

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE  
COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO SEGUNDO UM  
CICLO SUPERAQUECIDO DE TESTE**

**LEANDRO DE AZEVEDO LIMA JOFFILY**

**ORIENTADOR: JOÃO MANOEL DIAS PIMENTA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**BRASÍLIA/DF: OUTUBRO – 2007**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE  
COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO SEGUNDO UM  
CICLO SUPERAQUECIDO DE TESTE**

**LEANDRO DE AZEVEDO LIMA JOFFILY**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA  
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS  
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM  
CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**APROVADA POR:**

---

**Profº João Manoel Dias Pimenta, Doutor (UnB-ENM)  
(Orientador)**

---

**Profº Tito Dias Junior, Doutor (UnB-ENM)  
(Examinador Interno)**

---

**Profº Jose Alberto dos Reis Parise, Doutor (PUC - RJ)  
(Examinador Externo)**

**BRASÍLIA/DF, 11 DE OUTUBRO DE 2007**

## FICHA CATALOGRÁFICA

Joffily, Leandro de Azevedo Lima

Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste xvii, 140 p., 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Engenharia Mecânica, 2007). Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica

- |                                 |                          |
|---------------------------------|--------------------------|
| 1. Caracterização de desempenho | 2. Ciclo de refrigeração |
| 3. Compressor                   | 4. Eficiência            |
| I. ENM/FT/UnB                   | II. Título (Série)       |

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Joffily, L. (2007). Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste. Dissertação de Mestrado em Ciência Mecânica, publicação CDU 115/07, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 140p.

## CESSÃO DE DIREITO

AUTOR: Leandro de Azevedo Lima Joffily

TÍTULO: Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste

GRAU: Mestre

ANO: 2007

É conhecida a Universidade de Brasília permissão para produzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósito acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

---

Leandro de Azevedo Lima Joffily  
SQS 310, Bloco G, Apartamento 403  
70363-070 Asa Sul – DF – Brasil.  
e-mail: leandro\_joffily@yahoo.com.br

## Agradecimentos

*Agradeço a compreensão e colaboração de todos que, de alguma forma, participaram e apoiaram na superação de mais essa etapa da minha carreira. Em especial agradeço a minha esposa Cláudia, meus familiares Maria Teresa, Antonio Joffily, Eduardo Levy, Irene e Bárbara. Por fim agradeço aos companheiros que labutaram diariamente para a conclusão desse trabalho, meu orientador, professor Dr. João Manoel Dias Pimenta, e os colegas engenheiros Bruce dos Santos, Eduardo Juliano e Robson.*

*Faço também um agradecimento às empresas Embraco, Danfoss, ACP Termotecnica, Famac e Johnson Controls por fornecerem equipamentos para a montagem do aparato experimental.*

*Leandro de Azevedo Lima Joffily*

O presente trabalho tem como finalidade a avaliação de uma metodologia de testes de caracterização de desempenho de compressores, de ar condicionado e refrigeradores. Essa metodologia visa reduzir o tempo para a realização de testes de desempenho e reduzir o consumo de energia para esse mesmo fim. Para a consolidação dessa metodologia, foi construída uma bancada didática e utilizado um modelo computacional, a fim de obter resultados que validem os obtidos aqueles experimentais.

A bancada de testes tem configuração física diferente dos ciclos de compressão a vapor. Na bancada, o refrigerante é trabalhado apenas na região de vapor superaquecido. Para alcançar esse objetivo, a bancada é composta por um compressor seguido de um dispositivo de expansão e, posteriormente, um trocador de calor responsável pelo dessuperaquecimento do refrigerante. Uma segunda opção de montagem da bancada é a troca de posição entre o dispositivo de expansão e o trocador de calor, dessa forma o dessuperaquecimento do refrigerante é feito antes de sua expansão. Finalmente, a utilização da combinação entre a primeira e a segunda opção de montagem pode ser utilizada. Nesse caso, o refrigerante sofrerá um pequeno dessuperaquecimento seguido de uma expansão, voltando a ser dessuperaquecido após o dispositivo de expansão. Essa gama de opções é utilizada com a finalidade de ampliar a faixa de testes, já que cada configuração apresenta uma limitação específica. Para um refinamento ainda maior dos resultados uma câmara calorimétrica é montada ao redor do compressor.

Os ensaios realizados na bancada mostraram que a metodologia apresenta resultados satisfatórios. A operação da bancada é simples e eficiente, fato comprovado pelos 85% dos ensaios realizados estarem dentro da faixa de operação do compressor e esses ensaios cobrirem 55% da área de operação do mesmo. A agilidade de alterações de condições de ensaio é notória, pois o tempo médio de alteração de condições de operação foi de 30 minutos. Além disso, os resultados aproximaram-se dos dados indicados no catálogo do compressor testado.

**Palavras-chave:** *compressor, ar condicionado, refrigeração, teste de compressores, modelagem.*

---

## ABSTRACT

The concern with the energy crisis worldwide, which is assessed a methodology for the characterization tests the performance of compressors, air conditioners and refrigerators. This approach aims to reduce the time for the testing of performance and reduce the consumption of energy to the same end. To consolidate this methodology, was built a didactic workbench, along with a computational model in order to obtain results that validate those obtained experimentally.

The bench tests have different physical configuration of the steam cycles of compression. At the workbench, the refrigerant is working only in the region of steam overheated. To achieve this goal, the workbench is composed of a compressor followed by a device for expansion and, subsequently, a heat exchanger unoverheated responsible for the coolant. A second option for assembly of the stand is the exchange of position between the device and the expansion of the heat exchanger, so the unoverheated the coolant is done before its expansion. Finally, the use of the combination between the first and the second option of mounting can be used, so the coolant will suffer a small unoverheated followed by an expansion, returning to unoverheated after the device for expansion. This range of options is used for the purpose of broadening the range of tests, as each configuration provides a specific limitation. For an even greater refinement of the results calorimetric chamber mounted around the compressor.

Tests conducted in workbench showed that the methodology gives satisfactory results. The operation of the stand is simple and efficient. This fact is evidenced by the 85% of the tests were within the range of operation of the compressor and these tests cover 55% of the area of operation of the same. The speed of change of a test is notorious because the average time for changes to conditions of operation was 30 minutes. In addition, the results are closer to the data listed in the catalog of compressor tested.

**Keywords:** *compressor, air conditional, refrigeration, test of compressors, modeling.*

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA .....	1
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	3
1.2.1 Métodos de teste de compressores .....	3
1.2.2 Testes de compressores com ciclo de vapor superaquecido .....	4
1.2.3 Modelagem e simulação de compressores .....	6
1.3 OBJETIVO .....	9
1.4 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO .....	9
<b>2 DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO</b> .....	<b>11</b>
2.1 CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR .....	11
2.2 COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO .....	12
2.3 CARACTERIZAÇÃO DE DESEMPENHO .....	15
2.4 NORMAS DE ENSAIO .....	17
2.5 METODOLOGIA PARA OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA E POTÊNCIA .....	18
2.5.1 Obtenção direta .....	19
2.5.2 Modelagem .....	19
2.5.3 Balanço de energia .....	29
<b>3 METODOLOGIA PROPOSTA – CICLO SUPERAQUECIDO</b> .....	<b>33</b>
3.1 FINALIDADE DA METODOLOGIA PROPOSTA .....	34
3.2 COMPONENTES CONSTRUTIVOS NECESSÁRIOS .....	34
3.3 CONTROLES NECESSÁRIOS .....	35
3.4 PARÂMETROS NECESSÁRIOS .....	35
3.5 INSTRUMENTAÇÃO NECESSÁRIA .....	36
3.6 EQUACIONAMENTO UTILIZADO .....	36
3.7 APRESENTAÇÃO DO RESULTADO .....	37
<b>4 APARATO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>39</b>
4.1 BANCADA DE ENSAIOS .....	39
4.1.1 Compressor .....	42
4.1.2 Trocador bitubular .....	45
4.1.3 Dispositivo de expansão .....	46

