00	0,000
1,02	13,105	13,116	0,09	0,001
1,02	13,121	13,119	-0,01	-0,000

A calibração realizada pelo fabricante foi considerada bastante satisfatória, haja vista que os erros obtidos ficaram dentro da faixa de  $\pm 0,1\%$ . A incerteza de medição declarada pelo fabricante é de  $\pm 0,25\%$  em relação ao valor da vazão mássica.

O transdutor Coriolis foi ajustado para uma saída linearizada em corrente de 4 a 20 mA, que corresponde a faixa de vazão mássica de 0 a 20 kg/h, gerando a Equação (II.25).

$$\dot{m} = 1,25 \cdot S - 5,00 \quad (\text{II.25})$$

Onde “ $\dot{m}$ ” é a vazão mássica e “ $S$ ” é o sinal de corrente em “mA” gerado pelo transdutor.



## 5) Medição de grandezas elétricas

As grandezas elétricas medidas foram a tensão, a corrente e a potência do compressor. A Tabela II.12 mostra as especificações e as incertezas de medição admitidas pelo fabricante. As Equações (II.26), (II.27) e (II.28) mostram as curvas de calibração fornecidas pelo fabricante, respectivamente, para os transdutores de tensão, corrente e potência ativa.

Tabela II.12 - Especificações e incertezas de medição dos transdutores de grandezas elétricas

<p><u>Transdutor de tensão elétrica</u>            Modelo: 2374A-F13-VRX/AE            Fabricante: YOKOGAWA            Faixa de operação: 0 a 300 V CA RMS / 60 Hz            Sinal de saída: 0 a 5 Vcc proporcional à tensão medida            Incerteza de medição: <math>\pm 0,25\%</math></p>
<p><u>Transdutor de corrente elétrica</u>            Modelo: 2374A-F13-AMT/AE            Fabricante: YOKOGAWA            Faixa de operação: 0 a 10 A CA RMS/ 60 Hz            Sinal de saída: 0 a 5 Vcc proporcional à corrente medida            Incerteza de medição: <math>\pm 0,25\%</math></p>
<p><u>Transdutor de potência elétrica ativa</u>            Modelo: 2285A-013-W16/AE            Fabricante: YOKOGAWA            Faixa de operação: 0 a 500 W CA RMS/ 60 Hz            Sinal de saída: 0 a 5 Vcc proporcional à potência medida            Incerteza de medição: <math>\pm 0,5\%</math></p>

$$U = 60 \cdot S \quad (\text{II.26})$$

$$I_c = 2 \cdot S \quad (\text{II.27})$$

$$\dot{W}_{elet} = 100 \cdot S \quad (\text{II.28})$$

Onde:

- $U$  - Tensão elétrica medida [V]
- $S$  - Sinal gerado pelo transdutor [Vcc]
- $I_c$  - Corrente elétrica medida [A]

$\dot{W}_{elet}$  - Potência elétrica medida [W]

## 6) Massa de refrigerante

A massa de refrigerante foi medida através de uma balança digital, modelo AS5500, fabricada pela Marte, com saída SERIAL RS232, capacidade máxima de 5000g e incerteza de 0,1 g.

O aparato auxiliar para variação da carga de refrigerante foi descrito em pormenores no Capítulo 3. Este aparato mede indiretamente a massa de refrigerante inserida no circuito de refrigeração principal através da medição da variação da massa do conjunto (cilindro + suporte + massa de refrigerante) montado sobre a balança (ver Figura 3.12).

Como o processo de medição da massa de refrigerante inserida no sistema é indireto, optou-se por realizar um procedimento de verificação com o objetivo de avaliar a confiabilidade dessa medição. Este procedimento consistia, primeiramente, em carregar o cilindro com água. Em seguida, abria-se a válvula agulha, fazendo com que parte da água do interior do cilindro fosse despejada num béquer vazio. Depois, comparava-se a variação da massa do conjunto montado sobre a balança com a massa de água contida no béquer. Esse procedimento foi repetido para diferentes massas de água e os resultados estão presentes na Tabela II.13.

Tabela II.13 - Avaliação do aparato auxiliar de carga de refrigerante

Béquer vazio	Massa do conjunto (antes da abertura da válvula)	Massa do béquer com água (após abertura da válvula)	Massa do conjunto (após abertura da válvula)	Massa de água no Béquer	Variação da massa do conjunto	Dif.	Dif.
[g]	[g]	[g]	[g]	[g]	[g]	[g]	[%]
56,01	4101,6	66,44	4091,20	10,43	10,4	0,0	0,3
54,22	4121,0	73,63	4101,60	19,41	19,4	0,0	0,1
94,54	4197,6	146,79	4145,50	52,25	52,1	0,1	0,3
165,40	4403,5	372,14	4197,40	206,74	206,1	0,6	0,3
31,00	4099,0	37,38	4092,60	6,38	6,4	0,0	-0,3
56,00	4110,2	67,21	4099,00	11,21	11,2	0,0	0,1
54,22	4130,9	74,97	4110,20	20,75	20,7	0,1	0,2
97,54	4181,3	148,15	4130,90	50,61	50,4	0,2	0,4
94,51	4283,6	195,92	4182,50	101,41	101,1	0,3	0,3

Os resultados da avaliação da célula de carga foram considerados satisfatórios, uma vez que a diferença entre os valores de massa obtidos, “dif.”, foi inferior a 0,3%.

## 6) Sistema de Aquisição de Dados e Controle da Bancada

A Tabela II.14 mostra a especificação dos componentes e das placas do sistema de aquisição de dados e controle utilizado neste trabalho. Todos os itens são de fabricação da NATIONAL INSTRUMENTS.