4.1.4	Calorímetro.....	47
4.2	INSTRUMENTAÇÃO.....	50
4.2.1	Temperatura .....	52
4.2.2	Pressão.....	53
4.2.3	Vazão.....	54
4.2.4	Potência .....	55
4.2.5	Aquisição de dados.....	56
4.3	CONTROLE DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO .....	59
4.3.1	Controle de temperatura e pressão .....	59
<b>5</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>61</b>
5.1	CONJUNTO DE ENSAIOS – VISÃO GERAL.....	61
5.2	ANÁLISE DE ERRO DOS RESULTADOS .....	64
5.3	AVALIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE REFRIGERANTE .....	65
5.3.1	Balanço de energia sobre o calorímetro .....	65
5.3.2	Simulação do compressor.....	67
5.2.3	Comparação entre os resultados obtidos pelo balanço de energia e os resultados simulados.....	68
5.4	AVALIAÇÃO DA POTÊNCIA CONSUMIDA PELO COMPRESSOR.....	69
5.4.1	Balanço de energia sobre o calorímetro .....	69
5.4.2	Simulação do compressor.....	70
5.4.3	Comparação entre os resultados obtidos pelo balanço de energia e os resultados simulados.....	71
5.5	AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS DE EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR .....	72
5.5.1	Balanço de energia sobre o calorímetro – Eficiência Isentrópica .....	72
5.5.2	Simulação do compressor – Eficiência Isentrópica.....	73
5.5.3	Comparação entre os resultados obtidos pelo balanço de energia e os resultados simulados – Eficiência Isentrópica.....	73
5.5.4	Balanço de energia sobre o calorímetro – Coeficiente de Performance .....	74
5.5.5	Simulação do compressor – Coeficiente de Performance .....	76

5.5.6	Comparação entre os resultados obtidos pelo balanço de energia e os resultados simulados – Coeficiente de Performance .....	77
5.6	AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DO CICLO .....	77
5.6.1	Avaliação da alteração da quantidade de refrigerante no ciclo .....	78
5.6.2	Avaliação da alteração da vazão de refrigerante no ciclo .....	82
5.6.3	Avaliação da alteração da vazão de água do circuito secundário no ciclo.....	86
5.7	AVALIAÇÃO DA REPETIBILIDADE DOS RESULTADOS .....	92
5.8	AVALIAÇÃO DO TEMPO DE AJUSTE DO CICLO SUPERAQUECIDO .....	93
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....</b>	<b>95</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>98</b>
	<b>ANEXOS .....</b>	<b>101</b>

# LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Constante dos gases e fator de correção para o R134a.....	23
Tabela 2.2 – Dados do catálogo do fabricante. ....	26
Tabela 2.3 – Parâmetros identificados para o modelo. ....	28
Tabela 4.1 – Dados dimensionais do compressor EM55HNR.....	42
Tabela 4.2 – Faixa de operação do módulo 8018.....	57
Tabela 4.3 – Configurações da faixa de operação do módulo 8017. ....	57
Tabela 5.1 – Visão geral dos ensaios. ....	61
Tabela 5.2 – Resultados dos ensaios. ....	66
Tabela 5.3 – Erro associado ao valor da vazão mássica.....	67
Tabela 5.4 – Valores de superaquecimento para os ensaios. ....	68
Tabela 5.5 – Resultados simulados para a vazão mássica de refrigerante. ....	68
Tabela 5.6 – Potência consumida pelo compressor medida de forma direta. ....	70
Tabela 5.7 – Resultados obtidos para o consumo de energia do compressor através do modelo adotado. ....	70
Tabela 5.8 – Valores obtidos pelo balanço de energia sobre o calorímetro de eficiência isentrópica. ....	72
Tabela 5.9 – Erro associado ao valor da eficiência isentrópica. ....	73
Tabela 5.10 – Eficiência isentrópica simulada para o compressor. ....	73
Tabela 5.11 – Valores do coeficiente de performance obtido pelo balanço de energia no calorímetro. ....	75
Tabela 5.12 – Erro associado ao coeficiente de performance.....	75
Tabela 5.13 – Coeficiente de performance simulado para o compressor.....	76
Tabela 5.14 – Variação dos resultados repetidos. ....	92
Tabela 5.15 – Variação máxima para os resultados. ....	92
Tabela III.1 – Dados da calibração do transdutor de alta pressão (0 a 40bar).....	110

Tabela III.2 - Dados da calibração do transdutor de baixa pressão (0 a 10bar).....	111
Tabela III.3 - Dados da calibração do transdutor de potência.....	116
Tabela III.4 – Resultado obtido durante a calibração do PT 100 utilizado na sucção do compressor. ....	117
Tabela III.5 – Resultado obtido durante a calibração do PT 100 utilizado na descarga do compressor. ....	118

# LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Projeção do consumo de energia elétrica para o setor residencial do Brasil (E&E, 2002).....	2
Figura 2.1 – Ciclo de compressão a vapor padrão. a) processo no diagrama p-h. b) representação esquemática .....	11
Figura 2.2 – Sobreposição do ciclo de compressão a vapor real e padrão.....	12
Figura 2.3 – Tipos de compressores de acordo com a faixa de aplicação.....	12
Figura 2.4 – Ciclo de compressão do compressor alternativo.....	13
Figura 2.5 – Diagrama Pressão x Posição da manivela.....	14
Figura 2.6 – Diagrama pressão x Volume deslocado na compressão. ....	15
Figura 2.7 – Esquema conceitual adotado no modelo para os fluxos de energia e massa de um compressor hermético (Silva 1995).....	19
Figura 2.8 – Modificação idealizada do processo de compressão pela ocorrência do aquecimento do gás e perdas de carga nas válvulas de sucção e descarga. ....	20
Figura 2.9 – Diagrama Pressão x Volume do processo de compressão.....	21
Figura 2.10 – Ilustração do modelo utilizado.....	25
Figura 2.11 – Identificação de parâmetros para a potência consumida por meio de uma regressão linear.....	27
Figura 2.12 - Identificação de parâmetros para a vazão volumétrica por meio de uma regressão linear.....	27
Figura 2.13 – Resultados do modelo X dados de catálogo para a vazão mássica gerada pelo compressor. ....	29
Figura 2.14 – Resultado simulado X dados de catálogo para a potência consumida pelo compressor. ....	29
Figura 2.15 – Balanço de energia para o compressor. ....	30
Figura 2.16 – Balanço de energia do compressor no interior da câmara calorimétrica. ....	31
Figura 3.1 – Diagramas Pressão x Entalpia do ciclo proposto.....	33

Figura 3.2 – Temperatura de condensação x Temperatura de evaporação .....	38
Figura 3.3 – Exemplo de funcionamento em regime permanente da bancada.....	38
Figura 4.1 – Bancada construída e utilizada para os ensaios experimentais.....	39
Figura 4.2 – Diagrama esquemático da bancada de teste (Santos e Santos, 2006).....	40
Figura 4.3 – Diagrama de blocos da bancada de teste (Santos e Santos, 2006).....	41
Figura 4.4 – Compressor testado (Embraco, 2006).....	43
Figura 4.5 – Dimensões do compressor testado (Embraco, 2006).....	43
Figura 4.6 – Faixa de operação do compressor testado.....	44
Figura 4.7 – Curvas do consumo de potência do compressor (Embraco, 2006).....	44
Figura 4.8 – Curvas de fluxo mássico do compressor (Embraco, 2006). ....	44
Figura 4.9 – Ilustração do modo de operação dos trocadores de calor bitubular .....	45
Figura 4.10 – Trocador de calor bitubular (ACP Termotécnica, 2006).....	46
Figura 4.11 – Dispositivo de expansão (Danfoss, 2006).....	46
Figura 4.12 – Calorímetro.....	47
Figura 4.13 – Sistema de controle de temperatura do calorímetro. (a) trocador e ventilador interno, (b) trocador e ventilador externo.....	48
Figura 4.14 – Ilustração da forma como a perda de calor do calorímetro é identificada. ....	49
Figura 4.15 – Coeficiente global de transferência de calor (U.A) para o calorímetro .....	50
Figura 4.16 – Diagrama esquemático do posicionamento dos sensores (Santos e Santos, 2006).....	51
Figura 4.17 – (a) foto do poço termométrico, (b) figura esquemática do poço termométrico. ....	52
Figura 4.18 – Instrumentação usada na medição de temperaturas: (a) Sensor PT-100, (b) Condicionador de sinal.....	53
Figura 4.19 – Medição de pressão: (a) Ponto de tomada de pressão, (b) Transdutor de pressão utilizado.....	54
Figura 4.20 – Rotâmetro, (Applitech, 2006).....	54
Figura 4.21 – Transdutor de potência.....	55
Figura 4.22 – Sistema de aquisição de dados.....	56

Figura 4.23 – Módulos de aquisição de dados. ....	56
Figura 4.24 – Controlador Lógico Programável. ....	59
Figura 5.1 – Ensaio realizados.....	62
Figura 5.2 – Configuração do primeiro grupo de ensaios. ....	62
Figura 5.3 – Configuração do segundo grupo de ensaios. ....	63
Figura 5.4 – Ensaio realizados separados pela carga de refrigerante do ciclo. ....	63
Figura 5.5 – Relação do erro da vazão mássica com a vazão mássica.....	67
Figura 5.6 – Comparação entre os valores da vazão mássica simulada e obtida pelo balanço energético. ....	69
Figura 5.7 - Comparação entre os valores da potência consumida simulado e obtida diretamente. ....	71
Figura 5.8 - Comparação entre os valores da eficiência isentrópica simulado e obtida pelo balanço de energia. ....	74
Figura 5.9 – Variação do erro do coeficiente de performance. ....	76
Figura 5.10 – Comparação entre o COP obtido pela balanço de energia no calorímetro e simulado. ....	77
Figura 5.11 – Comportamento do ciclo superaquecido em relação à variação de massa de refrigerante. ....	79
Figura 5.12 – Variação do superaquecimento para diversas massas de refrigerante no ciclo. ....	79
Figura 5.13 – Elevação da temperatura de descarga em relação à carga de refrigerante no ciclo. ....	80
Figura 5.14 – Variação da potência elétrica em relação à carga de refrigerante do ciclo. ....	80
Figura 5.15 – Variação da vazão mássica em relação à carga de refrigerante do ciclo. ....	81
Figura 5.16 – Variação do Coeficiente de Performance em relação à carga de refrigerante do ciclo. ....	81
Figura 5.17 – Variação do ciclo superaquecido em relação à variação da abertura do dispositivo de expansão. ....	82
Figura 5.18 – Variação da temperatura de sucção do compressor em relação à variação do fluxo de massa. ....	83

Figura 5.19 - Variação da temperatura de sucção do compressor em relação à variação do fluxo de massa.....	84
Figura 5.20 – Variação da potência em relação ao fluxo mássico.....	84
Figura 5.21 – Variação das perdas do compressor para o ambiente.....	85
Figura 5.22 – Variação do COP em relação à vazão mássica.....	85
Figura 5.23 – Variação da eficiência isentrópica em relação à vazão mássica.....	86
Figura 5.24 – Posição do ciclo em relação à variação da vazão da água do circuito secundário.....	87
Figura 5.25 – Variação da vazão mássica em relação à abertura da válvula do circuito de água.....	89
Figura 5.26 – Variação da potência consumida pelo compressor em relação à variação da vazão mássica da água do circuito secundário.....	90
Figura 5.27 – Variação do Coeficiente de Performance em relação à variação da vazão mássica da água do circuito secundário.....	91
Figura 5.28 – Variação da eficiência isentropica em relação à temperatura de condensação..	91
Figura 5.29 – Variações entre pontos de operação da bancada.....	93
Figura 5.30 – Relação entre variação da razão de compressão e tempo de transiência da bancada.....	94
Figura II.1 – Fluxo de água e refrigerante no trocador bitubular.....	103
Figura III.1 – Curva de calibração para transdutor de pressão de alta pressão (0 a 40bar) ...	110
Figura III.2 – Curva de calibração para transdutor de pressão de alta pressão (0 a 40bar) ...	111
Figura III.3 – Curva de calibração do transdutor de potência.....	117
Figura III.4 - Curva de calibração do transdutor de temperatura utilizado na sucção do compressor.....	117
Figura III.5 - Curva de calibração do transdutor de temperatura utilizado na descarga do compressor.....	118
Figura V.1 – Ensaios de 1 a 8.....	138
Figura V.2 – Ensaios de 9 a 12.....	138

Figura V.3 – Ensaaios de 13 a 16.....	139
Figura V.4 – Ensaaios de 17 a 20.....	139
Figura V.5 – Ensaaios de 21 a 24.....	140
Figura V.6 – Ensaaios de 25 a 36.....	140

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$A$	Área	$m^2$
$d$	Diâmetro	mm
$e$	Espessura	m
$g$	Aceleração da gravidade	$m/s^2$
$h$	Coefficiente convectivo de transferência de calor	$W/m^2.K$
$h$	Entalpia	$kJ/kg$
$k$	Condutividade térmica	$W/m.K$
$l$	Comprimento	m
$L$	Curso do pistão	mm
$\dot{m}$	Vazão mássica	$kg/s$
$N$	Rotação do cilindro	rps
$n$	Número de cilindros	
$Q$	Calor trocado	$kW$
$r$	Constante dos gases	$J/kg.K$
$T$	Temperatura	$^{\circ}C$
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	$W/m^2.K$
$V$	Volume aspirado	$m^3$
$V_c$	Volume de espaço nocivo	$m^3$
$V_s$	Volume varrido	$m^3$
$\dot{V}$	Vazão volumétrica	$m^3/s$
$v$	Volume específico	$m^3/kg$
$\dot{W}$	Potência específica	$kW$
$Z$	Fator de correção	

## Símbolos Gregos

$\alpha$	Fator de perda	
$\mu$	Viscosidade dinâmica	$N.s/m^2$
$\eta$	Eficiência	
$\Delta$	Diferença entre duas grandezas similares	

$\gamma$	Coeficiente isentrópico	
$\rho$	Massa específica	kg/m <sup>3</sup>

### Grupos Adimensionais

$Nu$	Número de Nusselt
$Re$	Número de Reynolds
$Pr$	Número de Prandtl

### Subscritos

$amb$	Ambiente
$aux$	Auxiliar
CAL	Calorímetro
$cd$	Condensador
$cil$	Cilindro
$cp$	Compressor
$cu$	Cobre
$el$	Elétrica
$ev$	Evaporador
$eva$	Evaporador
$i$	Entrada
$in$	Interna
$iso$	Isentrópico
LO	Perda
$o$	Saída
$oil$	Óleo
$out$	Externo
$real$	Real
$ref$	Refrigerante
$sh$	Eixo
$tb$	Trocador bitubular
$v$	Volumétrico
$w$	Água

## Sobrescritos

- Variação temporal
- Média

## Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas	
ASHRAE	American Society of Heating, Ventilation and Air Conditioning, Inc	
BEN	Balanco Energético Nacional	
CLP	Controlador Lógico Programável	
COP	Coeficiente de Performance	
$C_f$	Fator de espaço nocivo	
$C_p$	Calor específico	kJ/kg.K
ISO	International Standardization Organization	
LMTD	Diferença Média Logarítmica de Temperatura	
MME	Ministério de Minas e Energia	
OPEP	Organização dos países exportadores de petróleo	
PAT	Saídas de ajuste de posição	
PIB	Produto Interno Bruto	
PID	Proporcional integral e derivativo	
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica	
PV	Variável de processo	
RSP	Variável de configuração remota	

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

Embora não constituam percepção geral das últimas gerações, os sistemas de refrigeração e ar condicionado são um avanço tecnológico recente, que proporcionaram uma revolução silenciosa no modo de vida da sociedade moderna. Diversos exemplos de impacto da refrigeração e climatização no cotidiano do ser humano podem ser citados, como o da conservação de alimentos, equipamentos eletrônicos que trabalham em ambientes condicionados a temperaturas constantes e o conforto térmico de ambientes.