Tabela II.14 - Especificação do sistema de aquisição de dados

Item	Descrição	Modelo	Código	Qtidade
01	Chassi de módulos tipo "SCXI" com 12 portas	SCXI-1001	776571-02	01
02	Tampa de porta "SCXI" frontal	SCXI-1360	776576-60	06
03	Tampa de porta "SCXI" traseira	SCXI-1361	776576-61	12
04	Módulo Amplificador de Sinais de Tensão e de Termopares com capacidade para 32 canais	SCXI-1102	776572-02	01
05	Bloco Isotérmico de terminais com capacidade para 32 canais	SCXI-1303	777687-03	01
06	Módulo de entrada de Termopares com capacidade para 8 canais	SCXI-1112	776572-12	04
07	Módulo de saída de Tensão e de Corrente Contínua com capacidade para 6 canais	SCXI-1124	776572-24	01
08	Bloco de Terminais tipo parafuso com capacidade para 6 canais	SCXI-1325	776687-25	01
09	Módulo de saída de Tensão à Relé com capacidade para 8 canais	SCXI-1161	776572-61	02
10	Placa Multifuncional de Aquisição e de Saída de sinais	NI PCI-6052E	777745-01	01
11	Cabo blindado de 5,0 metros para placa de aquisição e saída	SH68-68-EP	184749-05	01
12	Adaptador para cabo blindado	SCXI-1349	182671-01	01
13	Resistor tipo "SCXI"	-	776582-01	05
14	Bloco de terminais para acesso direto	SCXI-1180	776572-80	01

### Apêndice III - Sistema de Elétrico

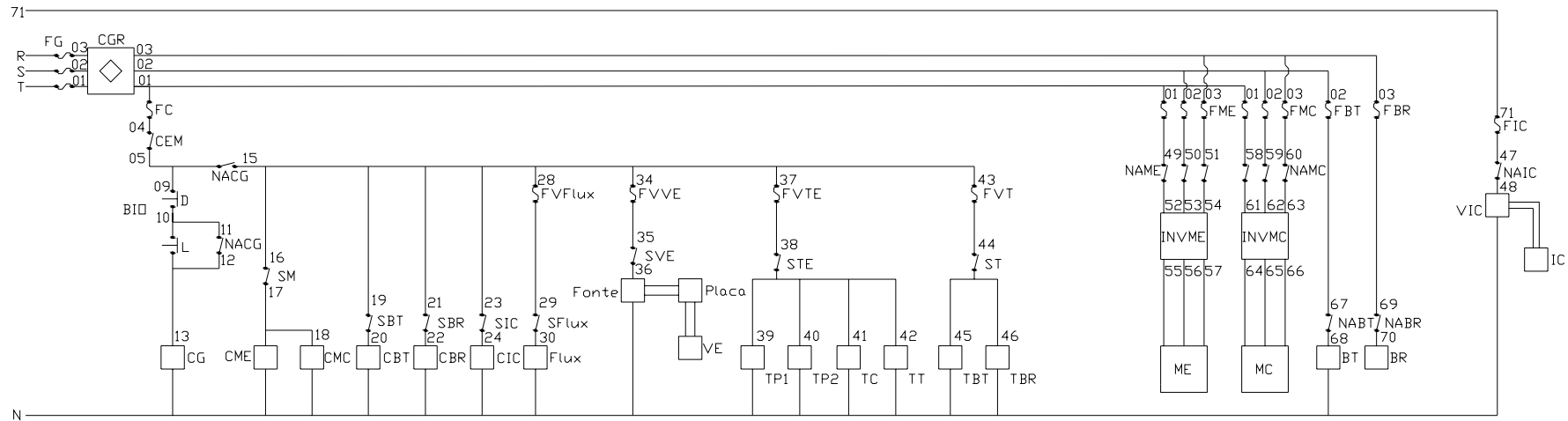
A Figura III.1 mostra um esquema do circuito elétrico da bancada experimental. Tal circuito é alimentado por uma tensão elétrica trifásica de 380V/60Hz (Num. 01 a 03) através de uma chave geral (CGR) e por uma fase isolada 220V/60Hz (Num. 71). A chave geral alimenta a contatora geral (CG) da bancada, acionada através de uma chave liga/desliga. A partir daí as três fases são distribuídas para todos componentes da bancada experimental, exceto para o inversor do compressor (IC), que é alimentado separadamente pela fase “71”.

A tensão elétrica trifásica alimenta os inversores dos motores elétricos das bombas (INVME e INVMC), através das suas respectivas contadoras (CME e CMC), as quais são acionadas através de uma chave tipo botoeira (SM).

Todos os demais componentes são monofásicos. Uma das fases (Num. 03) alimenta exclusivamente o banho refrigerado (BR), através de uma contatora (CBR), acionada por uma chave tipo botoeira (SBR). Uma outra fase (Num. 02) alimenta a contatora (CBT) do banho termostático (BT).

A fase “01” alimenta os medidores de vazão tipo turbina (TBT e TBR), o medidor de vazão mássica tipo Coriolis (Flux), os transdutores de grandezas elétricas (TP1, TP2, TC e TT) e a fonte de tensão da placa eletrônica da EEV. Esses componentes são acionados diretamente através de chaves tipo botoeira (ST, SFlux, STE e SVE).

O compressor foi alimentado por uma fase exclusiva (Num. 71), que não passa pela chave geral, para evitar a propagação de ruídos provenientes do quadro elétrico. A alimentação do compressor passa primeiramente por uma contatora (CIC), acionada por uma chave tipo botoeira (SIC); depois por um variador de tensão, que transforma a tensão de 220V para 115V, por transdutores de grandezas elétricas, para só então chegar ao inversor de freqüência. Entre o inversor de freqüência e o compressor, a alimentação elétrica ainda passa por dois pressostatos, um de alta pressão, conectado à descarga do compressor, e outro de baixa pressão, ligado à sucção do compressor. Esses pressostatos interrompem a alimentação do compressor caso a pressão de sucção ou de descarga exceda os valores máximos previamente estabelecidos.