O principal componente responsável por esse resultado é o compressor, sendo o principal foco de estudos para o ciclo de compressão. Ele é o responsável pelo consumo de energia do ciclo de compressão a vapor.

Historicamente, o desenvolvimento de sistemas de refrigeração e ar condicionado sofreu forte influência da evolução da indústria de geração e distribuição de energia elétrica. O crescimento populacional e o conseqüente crescimento na demanda por energia, resultaram em uma elevação no custo da energia. Esse fato desencadeou uma série de desafios aos engenheiros. Alternativas inovadoras para o aumento da eficiência e melhora do ciclo de compressão a vapor têm sido seriamente consideradas para minimizar os custos de consumo de energia elétrica.

Atualmente 15,6% da energia consumida no mundo é elétrica. Esse valor fica atrás apenas do consumo de petróleo que é de 43,0% e de gás que é de 16,3%. Apesar do surgimento de novas formas de energia, a energia elétrica ainda é de grande importância para a humanidade.

No Brasil, não houve grande preocupação com a matriz energética até 1981, pois desde a década de 60 o país nunca havia sido afetado por crises mundiais de energia. A crise mundial do petróleo dos anos 70, devido à política de exportações implantada pela Organização dos Países Exportadores de Petróleo (OPEP), não afetou gravemente o país, pois foi amenizada pelo grande potencial hidráulico e pela implantação do programa Pró-álcool em 1975.

Em 1981, o Ministério de Minas e Energia (MME) formulou o Modelo Energético Brasileiro, um documento básico estabelecendo as estratégias de ação do governo. Esse documento destacava o aproveitamento hidráulico do Brasil para gerar energia. Como resultado, a participação da energia elétrica como fonte primária dentro do país saltou de 16%, em 1971, para 37,8%, em 1992 e a capacidade instalada de produção aumentou em 5 vezes no mesmo

período. Esse quadro culminou em uma grande dependência da energia elétrica, já que, segundo o Ministério de Minas e Energia, para o ano de 2003 o consumo da mesma é de 16,3% ficando atrás apenas do consumo de petróleo, que é de 43,8% (BEN, 2004; PROCEL, 2003).

Todos os tipos de energia estão distribuídos da seguinte forma: Industrial 37,7%, Comercial 2,8%, Público 1,8%, Residencial 11,6%, Energético 8,8%, Agropecuário 4,5%, Transportes 26,2%. Os 16,3% que representam o consumo de energia elétrica estão distribuídos da seguinte forma: 46,9% na indústria, 22,3% no setor residencial, 14,1% no setor comercial e 8,69% no setor público. Esse consumo de energia elétrica está distribuído pelo país da seguinte forma: Sudeste 54,8%, Sul 17%, Nordeste 15,6%, Centro-Oeste 7,4% e Norte 5,2%. Esse perfil levou o país a uma grande crise energética em 2001 e 2002, levando a queda ou falta de energia elétrica freqüentes e alguns "blecautes" de maior duração.

A situação tende a se agravar devido ao baixo nível de investimento aplicado pelo governo no setor, apesar de o mesmo ter sancionado a lei N° 10.295, de 17 do outubro de 2001 que dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia. Observa-se que existe uma correlação entre o consumo de energia e o Produto Interno Bruto (PIB) de cada país. O Brasil ainda consome menos energia que países que possuem o mesmo PIB. Segundo o sítio Economia & Energia (2002) uma projeção para o crescimento do consumo de energia pelo setor residencial é representada pela fig. (1.1).

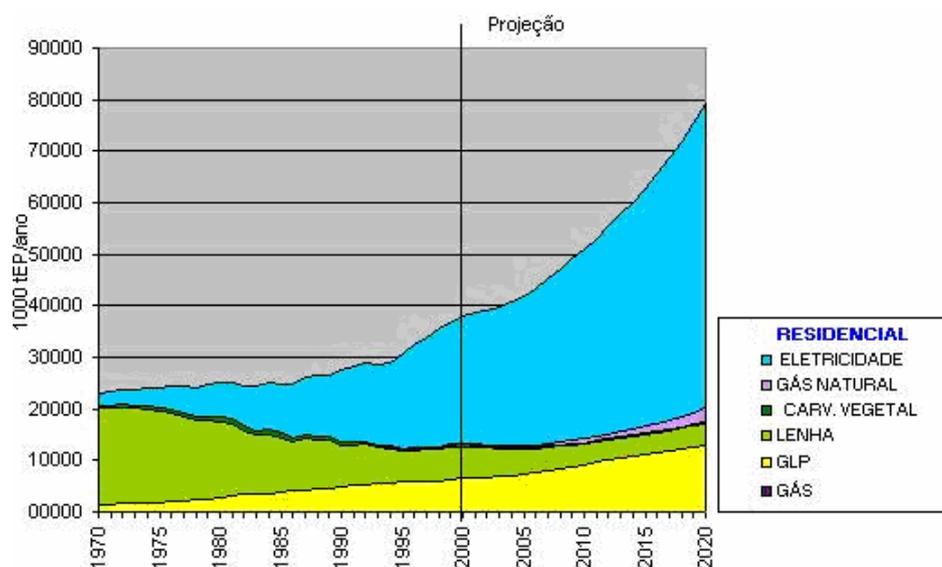


Figura 1.1 – Projeção do consumo de energia elétrica para o setor residencial do Brasil (E&E, 2002)

A lei descrita acima apresenta aos fabricantes e importadores de máquinas e aparelhos consumidores de energia as medidas necessárias para que sejam obedecidos os níveis máximos de consumo de energia e mínimos de eficiência energética.

Nesse contexto, o maior vilão de consumo de energia elétrica no setor residencial são os aparelhos de refrigeração e de ar condicionado, que representam 33% do consumo (PROCEL, 2003). No setor comercial, 20% do consumo de energia elétrica devem-se aos aparelhos de ar condicionado (central e de janela). Em resumo 10,2% do consumo de energia elétrica total do país devem-se a aplicações de ar condicionado e refrigeração, nas quais o componente mais importante, do ponto de vista da conversão de energia em um ciclo de refrigeração, é o compressor. O esforço para redução de 1% no consumo de energia elétrica para os compressores representaria uma economia de 300 GWh, considerando que segundo o PROCEL, 2001, em 2000 no Brasil foram consumidos 300.000 GWh.

O mercado desse componente no Brasil movimenta US\$1,5 bilhões por ano, com crescimento de 3% ao ano. Os compressores herméticos, foco do presente trabalho, representam 37% desse montante (Vasconcelos, 1997).

Assim, as metodologias de ensaio experimental de compressores de refrigeração constituem uma ferramenta essencial no desenvolvimento de sistemas mais eficientes. Tais metodologias de ensaio são descritas por normas internacionais como ISO-917 (ISO, 1989), ASHRAE 23-1978R (ASHRAE, 1978), sendo também assunto de recentes trabalhos de pesquisa.

## **1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.**

### **1.2.1 Métodos de teste de compressores**

Pimenta (1998) propõe a construção de um calorímetro de fácil montagem, com dimensões e materiais adequados, para abrigar o compressor a ser testado. Esse deve ter o isolamento adequado em suas paredes, para minimizar as perdas para o ambiente, e um trocador de calor com circuito de água e ventilação forçada (*fan-coil*). A água de circulação absorve a maior parcela das perdas do compressor, mantendo constante a temperatura interna da câmara. Dessa forma, um balanço de energia deve ser feito em torno do calorímetro para a obtenção da vazão de refrigerante do sistema.