- |   |   |
|---|---|
| FG - Fusível Geral (F1-20A,F2-30A,F3-30A)                 | TT - Transdutor de Tensão                                     |
| CGR - Chave Geral   | FVT - Fusível de Vidro dos Medidores Turbina (1,5A)           |
| FC - Fusível de Comando (6A)                              | ST - Chave dos Medidores Turbina                              |
| CEM - Chave de Emergência                                 | TBT - Medidor Turbina do Banho Termostático                   |
| BID - Botoeira Liga Desliga                               | TBR - Medidor Turbina do Banho Refrigerado                    |
| CG - Contadora Geral                                      | FIC - Fusível do Inversor do Compressor (10A)                 |
| NACG - Contadora Geral Normalmente Aberta                 | NAIC - Contadora do Inversor do Compressor Normalmente Aberto |
| SM - Chave dos Motores                                    | VIC - Varivolt do Inversor do Compressor                      |
| CME - Contadora do Motor do Evaporador (5A)               | IC - Inversor do Compressor                                   |
| CMC - Contadora do Motor do Condensador (5A)              | FME - Fusíveis do Motor do Evaporador (4,0A)                  |
| SBT - Chave do Banho Termostático                         | NAME - Contadora do Motor do Evaporador Normalmente Aberto    |
| CBT - Contadora do Banho Termostático (25A)               | INVME - Inversor de Frequência do Motor do Evaporador         |
| SBR - Chave do Banho Refrigerado                          | ME - Motor do Evaporador                                      |
| CBR - Contadora do Banho Refrigerado (32A)                | FMC - Fusíveis do Motor do Condensador (4,0A)                 |
| SIC - Chave do Inversor do Compressor                     | NAMC - Contadora do Motor do Condensador Normalmente Aberto   |
| CIC - Contadora do Inversor do Compressor                 | INVMC - Inversor de Frequência do Motor do Condensador        |
| FVFlux - Fusível de Vidro do Fluxímetro (1,5A)            | ME - Motor do Condensador                                     |
| Flux - Fluxímetro   | FBT - Fusível do Banho Termostático (25A)                     |
| FVVE - Fusível de Vidro da Válvula de Expansão (1,5A)     | NABT - Contadora do Banho Termostático Normalmente Aberto     |
| SVE - Chave Da Válvula de Expansão                        | BT - Banho Termostático                                       |
| VE - Válvula de Expansão                                  | FBR - Fusível do Banho Refrigerado (32A)                      |
| FVTE - Fusível de Vidro dos Transdutores Elétricos (2,0A) | NABR - Contadora do Banho Refrigerado Normalmente Aberto      |
| STE - Chave Dos Transdutores Elétricos                    | BR - Banho Refrigerado  |
| TP1 - Transdutor de Potência de 1000W                     |   |
| TP2 - Transdutor de Potência de 500W                      |   |
| TC - Transdutor de Corrente                               |   |

Figura III.1 - Diagrama Elétrico

Fusíveis foram instalados em diversos pontos do circuito para proteger os equipamentos e a própria instalação elétrica. Uma chave de emergência também foi instalada para maior segurança. Ao ser pressionada, essa chave interrompe imediatamente a alimentação de todo o quadro elétrico da bancada.

A Figura III.2 mostra uma foto do quadro elétrico. A Figura III.3 mostra uma foto do painel de controle da bancada, onde aparecem as chaves de acionamento tipo botoeira, a chave geral, a chave de emergência, a chave de comando e os displays das unidades de tratamento de sinal dos medidores turbina e Coriolis. A Figura III.4 mostra a placa eletrônica da EEV com a sua fonte de alimentação e o inversor de frequência do compressor. A Figura III.5 mostra os inversores de frequência dos motores elétricos das bombas. Vale lembrar que a estrutura metálica da bancada e o quadro elétrico foram devidamente aterrados.

O Tabela III.1 mostra a especificação dos principais componentes elétricos.



Figura III.2 - Plataforma dos componentes elétricos



Figura III.3 - Painel de controle da bancada

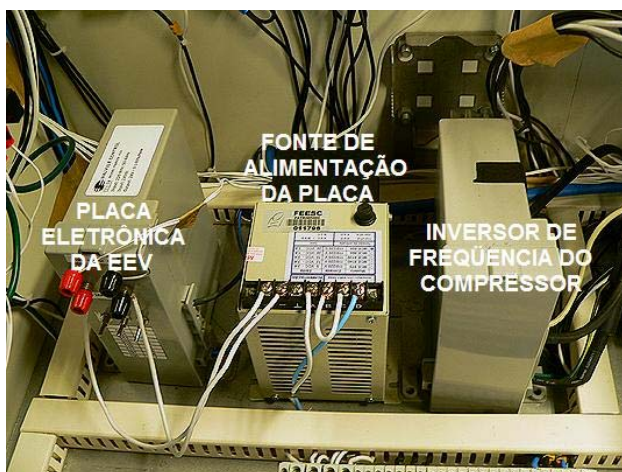


Figura III.4 - Placa eletrônica da EEV e inversor de frequência do compressor



Figura III.5 - Inversores de frequência dos motores elétricos das bombas

A Tabela III.1 mostra a especificação dos principais equipamentos do sistema elétrico.

Tabela III.1 - Especificação dos principais equipamentos do sistema elétrico

<p>Componente: Pressostato de alta          Fabricante: Danfoss          Modelo: KP5 ¼” (código 601171)          Faixa: 8 a 28 bar (ajustado para 21 bar)</p>	<p>Componente: Pressostato de baixa          Fabricante: Danfoss          Modelo: KP1 ¼” (código 601101)          Faixa: -0,2 a 7,5 bar (ajustado para 6 bar)</p>
<p>Componente: Fontes de tensão contínua de alimentação dos transdutores de pressão          Fabricante: MCE Microtécnica          Modelo:          Detalhes:          Tensão de entrada = 220 Vca          Tensão de saída = 5 Vcc          Corrente de saída máxima = 3 A</p>	<p>Componente: Fontes de tensão contínua de alimentação da placa eletrônica da EEV          Fabricante: MCE Microtécnica          Modelo: 856          Detalhes:          Tensão de entrada = 220 Vca          Tensão de saída = 24 Vcc          Corrente de saída máxima = 3 A</p>
<p>Componente: Motores elétricos das bombas de fluido secundário          Fabricante: WEG          Modelo: 020834574          Detalhes:          Motor Elétrico Assíncrono de Indução (Carcaça 71)          Potência: 0,5 CV, 4 pólos          Alimentação trifásica 380 V, 60 Hz          Isolamento: Classe “F” e grau de proteção IP55</p>	<p>Componente: Inversores de frequência          Fabricante: WEG          Modelo: CFW 08 plus (Código 417100825)          Detalhes:          Saída: 380 V trifásico / 1,6 A</p>



## Apêndice IV - Cálculo das Incertezas dos Valores Médios das Variáveis

### 1) Incerteza das vazões volumétricas médias

As vazões volumétricas de fluido secundário do evaporador e do condensador em cada ponto de operação são, na realidade, valores médios das leituras obtidas durante os 12 minutos do tempo de amostragem, a uma taxa de aproximadamente uma leitura por segundo. Essa vazão média apresenta, portanto, além de uma incerteza associada a cada uma das leituras (Equação II.15), um outro componente de incerteza, devido à dispersão das leituras, denominado de incerteza da dispersão,  $(\dot{I}\dot{V}/\dot{V})_D$ . Esses dois componentes são arranjados para a obtenção da incerteza da vazão volumétrica média (Equação IV.1).

$$\left(\frac{\dot{I}\dot{V}}{\dot{V}}\right)_{MEDI\dot{A}} = \sqrt{\left(\frac{\dot{I}\dot{V}}{\dot{V}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{I}\dot{V}}{\dot{V}}\right)_D^2} \quad (IV.1)$$

O termo  $\dot{I}\dot{V}/\dot{V}$  já foi calculado no Apêndice II e tem os valores de  $\pm 0,9\%$  e  $\pm 0,6\%$ , respectivamente, para os medidores turbina do evaporador e do condensador.

O termo de incerteza devido à dispersão foi calculado a partir da Equação (IV.2).

$$(\dot{I}\dot{V})_D = DP \cdot FS \quad (IV.2)$$

Onde “DP” é o desvio padrão e “FS” é o fator de Student. O desvio padrão foi calculado em cada ponto de operação, porém as variações dos valores obtidos são insignificantes. Assim, optou-se por considerar um valor médio de desvio padrão igual a 0,002 lpm para ambos os medidores turbina. O fator de Student é igual a aproximadamente 2,0. Com isso, obtém-se uma incerteza  $(\dot{I}\dot{V})_D = \pm 0,004 \text{ lpm}$  para ambos os medidores de vazão volumétrica. Considerando uma vazão média ao longo dos testes igual a 1,20 lpm no evaporador e 1,22 lpm no condensador, obtém-se um valor aproximado de incerteza  $(\dot{I}\dot{V}/\dot{V})_D = \pm 0,3\%$ .

Enfim, inserindo os valores de  $(\dot{IV}/\dot{V})_D = \pm 0,3\%$  e de  $\dot{IV}/\dot{V} = \pm 0,9\%$  (medidor do evaporador) ou de  $\dot{IV}/\dot{V} = \pm 0,6\%$  (medidor do condensador) na Equação (VI.1), obteve-se uma incerteza da vazão média do medidor turbina do evaporador  $(\dot{IV}_s^e/\dot{V}_s^e)_{MEDIA} = \pm 0,9\%$  e do condensador,  $(\dot{IV}_s^c/\dot{V}_s^c)_{MEDIA} = \pm 0,7\%$ .

## 2) Incerteza das temperaturas médias

A incerteza de medição das temperaturas médias obtidas em cada ponto de operação também é resultado da incerteza de medição do termopar,  $IT$ , e da incerteza da dispersão das leituras de temperatura,  $(IT)_D$ . Os valores de  $(IT)_D$  dependem do fluido (refrigerante ou secundário) a ser medido e do ponto de medição e serão levantados convenientemente para obtenção das incertezas do grau de superaquecimento na saída do evaporador, do grau de subresfriamento na entrada da EEV, da capacidade de refrigeração do fluido secundário, dentre outras variáveis.

## 3) Incerteza das pressões médias

A incerteza de medição das pressões médias obtidas em cada ponto de operação é resultado da incerteza de medição do transdutor de pressão,  $IP$ , e da incerteza da dispersão das leituras de pressão,  $(IP)_D$ , como mostra a Equação (IV.3)

$$(IP)_{MEDIA} = \sqrt{(IP)^2 + (IP)_D^2} \quad (IV.3)$$

Onde a incerteza da dispersão,  $(IP)_D$ , foi definida através da Equação (IV.4).

$$(IP)_D = DP \cdot FS \quad (IV.4)$$

A máxima incerteza de medição dos transdutores de pressão até 10 bar (CONT 01 e CONT 04) é de  $IP = \pm 0,005 \text{ bar}$  e dos transdutores até 20 bar (CONT 02 e CONT 03), de  $IP = \pm 0,015 \text{ bar}$ . A Tabela IV.1 mostra os valores médios de desvio padrão, de incerteza da dispersão e de incerteza da

média para os quatro pontos de medição de pressão ao longo dos ensaios. Utilizou-se um fator de Student igual a 2,0.

Tabela VI.1 - Incertezas de medição das pressões

Transdutor (ponto de medição)	$IP$	DP	$(IP)_D$	$(IP)_{MÉDIA}$
	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
CONT 01 (sucção do compressor, $P_{1r}$ )	0,005	0,01	0,02	0,02
CONT 02 (descarga do compressor, $P_{2r}$ )	0,015	0,015	0,03	0,03
CONT 03 (entrada da válvula de expansão, $P_{7r}$ )	0,015	0,4	0,8	0,8
CONT 04 (saída da válvula de expansão, $P_{8r}$ )	0,005	0,02	0,04	0,04

Através da Tabela VI.1, nota-se que a incerteza da pressão na entrada da válvula de expansão foi bastante superior aos valores dos demais pontos. Isto pode ser explicado pela pulsação do escoamento provocada pela EEV tipo PWM, fenômeno bastante nítido entre a saída do condensador e a entrada da EEV e que aumenta em muito o desvio padrão.