Brochado (2003) e Joffily e Mundim (2004) baseados na proposta de Pimenta (1998) construíram uma bancada de testes a fim de obterem as curvas de desempenho de compressores de refrigeração e ar condicionado. O compressor foi colocado no interior de

uma câmara calorimétrica e através da realização de balanços de energia esses fatores de desempenho foram levantados. Em ambos os trabalhos, a bancada foi construída sobre um ciclo de compressão a vapor completo, sendo que Joffily e Mundim (2004) utilizaram uma percentagem da água de condensação para simular carga térmica de um ambiente. Dessa forma, balanços de energia poderiam ser feitos facilmente, tanto para o condensador como para o evaporador, já que os dois utilizavam água como fluido secundário, fluido esse que é mais fácil de ter a vazão medida, e eram devidamente isolados termicamente.

A empresa E indicada no anexo A comercializa uma bancada para teste de compressores automotivos que utilizam refrigerantes R134a, R744 ou outros “blends” e que tenham capacidade de até 17 TR. Os testes propostos são baseados nas normas ASHRAE 23 e ISO 917. A bancada é composta de um calorímetro, uma base para a fixação do compressor, um condensador a água, um medidor de vazão de Corioles e um evaporador com refrigerante secundário ou glicol. Com isso, os parâmetros considerados críticos pelo fabricante são controlados, proporcionando o funcionamento do compressor em condições extremas. Esses parâmetros são: velocidade do compressor, pressão de descarga, temperatura de subresfriamento, temperatura de superaquecimento e pressão de sucção. Além disso, a bancada oferece, em tempo real, o controle do fluxo de óleo no sistema. Dessa forma, a bancada fornece como resultado do teste o COP e a eficiência volumétrica através de um software feito em um código aberto. Esses resultados, segundo o fabricante, têm  $\pm 2\%$  de acuracidade e  $\pm 1\%$  de repetibilidade.

### **1.2.2 Testes de compressores com ciclo de vapor superaquecido**

Testes de compressores utilizando a metodologia baseada na operação de um ciclo apenas na região de vapor superaquecido foram apresentados por Dirlea et al (1996), considerando uma análise inicial de um ciclo de refrigeração de pequeno porte, funcionando apenas na região de vapor superaquecido. No ciclo proposto, os principais componentes são: compressor, trocador de calor a água, válvula de expansão e reservatório de refrigerante. Os autores propuseram a utilização do trocador ora na linha de alta pressão ora na linha de baixa pressão. Na realização de um teste, três variáveis físicas devem ser fixadas: pressão, temperatura na sucção do compressor e pressão na descarga do compressor. Essas variáveis foram fixadas na bancada de teste através da temperatura ou vazão de água no trocador, abertura da válvula de expansão e variação da massa de refrigerante no sistema. Os autores se limitaram, porém, a poucos testes experimentais, apenas para demonstrar a viabilidade técnica do ciclo proposto.

Baseado no trabalho de Dirlea et al. (1996), Duarte et al. (2000) apresentaram uma implementação da metodologia de testes na região de vapor superaquecido (i.e., sem mudança de fase). Para isso uma bancada experimental foi montada com um compressor, seguido de um trocador de calor a água, uma válvula de expansão e um reservatório de refrigerante. Nesse ciclo, após ser realizada a compressão, o refrigerante a alta pressão passa por um trocador de calor que tem como finalidade, apenas, seu desaquecimento, ou seja, o refrigerante deixa o trocador ainda na forma de vapor e, por fim, tem sua pressão reduzida por um dispositivo de expansão. Durante a realização dos ensaios observou-se que a metodologia mostrou-se eficiente, pois permitiu obter: um menor consumo de energia, maior facilidade de controle e menor inércia térmica (período transiente reduzido na mudança de condição de operação). Por outro lado, existe uma limitação na temperatura da sucção do compressor devido ao risco da condensação do refrigerante na saída do trocador.

Winandy et al. (2001) apresentaram um estudo focalizando somente o compressor, através de um modelo dependente de parâmetros obtidos por meio de testes experimentais. Para isso uma bancada foi construída com a finalidade de realizar esses testes segundo um ciclo inteiramente na região de vapor superaquecido, i.e., sem condensação ou evaporação. Os autores confirmaram as vantagens descritas em trabalhos prévios (Dirlea, 1996; Duarte, 2000). A bancada foi montada com uma válvula de controle entre a entrada do trocador e a descarga do compressor. O inconveniente principal dessa configuração é que o limite mínimo da temperatura de sucção é imposto pela temperatura da água fria. Deve-se notar que no caso de uma configuração com um trocador na linha de alta pressão, o limite da temperatura está imposto pelo risco da condensação. O modelo tem como finalidade a identificação da taxa de fluxo mássico do refrigerante, a temperatura de exaustão, as várias transferências de calor no processo de compressão e as perdas de potência. Para tal, o modelo desenvolvido necessita de sete parâmetros: volume varrido pelo compressor, fator de espaço nocivo, dois parâmetros de estrangulamento para as válvulas do compressor e três coeficientes de transferência de calor. Para o cálculo da potência de eixo foram necessários dois parâmetros constantes para perdas de potência e um coeficiente de potência. Com a finalidade de analisar o desempenho do compressor em diferentes circunstâncias de operação, as eficiências isentrópica e volumétrica do compressor também foram computadas, juntamente com a queda de pressão e variação de temperatura do refrigerante ao passar pela área de estrangulamento da sucção e descarga do compressor. A análise experimental detalhada permitiu concluir que os principais processos que afetam a taxa de fluxo mássico que passa através do compressor são a re-expansão do volume nocivo, o aquecimento do refrigerante e o estrangulamento.

### 1.2.3 Modelagem e simulação de compressores

Para o desenvolvimento do modelo matemático do compressor, publicações mais recentes foram consideradas.

Quando um mínimo de informação sobre o compressor está disponível, uma forma mais adequada de simulá-lo é a partir de modelos semi-empíricos, baseados nos processos que governam a operação do compressor. Vazão mássica e consumo de potência são calculados a partir da teoria básica de compressores de deslocamento positivo, supondo-se a compressão politrópica. (Eastop e McConkey, 1978; Parise, 2004).

Para a realização desses cálculos faz-se necessário o conhecimento de alguns parâmetros, como, por exemplo, a geometria básica do compressor, as condições de operação, os parâmetros empíricos e as eficiências mecânica e elétrica, para se obter o real consumo de energia. Além disso, o coeficiente volumétrico ainda pode ser desdobrado em outros parâmetros empíricos que quantifiquem perdas localizadas como queda de pressão nas válvulas (Parise, 2004) e perdas de gás nos selos e nos assentos das válvulas (Rodrigues, 1991).

O modelo de compressor de Domanski e Didion (1983) requer dados experimentais retirados em calorímetros apropriados. Através dos dados devem ser obtidos coeficientes de transferência de calor a fim de calcular cinco taxas de calor que ocorrem no compressor: entre o compressor e o ambiente, entre o lado interno da carcaça e o refrigerante, o calor que o refrigerante recebe na passagem pela câmara de sucção, entre o refrigerante no interior da carcaça e o que se encontra na tubulação de descarga.

Lebrun et al (1995) desenvolveram uma modelagem para compressores baseada em processos, onde um superaquecimento de fluido refrigerante é considerado devido a perdas eletromecânicas antes da sucção do compressor. Assume-se que o superaquecimento ocorre à pressão constante, com isso, apenas uma elevação da entalpia na sucção ocorre. Nesse modelo três estrangulamentos foram considerados: na sucção do compressor, na exaustão do compressor e no interior do compressor. A teoria clássica sobre bocais foi utilizada para o cálculo da vazão mássica em relação à queda de pressão.