#### 4) Incerteza da vazão mássica de refrigerante média

A incerteza da vazão mássica média foi obtida considerando a incerteza máxima do transdutor,  $\dot{m}_r = \pm 0,05 \text{ kg/h}$  (0,25% de 20 kg/h), e a incerteza da dispersão, como mostra a Equação IV.5. A incerteza da dispersão foi calculada da mesma forma que nas variáveis anteriores e atingiu um valor médio ao longo dos testes de  $(\dot{m}_r)_D = \pm 0,50 \text{ kg/h}$ . Este valor é bastante superior à incerteza do transdutor, podendo ser justificado pela pulsação do escoamento provocado pela válvula de expansão PWM, fato que aumenta em muito o desvio padrão das leituras, tal como ocorrido com o transdutor de pressão da entrada da válvula.

$$(\dot{m}_r)_{MÉDIA} = \sqrt{(\dot{m}_r)^2 + (\dot{m}_r)_D^2} \quad (\text{IV.5})$$

Inserindo os dois componentes da incerteza da vazão mássica média na Equação (IV.5), obteve-se o valor de  $(\dot{m}_r)_{MÉDIA} = \pm 0,50 \text{ kg/h}$ .

#### 5) Incerteza da potência do compressor

A incerteza da potência média do compressor foi obtida considerando a incerteza máxima do transdutor,  $\dot{W}_{elet} = \pm 2,5 \text{ W}$  (0,5% de 500 W), e a incerteza da dispersão, como mostra a Equação (IV.6). A incerteza da dispersão foi calculada da mesma forma que nas variáveis anteriores e atingiu um valor médio ao longo dos testes de  $(\dot{W}_{elet})_D = \pm 2,0 \text{ W}$ .

$$(\dot{W}_{elet})_{MÉDIA} = \sqrt{(\dot{W}_{elet})^2 + (\dot{W}_{elet})_D^2} \quad (\text{IV.6})$$

Inserindo os dois componentes da incerteza da potência elétrica média na Equação (IV.6), obteve-se o valor de  $(\dot{W}_{elet})_{MÉDIA} = \pm 3 \text{ W}$ .

## 6) Incerteza do grau de superaquecimento médio na saída do evaporador

O grau de superaquecimento foi obtido através da Equação (4.1), ou seja, seu valor depende das medições da pressão (temperatura) de evaporação e da temperatura do refrigerante na saída do evaporador. Sendo assim, a incerteza do seu valor médio pode ser calculada através da Equação (IV.7).

$$(I\Delta T_{9r}^{sa})_{MÉDIA} = \sqrt{(IT_{9r})_{MÉDIA}^2 + (IT_{evap})_{MÉDIA}^2} \quad (\text{IV.7})$$

A incerteza da temperatura de evaporação média é resultado da incerteza da pressão de evaporação média e foi estimada em aproximadamente  $(IT_{evap})_{MÉDIA} = \pm 0,5^\circ \text{ C}$ .

A incerteza da temperatura média do refrigerante na saída do evaporador,  $(IT_{9r})_{MÉDIA}$ , foi calculada através da Equação (IV.8).

$$(IT_{9r})_{MÉDIA} = \sqrt{(IT_{9r})^2 + (IT_{9r})_D^2} \quad (\text{IV.8})$$

A incerteza do termopar da saída do evaporador,  $IT_{9r}$ , é de  $\pm 0,2^\circ \text{ C}$ . A incerteza da dispersão,  $(IT_{9r})_D$ , foi calculada através do produto do desvio padrão pelo fator de Student (valor de 2,0) e depende de quão próximo o grau de superaquecimento está próximo de zero. Quando o grau

de superaquecimento é superior a  $5^{\circ}\text{C}$ , o desvio padrão foi de no máximo  $0,2^{\circ}\text{C}$ , gerando uma incerteza  $(IT_{9_r})_D = \pm 0,4^{\circ}\text{C}$  e uma  $(IT_{9_r})_{MÉDIA} = \pm 0,4^{\circ}\text{C}$ . Quando o grau de superaquecimento é inferior a  $5^{\circ}\text{C}$  o desvio padrão subiu para  $0,7^{\circ}\text{C}$ , implicando numa  $(IT_{9_r})_D = \pm 1,4^{\circ}\text{C}$  e numa  $(IT_{9_r})_{MÉDIA} = \pm 1,4^{\circ}\text{C}$ . Isto ocorreu devido à proximidade com a região de saturação e à provável presença de algumas gotículas de líquido sobre o termopar de imersão, aumentando a dispersão das leituras de temperatura.

Sendo assim, inserindo os valores das incertezas  $(IT_{9_r})_{MÉDIA}$  e  $(IT_{evap})_{MÉDIA}$  na Equação (IV.8), obtém-se uma incerteza  $(I\Delta T_{9_r}^{sa})_{MÉDIA} = \pm 0,6^{\circ}\text{C}$  para graus de superaquecimento superiores a  $5^{\circ}\text{C}$  e uma incerteza  $(I\Delta T_{9_r}^{sa})_{MÉDIA} = \pm 1,5^{\circ}\text{C}$  para valores inferiores a  $5^{\circ}\text{C}$ .

### 7) Incerteza do grau de subresfriamento médio na entrada da EEV

A incerteza do grau de subresfriamento médio na entrada da EEV foi calculada de forma similar à do grau de superaquecimento na saída do evaporador. O valor médio encontrado foi de  $(I\Delta T_{7_r}^{sr})_{MÉDIA} = \pm 2,0^{\circ}\text{C}$ .

### 8) Incertezas das taxas de transferência de calor médias obtidas pelo lado do fluido secundário no evaporador e no condensador

A capacidade de refrigeração (taxa de transferência de calor no evaporador) média do lado do fluido secundário foi obtida através da Equação (4.10). Sua incerteza de medição foi calculada a partir da Equação (IV.9).

$$\left(\frac{IQ_{evap}^s}{Q_{evap}^s}\right)_{MÉDIA} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{evap}^s}{\partial \dot{V}_s^e} \cdot \frac{(I\dot{V}_s^e)_{MÉDIA}}{Q_{evap}^s}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{evap}^s}{\partial \rho_{9_s}} \cdot \frac{(I\rho_{9_s})_{MÉDIA}}{Q_{evap}^s}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{evap}^s}{\partial c_{9_s}} \cdot \frac{(Ic_{9_s})_{MÉDIA}}{Q_{evap}^s}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{evap}^s}{\partial T_{9_s}} \cdot \frac{(IT_{9_s})_{MÉDIA}}{Q_{evap}^s}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{evap}^s}{\partial T_{8_s}} \cdot \frac{(IT_{8_s})_{MÉDIA}}{Q_{evap}^s}\right)^2} \quad (\text{IV.9})$$