Popovic e Shapiro (1995) desenvolveram um modelo de compressor alternativo baseado em princípios termodinâmicos e em pelo menos dois pontos de ensaio. Sua proposta é reduzir os parâmetros necessários para caracterizar o compressor e ainda possuir exatidão nos resultados. Para isso, propuseram um novo parâmetro, o coeficiente de perda de transferência

de calor, e através dele calcularam as demais taxas de transferência de calor que ocorrem no compressor.

Silva (1995) propõe um modelo para compressores baseado em princípios físicos, ao invés de relações empíricas, que pode ser usado para fornecer informações sobre a performance de um sistema de ar condicionado. O modelo proposto está situado entre um modelo puramente dedutivo e um modelo puramente indutivo. O comportamento do compressor é descrito pelo esquema conceitual apresentado por Lebrun et al (1995). A queda de pressão nas válvulas, o vazamento interno e o aquecimento do refrigerante na entrada da carcaça do compressor devido a perdas eletromecânicas são levados em conta. Dessa forma o modelo não se restringe a um único compressor e utiliza parâmetros baseados em catálogos comerciais.

Klein (1999) comparou dois modelos diferentes quando aplicados a um compressor hermético alternativo. Um dos modelos é totalmente empírico e requer aproximadamente 24 pontos de ensaios realizados em um calorímetro. Os parâmetros de interesse são correlacionados como função das temperaturas de evaporação e da condensação do corpo do compressor. O outro modelo é semi-empírico, calcula a vazão como função da eficiência volumétrica e do estado do refrigerante na sucção do compressor, mas também utiliza correlações do modelo empírico, requerendo os mesmos pontos de ensaio. Optou-se por trabalhar com o modelo semi-empírico. No seu trabalho, a proposta foi utilizar como base o modelo semi-empírico apresentado por Popovic e Shapiro (1995). Neste modelo, além da necessidade de somente dois pontos de ensaio, faz-se necessária a informação de oito entradas para que a vazão mássica de refrigerante, o estado de saída do refrigerante e a potência consumida pelo compressor sejam fornecidas. As informações de entrada são: estado de entrada do refrigerante, pressão de saída do refrigerante, volume morto do compressor, velocidade do motor do compressor em operação, expressão do expoente politrópico do fluido refrigerante, duas características de performance do compressor, que podem ser eficiência volumétrica e potência de compressão, e a queda de pressão nas válvulas de sucção e descarga.

Stouffs P. (2000) propõe um modelo global para a análise termodinâmica de compressores alternativos. Expressões para eficiência volumétrica, trabalho por unidade de massa e eficiência são derivados. O modelo é usado para prever a performance de um compressor alternativo, a ar, mas também pode ser usado para R-22, em várias condições de operação. A importância relativa das perdas e a influência de diferentes parâmetros no comportamento de compressores alternativos são discutidas no trabalho, especialmente no tocante às perdas de

eficiência causadas pela fração de massa residual no cilindro e as perdas de calor pela parede do cilindro, previstas nesse modelo.

O modelo de compressor apresentado por Domanski e Didion (2003) requer dados experimentais obtidos de ensaios calorimétricos apropriados, através dos quais devem ser obtidos coeficientes de transferência de calor, a fim de calcular cinco taxas de transferência de calor: entre o compressor e o ambiente, entre o lado interno da carcaça e o refrigerante, o calor que o refrigerante recebe na passagem pela câmara de sucção, entre o refrigerante no interior da carcaça e o que se encontra na tubulação de descarga.

Oliveira (2002) propõe uma modelagem semi-empírica baseada em Winandy, et al (2001) para a simulação transiente de compressores herméticos a pistão. O processo real de compressão é decomposto em processos fictícios, modelados individualmente, baseados nas equações da termodinâmica clássica. Uma parede isotérmica fictícia concentra toda a inércia térmica do compressor, sendo também responsável pela simulação de todas as trocas térmicas que ocorrem no compressor. O processo de compressão é descrito através de equações paramétricas. Para simular o comportamento transiente do compressor, utiliza-se um modelo de capacitância global na parede fictícia com apenas uma equação diferencial de primeira ordem. Os parâmetros propostos podem ser obtidos por meio de ensaios experimentais e dados de catálogo.

Ooi, K. T. (2003) propõe um estudo analítico da transferência de calor e distribuição de temperatura de um compressor hermético alternativo. Nessa análise, os componentes complexos de um compressor hermético foram divididos em 46 elementos discretos, geometricamente simplificados, e para cada um desses elementos foi assumida uma temperatura uniforme, ou seja, supõe-se que a temperatura sobre todo o volume do elemento discretizado é constante. O método da condutância térmica das partes foi aplicado para todos os componentes do compressor, a fim de formar 46 equações simultâneas, as quais foram então resolvidas, para se obter as temperaturas dos componentes. Os resultados apresentam boa concordância com as medições. A discrepância na previsão de erros foi atribuída, com várias correlações de transferência para modelos de convecção, a efeitos de transferência de calor do fluido em camadas superficiais do sólido e à simplificação em distribuir vários componentes do compressor em partes discretas. Os resultados desse estudo foram aplicados para compressores industriais, com conseqüente melhoria de sua performance.

### **1.3 OBJETIVO**

A presente dissertação tem por objetivo a validação de uma nova metodologia de testes de desempenho para compressores utilizados para refrigeração e ar condicionado. Os principais pontos que devem ser avaliados são os seguintes:

- Menor consumo de energia,
- Facilidade de controle,
- “Layout” simples,
- Pequena carga de refrigerante,
- Agilidade de ajuste.

Para o alcance desse objetivo, uma bancada de ensaios foi construída e um modelo matemático foi proposto para a realização de cálculos dos parâmetros de desempenho dos compressores. Tal aparato foi utilizado para a realização dos testes de desempenho e simulação do compressor por meio de computador, a fim de ratificar as condições obtidas nos testes práticos. Com os resultados obtidos, as curvas de desempenho de tal compressor foram traçadas e poderão ser comparadas, além dos resultados computacionais, com as curvas de desempenho apresentadas pelo fabricante do compressor. Resalta-se que a pretensão do trabalho é de apenas validar a metodologia de testes e não levantar dúvidas sobre os dados de desempenho apresentados por fabricantes de compressores.

### **1.4 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO**

Esta dissertação está organizada em 6 capítulos. Um breve comentário para cada capítulo é apresentado a seguir.

O primeiro capítulo, Introdução, apresenta uma contextualização do tema em relação à atual situação no mundo e no Brasil. Com ênfase para uma revisão bibliográfica sobre o tema. Para isso, foram utilizadas, além de normas, publicações com propostas semelhantes. Por fim, o objetivo do trabalho proposto é apresentado.

No segundo capítulo é feita uma breve apresentação conceitual sobre o tema, descrevendo os parâmetros de desempenho utilizados para compressores. Nesse capítulo são apresentadas, também, as normas que regulam os testes de desempenho de compressores. Por fim, o modelo utilizado para auxílio na obtenção dos resultados é abordado.

O terceiro capítulo trata de toda a metodologia que será utilizada para a realização do teste para o compressor por meio da bancada de ensaios.

No quarto capítulo cada componente da bancada construída será descrito, juntamente com o seu dimensionamento. O sistema de instrumentação e controle também será apresentado nesse capítulo. Nesse capítulo são apresentadas as considerações que serão utilizadas para a realização de cada.

Os resultados do trabalho são apresentados no quinto capítulo. Neste capítulo, os resultados também serão analisados em relação a sua validade. Uma comparação entre os valores obtidos através dos testes práticos da bancada de testes, os valores encontrados pela simulação e os dados de catálogo do compressor será apresentada. Por fim, uma análise de erros dos resultados será feita.

No sexto capítulo a conclusão do trabalho é apresentada, juntamente com as considerações finais e com as propostas para trabalhos futuros.

## 2 DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

### 2.1 CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo de compressão a vapor é composto por quatro componentes básicos: compressor, evaporador, dispositivo de expansão e condensador. No ciclo considerado padrão, o fluido refrigerante entra no compressor na forma de vapor saturado a uma pressão e temperatura de evaporação e deixa o condensador na forma de líquido saturado a uma pressão e temperatura de condensação, como ilustra a fig. (2.1).