Desprezando-se as contribuições das incertezas da densidade e do calor específico, cujos valores são insignificantes, e desenvolvendo-se os termos de incerteza da vazão e das temperaturas de entrada e de saída no evaporador, obtém-se a Equação (VI.10).

$$\left(\frac{IQ_{evap}^s}{Q_{evap}^s}\right)_{MÉDIA} = \sqrt{\left(\frac{\dot{IV}_s^e}{\dot{V}_s^e}\right)_{MÉDIA}^2 + \frac{(IT_{9s})_{MÉDIA}^2 + (IT_{8s})_{MÉDIA}^2}{(T_{9s} - T_{8s})^2}} \quad (IV.10)$$

A incerteza da vazão volumétrica média de fluido secundário no evaporador foi calculada durante o item “1” deste apêndice e o valor encontrado foi de  $(\dot{IV}_s^e / \dot{V}_s^e)_{MÉDIA} = \pm 0,9\%$ . Os valores das incertezas das temperaturas médias do fluido secundário na entrada e na saída do evaporador foram de  $(IT_{9s})_{MÉDIA} = (IT_{8s})_{MÉDIA} = \pm 0,2^\circ C$ . Inserindo esses valores na Equação (IV.10), obtém-se a Equação (IV.11), onde nota-se que a incerteza da capacidade de refrigeração é uma função da diferença entre as temperaturas do fluido secundário na entrada e na saída do evaporador,  $T_{9s} - T_{8s}$ .

$$\left(\frac{IQ_{evap}^s}{Q_{evap}^s}\right)_{MÉDIA} = \sqrt{(0,009)^2 + \frac{(0,2)^2 + (0,2)^2}{(T_{9s} - T_{8s})^2}} \quad (IV.11)$$

Inserindo-se a capacidade,  $Q_{evap}^s$ , dentro da raiz quadrada, obtém-se a Equação (IV.12).

$$(IQ_{evap}^s)_{MÉDIA} = \sqrt{(0,009 \cdot Q_{evap}^s)^2 + 2 \cdot (0,2)^2 \cdot (\rho_{9s} \cdot \dot{V}_s^e \cdot c_{9s})^2} \quad (IV.12)$$

A capacidade de refrigeração máxima atingida nos testes foi de aproximadamente  $Q_{evap}^s = 800 W$ . O produto da densidade pela vazão volumétrica e pelo calor específico do fluido secundário que circula no evaporador variou muito pouco e apresentou um valor médio de aproximadamente  $\rho_{9s} \cdot \dot{V}_s^e \cdot c_{9s} = 76,5 W / ^\circ C$ . Inserindo os valores de  $Q_{evap}^s = 800 W$  e de  $\rho_{9s} \cdot \dot{V}_s^e \cdot c_{9s} = 76,5 W / ^\circ C$  na Equação (IV.12), obteve-se uma  $(IQ_{evap}^s)_{MÉDIA} = \sqrt{52 + 468}$ , onde nota-se que o termo oriundo das incertezas das temperaturas foi o que mais contribuiu para a incerteza total. Enfim, obteve-se uma incerteza da capacidade de refrigeração média do lado do fluido secundário  $(IQ_{evap}^s)_{MÉDIA} = \pm 23 W$ . Durante os testes apresentados neste trabalho, a maioria dos valores de capacidade encontrou-se dentro da faixa de 400 W a 700 W, o que geraria uma incerteza, em termos percentuais, de  $\pm 5,7\%$  a  $\pm 3,3\%$ .

Para a taxa de transferência de calor média do lado do fluido secundário no condensador, desenvolveu-se o mesmo procedimento, obtendo-se a Equação (IV.13).

$$\left(IQ_{cond}^s\right)_{MÉDIA} = \sqrt{\left(0,007 \cdot Q_{cond}^s\right)^2 + 2 \cdot (0,2)^2 \cdot \left(\rho_{4s} \cdot \dot{V}_s^c \cdot c_{4s}\right)^2} \quad (IV.13)$$

A taxa de transferência de calor máxima no condensador atingida nos testes foi de aproximadamente  $Q_{evap}^s = 950W$ . O produto da densidade pela vazão volumétrica e pelo calor específico do fluido secundário que circula no condensador variou muito pouco e apresentou um valor médio de aproximadamente  $\rho_{9s} \cdot \dot{V}_s^e \cdot c_{9s} = 84,1W/^\circ C$ . Inserindo estes valores na Equação (IV.13), obteve-se  $\left(IQ_{evap}^s\right)_{MÉDIA} = \sqrt{44 + 566}$ , onde nota-se novamente que o termo das incertezas das temperaturas foi o que mais contribuiu na incerteza total. Enfim, obteve-se uma incerteza da taxa de transferência de calor média do lado do fluido secundário de  $\left(IQ_{cond}^s\right)_{MÉDIA} = \pm 25W$ . Durante os testes apresentados neste trabalho, a maioria dos valores de taxa de transferência de calor no condensador encontrou-se dentro da faixa de 500 W a 850 W, o que geraria uma incerteza, em termos percentuais, de 5,0% a 2,9%.

### 9) Incertezas das taxas de transferência de calor médias obtidas pelo lado do fluido refrigerante no evaporador e no condensador

A capacidade de refrigeração (taxa de transferência de calor no evaporador) média do lado do fluido refrigerante foi obtida através da Equação (4.7). Sua incerteza de medição foi calculada a partir da Equação (IV.14).

$$\left(\frac{IQ_{evap}^r}{Q_{evap}^r}\right)_{MÉDIA} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{evap}^r}{\partial \dot{m}_r} \cdot \frac{(I\dot{m}_r)_{MÉDIA}}{Q_{evap}^r}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{evap}^r}{\partial h_{9r}} \cdot \frac{(Ih_{9r})_{MÉDIA}}{Q_{evap}^r}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{evap}^r}{\partial h_{7r}} \cdot \frac{(Ih_{7r})_{MÉDIA}}{Q_{evap}^r}\right)^2} \quad (IV.14)$$

Ao desenvolver os três termos de incerteza da Equação (IV.14), obtém-se a Equação (IV.15).

$$\left( \frac{IQ_{evap}^r}{Q_{evap}^r} \right)_{MÉDIA} = \sqrt{\left( \frac{I\dot{m}_r}{\dot{m}_r} \right)_{MÉDIA}^2 + \frac{(Ih_{9r})_{MÉDIA}^2 + (Ih_{7r})_{MÉDIA}^2}{(h_{9r} - h_{7r})^2}} \quad (IV.15)$$

A incerteza da vazão mássica média foi  $(I\dot{m}_r)_{MÉDIA} = \pm 0,50 \text{ kg/h}$ , valor calculado no item “4” deste apêndice.

A incerteza da entalpia na saída do evaporador,  $(Ih_{9r})_{MÉDIA}$ , foi calculada através da Equação (IV.16).

$$(Ih_{9r})_{MÉDIA} = \sqrt{\frac{\partial h_{9r}}{\partial P_{8r}} \cdot (IP_{8r})_{MÉDIA} + \frac{\partial h_{9r}}{\partial T_{9r}} \cdot (IT_{9r})_{MÉDIA}} \quad (IV.16)$$

Sabe-se, dos itens anteriores a este apêndice, que  $(IP_{8r})_{MÉDIA} = \pm 0,04 \text{ bar}$  e  $(IT_{9r})_{MÉDIA} = \pm 1,4^\circ\text{C}$ . As derivadas parciais da entalpia em relação à pressão e à temperatura foram aproximadas numericamente e inseridas na Equação (IV.16) juntamente com as incertezas da pressão e da temperatura médias. Ao final, obteve-se uma incerteza  $(Ih_{9r})_{MÉDIA} = 1,3 \text{ kJ/kg}$ .

De forma semelhante procedeu-se para a entalpia média na entrada do evaporador, obtendo-se, ao final, uma incerteza  $(Ih_{8r})_{MÉDIA} = 0,3 \text{ kJ/kg}$ .

Inserindo-se os valores de  $(I\dot{m}_r)_{MÉDIA} = \pm 0,50 \text{ kg/h}$ ,  $(Ih_{9r})_{MÉDIA} = 1,3 \text{ kJ/kg}$  e  $(Ih_{8r})_{MÉDIA} = 0,3 \text{ kJ/kg}$  na Equação (IV.15), obtém-se a Equação (IV.17).

$$\left( \frac{IQ_{evap}^r}{Q_{evap}^r} \right)_{MÉDIA} = \sqrt{\left( \frac{0,5}{\dot{m}_r} \right)^2 + \frac{(1,3)^2 + (0,3)^2}{(h_{9r} - h_{7r})^2}} \quad (IV.17)$$

Durante os ensaios, a diferença de entalpia no evaporador,  $h_{9r} - h_{7r}$ , variou aproximadamente entre 150 kJ/kg e 174 kJ/kg. Então, assumindo um valor médio para diferença de entalpia igual a 160 kJ/kg e uma vazão mássica média de 10 kg/h, obtém-se que o primeiro termo do interior da raiz quadrada é da ordem de 1E-3 e o segundo termo, da ordem de 1E-5. O segundo termo pode, portanto, ser desprezado, obtendo-se, então, a Equação (IV.18).



$$\left( \frac{IQ_{evap}^r}{Q_{evap}^r} \right)_{MEDIA} = \sqrt{\left( \frac{0,5}{\dot{m}_r} \right)^2} \quad (IV.18)$$

Rearranjando a Equação (IV.18) e inserindo fatores de conversão de unidades da vazão mássica (de kg/h para kg/s) e da entalpia (kJ/kg para J/kg), obtém-se a Equação (IV.19).

$$(IQ_{evap}^r)_{MEDIA} = (0,5) \cdot (h_{9,r} - h_{7,r}) \cdot (1000 / 3600) \quad (IV.19)$$

Assumido uma diferença de entalpia média de 160 kJ/kg, chegou-se a uma incerteza de aproximadamente  $(IQ_{evap}^r)_{MEDIA} = 22 W$ , valor próximo ao da incerteza de 23 W obtida pelo lado do fluido secundário.

Do lado do condensador, seguindo o mesmo procedimento e assumindo uma diferença de entalpia média de 190 kJ/kg, obteve-se uma incerteza de aproximadamente  $(IQ_{cond}^r)_{MEDIA} = 26 W$ , valor também próximo ao da incerteza de 25 W obtida pelo lado do fluido secundário.

## 9) Incerteza do COP

O coeficiente de performance (COP) médio num ponto de operação foi obtido através da Equação (4.11). Sua incerteza de medição foi calculada a partir da Equação (IV.20).

$$(ICOP)_{MEDIA} = \sqrt{\left( \frac{\partial COP}{\partial Q_{evap}^s} \cdot (IQ_{evap}^s)_{MEDIA} \right)^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial \dot{W}_{elet}} \cdot (I\dot{W}_{elet})_{MEDIA} \right)^2} \quad (IV.20)$$

Ao desenvolver os dois termos de incerteza da Equação (IV.20), obtém-se a Equação (IV.21).

$$(ICOP)_{MEDIA} = \sqrt{\left( \frac{(IQ_{evap}^s)_{MEDIA}}{\dot{W}_{elet}} \right)^2 + \left( \frac{Q_{evap}^s}{(\dot{W}_{elet})^2} \cdot (I\dot{W}_{elet})_{MEDIA} \right)^2} \quad (IV.21)$$

A Equação (IV.21) pode ser escrita conforme a Equação (IV.22).

$$(ICOP)_{MÉDIA} = \left( \frac{1}{\dot{W}_{elet}} \right) \cdot \sqrt{\left( IQ_{evap}^s \right)_{MÉDIA}^2 + \left( COP \cdot \left( I\dot{W}_{elet} \right)_{MÉDIA} \right)^2} \quad (IV.22)$$

Assumindo um COP máximo de 3,0 e inserindo-se as incertezas  $\left( IQ_{evap}^s \right)_{MÉDIA} = \pm 23W$  e  $\left( I\dot{W}_{elet} \right)_{MÉDIA} = \pm 3W$  na Equação (IV.22), obtém-se a Equação (IV.23), onde nota-se que o termo oriundo da incerteza da capacidade de refrigeração é o de maior peso no cômputo da incerteza do COP.