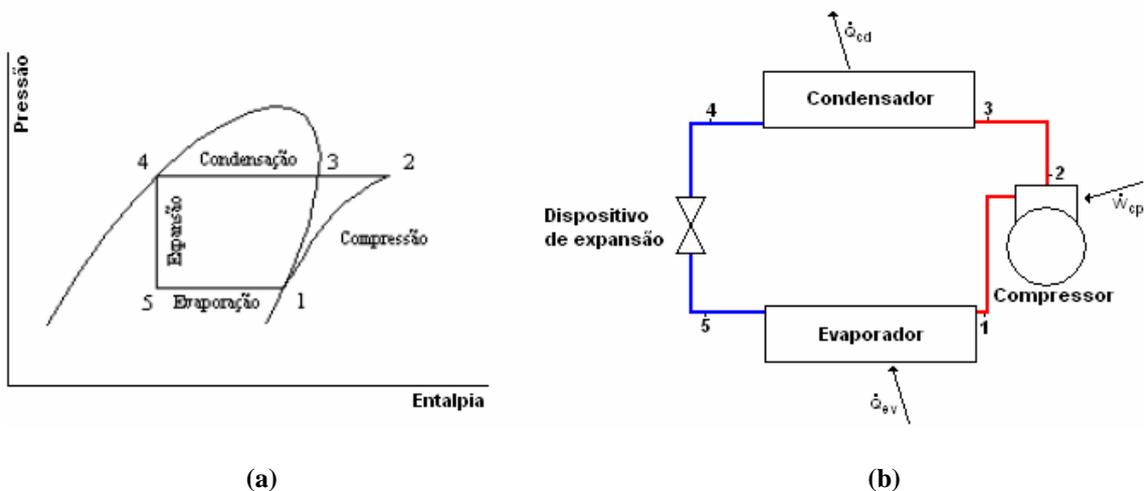


Figura 2.1 – Ciclo de compressão a vapor padrão. a) processo no diagrama p-h. b) representação esquemática

Nesse ciclo padrão, o processo de compressão (1-2) é considerado uma compressão adiabática reversível desde o estado vapor saturado à pressão de condensação, ou seja, é uma compressão isentrópica. A condensação (2-3) é feita à pressão constante. Em um primeiro momento a temperatura do fluido refrigerante é reduzida, ou seja, ocorre o dessuperaquecimento, e, em seguida, o mesmo é condensado. A expansão (3-4) é irreversível à entalpia constante, desde o estado líquido saturado até a pressão de evaporação. Por fim ocorre o processo de evaporação (4-5) do fluido refrigerante. Esse processo ocorre a uma pressão constante, onde o refrigerante é evaporado até o estado de vapor saturado.

O ciclo real de compressão a vapor apresenta algumas diferenças em relação a esse ciclo de compressão a vapor considerado ideal. A fig. (2.2) sobrepõe o ciclo real ao ciclo ideal onde notam-se pequenas diferenças.

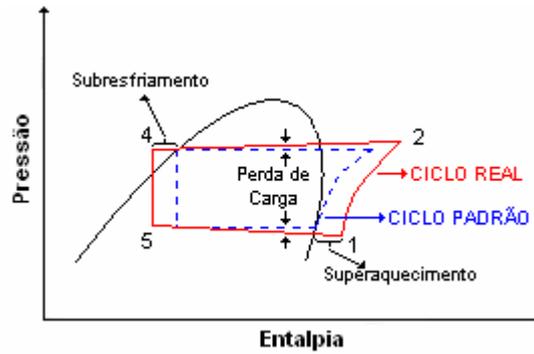


Figura 2.2 – Sobreposição do ciclo de compressão a vapor real e padrão.

Com o auxílio da fig. (2.2) pode-se observar as seguintes diferenças entre o ciclo real e o padrão: no ciclo real, o condensador e o evaporador apresentam uma perda de carga para o fluido refrigerante. Um segundo ponto é que, no ciclo real, o refrigerante deixa o condensador em uma condição sub-resfriada. Já na saída do evaporador, o refrigerante encontra-se em uma condição superaquecida. Finalmente, a compressão no ciclo real é considerada irreversível ao invés de isentrópica.

## 2.2 COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO

Todo compressor tem por finalidade apresentar um deslocamento de certa massa de um fluido. Para a realização dessa tarefa, vários tipos de compressores são comercializados, como mostra a fig. (2.3). Embora essas várias possibilidades de compressores tenham conquistado importantes parcelas de mercado nos últimos anos, compressores a pistão são ainda uma opção viável devido a facilidade de fabricação, baixo custo, bom domínio da tecnologia empregada e amplo espectro de aplicação (Duarte, 2000).

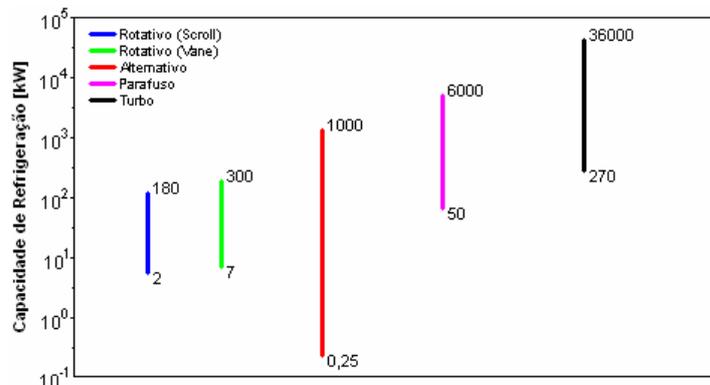


Figura 2.3 – Tipos de compressores de acordo com a faixa de aplicação.

O compressor alternativo consiste de um êmbolo movendo-se alternativamente no interior de um cilindro, com válvulas de aspiração e descarga. Esse tipo de compressor pode ser fabricado em três modelos distintos: aberto, semi-hermético e hermético.

A fig. (2.4) ilustra o ciclo mecânico dos compressores a pistão. Esse ciclo é composto por quatro fases no seu trajeto dentro do cilindro. Inicialmente, o pistão move-se para baixo, realizando a admissão do vapor através das válvulas de sucção e a mistura desse volume aspirado com o vapor residual. Ao final desse processo, o pistão encontrar-se-á no ponto morto inferior. Em uma segunda fase, o êmbolo inicia a sua subida resultando assim na compressão do fluido refrigerante. Ao final da compressão, o cilindro encontrar-se-á no ponto morto superior. A terceira fase descarrega o fluido refrigerante através das válvulas de descarga. Por fim, o volume residual de refrigerante é expandido. Essa expansão deve-se ao fato de todo compressor alternativo necessitar de uma distância entre o pistão e a placa de válvulas, quando esse encontra-se no ponto morto superior. O motivo dessa distância é evitar o choque do pistão com a placa de válvulas. Essa necessidade gera, porém, uma situação indesejável que é a existência de um volume de refrigerante que não é descarregado do compressor. A esse volume dá-se o nome de volume residual. Então, quando o compressor inicia a descida do pistão, esse volume residual é expandido até que a pressão externa ao cilindro seja suficiente para abrir a válvula, resultando na entrada do refrigerante no mesmo.

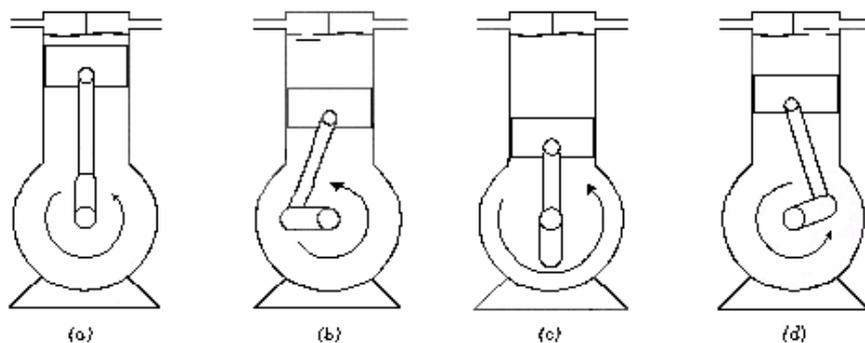


Figura 2.4 – Ciclo de compressão do compressor alternativo.