$$(ICOP)_{MÉDIA} = \left( \frac{1}{\dot{W}_{elet}} \right) \cdot \sqrt{529 + 81} \quad (IV.23)$$

Finalmente, pode-se obter a expressão final para a incerteza do COP (Equação IV.24), a qual é uma função da potência do compressor.

$$(ICOP)_{MÉDIA} = \pm \frac{25}{\dot{W}_{elet}} \quad (IV.24)$$

## Apêndice V - Procedimentos de teste e Tabela de Instrumentação

### 1) Procedimentos de teste

O procedimento de partida da bancada está descrito abaixo:

- 1) Acionar disjuntor;
- 2) Desativar chave de emergência;
- 3) Acionar chave de comando;
- 4) Acionar banho do condensador e banho do evaporador;
- 5) Acionar inversores;
- 6) Acionar medidores de vazão tipo turbina;
- 7) Acionar medidor de vazão mássica Coriolis;
- 8) Acionar compressor;
- 9) Acionar válvula de expansão;
- 10) Acionar transdutores elétricos;
- 11) Acionar o sistema de aquisição;
- 12) Acionar o computador;
- 13) Acionar as chaves On/Off, bomba e refrigeração do banho do condensador;
- 14) Ajustar temperatura do banho do condensador;
- 15) Acionar a chave On/Off do banho do evaporador;
- 16) Ajustar temperatura do banho do evaporador;
- 17) Rodar o programa de aquisição de dados (*LabView*);
- 18) Colocar o nome no arquivo do teste;
- 19) Verificar tensão no compressor  $122 \pm 2$  V, para partida no compressor;
- 20) Iniciar gravação;
- 21) Checar se há alguma anomalia com alguma variável;
- 22) Anotar pressões se a bancada estiver em vácuo;
- 23) Acionar e ajustar rotação das bombas do evaporador e do condensador via *LabView*.  
Em seguida checar as leituras das vazões das bombas;
- 24) Caso seja necessário carregar a bancada com fluido refrigerante, executar procedimento de carga;
- 25) Fechar válvula de retorno de óleo do filtro coalescente;
- 26) Checar as seguintes válvulas:
  - a. Válvula de retorno de óleo do filtro coalescente (fechada);
  - b. Válvula de entrada das EEV's (abertas);
  - c. Válvula de retorno do óleo do separador (aberta);
  - d. Válvula de by pass do trocador de calor interno (fechada);
  - e. Válvula de by pass do separador de óleo (fechada);

- f. Válvula de by pass do fluxímetro Coriolis (fechada);
- 27) Ajustar abertura da válvula de expansão;
- 28) Acionar compressor (ajustar rotação e apertar botão On/Off);
- 29) Anotar horário da partida do compressor no verso da planilha;
- 30) Iniciar procedimento de ensaio.

O procedimento de parada da bancada está descrito abaixo:

- 1) Interromper gravação (via *LabView*);
- 2) Recolher carga (através da válvula de retorno de gás, aprox. 300 g), caso necessário;
- 3) Desligar compressor (ajustar rotação em zero e desligar botão via *LabView*);
- 4) Abrir válvula de retorno de óleo do filtro coalescente;
- 5) Desligar banho do condensador (botão I/O) e o banho do evaporador (botão I/O);
- 6) Ajustar em zero a rotação nas duas bombas (via *LabView*);
- 7) Desligar botões ON/OFF das duas bombas (via *LabView*);
- 8) Ajustar em zero a válvula de expansão eletrônica (via *LabView*);
- 9) Desligar chave da válvula de expansão (CVE);
- 10) Desligar o restante das chaves tipo botoeira
- 11) Desligar chave de comando e chave geral;
- 12) Desligar disjuntor trifásico;
- 13) Parar o programa de aquisição de dados e fechar *LabView*;
- 14) Desligar computador e sistema de aquisição.

## 2) Tabela de instrumentação

A Tabela VI.1 mostra a relação de canais e cabos de instrumentação da bancada experimental.

Tabela V.1 - Relação de canais e cabos de instrumentação

Grandeza	Cabo	Módulo	Canal
Vazão mássica de refrigerante do medidor Coriolis	UXM	2	04
Frequência do medidor turbina do condensador	TURC		05
Frequência do medidor turbina do evaporador	TURE		06
Transdutor de potência ativa de 1000 W	T1000		10
Transdutor de potência ativa de 500 W	T500		11
Transdutor de corrente	TC		12
Transdutor de tensão	TT		13
Transdutor de pressão absoluta CONT 01	CONT 01		16
Transdutor de pressão absoluta CONT 02	CONT 02		17
Transdutor de pressão absoluta CONT 03	CONT 03		18
Transdutor de pressão absoluta CONT 04	CONT 04		19
Temperatura do refrigerante na entrada do condensador	02	3	03
Temperatura do refrigerante na saída do condensador	03		04
Temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador	09		05
Temperatura do fluido secundário na saída do evaporador	10		06
Temperatura do refrigerante na entrada do evaporador	20		07
Temperatura do refrigerante na saída do evaporador	05	4	01
Temperatura do refrigerante na sucção do compressor	06		02
Temperatura do refrigerante na descarga do compressor	01		03
Temperatura da carcaça do compressor	26		04
Temperatura do refrigerante na entrada da EEV	04		05
Temperatura do refrigerante (vapor) na entrada do trocador interno	25		06
Temperatura do refrigerante (vapor) na saída do trocador interno	24		07
Temperatura do fluido secundário na entrada do condensador	07	5	01
Temperatura do fluido secundário na saída do condensador	08		02
Temperatura ambiente	AM		03
Temperatura do fluido secundário no medidor turbina do evaporador	27		04
Temperatura do fluido secundário no medidor turbina do condensador	29		05
Temperatura do refrigerante (líquido) na entrada do trocador interno	23	6	01
Temperatura do refrigerante (líquido) na saída do trocador interno	22		02
Saída de controle da rotação do motor da bomba do condensador	C	7	00
Saída de controle da rotação do motor da bomba do evaporador	E		01
Saída a relé para acionamento do motor da bomba do condensador	----	8	00
Saída a relé para acionamento do motor da bomba do evaporador	----		01