Considerando a forma de operação do compressor descrita, pode-se desenhar um diagrama teórico pressão x posição da manivela e um diagrama pressão x volume de compressão ideal, como mostram as fig. (2.5) e (2.6).

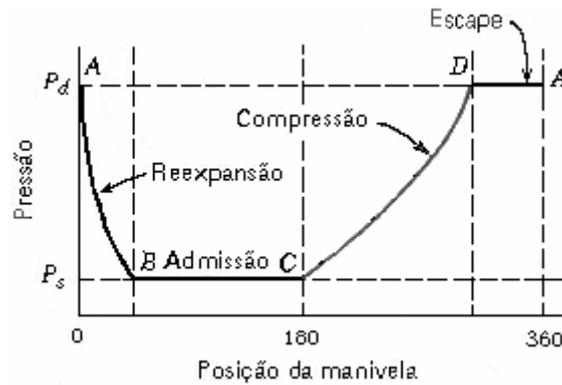


Figura 2.5 – Diagrama Pressão x Posição da manivela.

Através das fig. (2.5) e (2.6) pode-se detalhar ainda mais as etapas existentes na compressão. No ponto A, o pistão está no ponto morto superior. Quando o pistão está nessa posição, tanto a válvula de admissão como as válvulas de escape encontram-se fechadas. A alta pressão do vapor preso no cilindro de compressão age sobre as válvulas de admissão e as mantém fechadas devido à pressão do vapor nesse cilindro ser próxima a pressão do refrigerante na tubulação de sucção. Dessa forma as válvulas de descarga e sucção são mantidas fechadas devido à resultante de forças existentes sobre elas.

Como já foi explicado, do ponto A ao ponto B, o fluido refrigerante é expandido. No ponto B a pressão do vapor residual atinge um nível menor que a pressão do refrigerante da linha de sucção. Logo, a resultante de forças sobre a válvula de sucção faz com que esta abra e o fluido refrigerante entre no cilindro de compressão. Essa admissão continua até o pistão chegar ao ponto morto inferior do cilindro de compressão, representado nas figuras pela letra C. Nesse percurso, a pressão no interior do cilindro de compressão se mantém constante. Nesse ponto, as válvulas de sucção são fechadas devido à força da mola e então o curso de compressão começa. Nas figuras esse curso está representado pelas letras C e D. Nesse percurso do pistão, a pressão do fluido refrigerante no interior do cilindro de compressão aumenta. Ao chegar no ponto D, a pressão do refrigerante é maior que a mola da válvula descarga suporta e então ela é aberta. Com isso o refrigerante é descarregado a uma pressão constante até o ponto morto superior, retornando ao ponto A, que é o mesmo onde o processo se iniciou. Dessa forma, uma operação cíclica é mantida pela realização sucessiva desses processos.

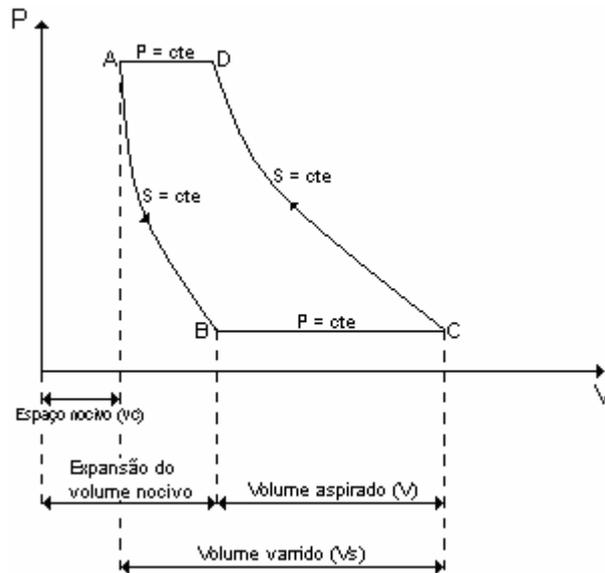


Figura 2.6 – Diagrama pressão x Volume deslocado na compressão.

Entretanto, um ciclo de compressão de um compressor alternativo real é mais complexo do que foi explicado até o momento. Esse ciclo é afetado por diversos processos irreversíveis que prejudicam a eficiência do compressor. A performance é afetada principalmente pelos seguintes fatores (ASHRAE, 1997):

- Perda de pressão nas válvulas;
- Motor (em compressores herméticos e semi-herméticos);
- Atrito;
- Trocas térmicas nas tubulações de sucção e descarga;
- Troca de calor com o ambiente.
- Circulação de óleo;
- Vazamentos internos de gás;
- Re-expansão do refrigerante remanescente no cilindro de compressão.

### 2.3 CARACTERIZAÇÃO DE DESEMPENHO

Para a determinação da performance de um compressor, várias alternativas são possíveis. No presente trabalho duas maneiras de medir essa performance foram utilizadas. Essas possibilidades são apresentadas na seqüência.

A primeira forma de avaliação do compressor é através da eficiência isentrópica. A eficiência isentrópica  $\eta_{iso}$  é definida como a razão entre a potência isentrópica de compressão e a potência real, como mostra a eq. (2.1).

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{iso}}{\dot{W}_{cp,real}} \cdot 100 \quad 2.1$$

Onde:

$\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{iso}$  é a potência de compressão isentrópica [kW]

$\dot{W}_{cp,real}$  é a potência real de compressão consumida [kW]

A eficiência isentrópica é a relação entre o ciclo de compressão a vapor ideal do ciclo de compressão a vapor real. Esse desvio ocorre devido a algumas perdas que ocorrem no processo de compressão. Essas perdas são:

- Estrangulamento das válvulas,
- Troca de calor entre o vapor e as paredes do cilindro, e
- O atrito do fluido, devido à turbulência do vapor no cilindro e ao fato que o vapor refrigerante não é um gás ideal.

Por fim, o último parâmetro de avaliação de performance do compressor é o coeficiente de performance (COP). O coeficiente de performance é dado pela razão entre a capacidade de refrigeração obtida no evaporador e a potência consumida pelo compressor. Essa razão é apresentada pela eq. (2.2).

$$COP = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{eva}}{\dot{W}_{cp,real}} \quad 2.2$$

Onde:

$\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{eva}$  é a capacidade real de refrigeração [kW]

$\dot{W}_{cp,real}$  é a potência real de compressão [kW]

## 2.4 NORMAS DE ENSAIO

Os métodos convencionais de testes de compressores frigoríficos são descritos pelas normas ISO (ISO-917, 1989) e ASHRAE (23-1978R, 1978).

A norma ISO-917 descreve nove métodos de testes de compressores de simples estágio e deslocamento positivo. O primeiro método é denominado “A”. Nele é utilizado como calorímetro um reservatório contendo um fluido volátil imerso em um aquecedor elétrico. O evaporador, na forma de serpentina, é suspenso na parte superior do reservatório, que deve ser isolado termicamente, de forma que as perdas de calor não excedam 5% a potência frigorífica do compressor. A pressão de sucção deve ser ajustada através da válvula de expansão e a temperatura do vapor do refrigerante que entra no compressor deve ser variada através do calor cedido ao fluido secundário pelo aquecedor elétrico. O ajuste da pressão de descarga deve ser feito variando as condições de condensação ou por intermédio de dispositivo de controle de pressão na linha de descarga. A vazão é obtida através do calor cedido pelo aquecedor e pela diferença de entalpia na entrada e saída do calorímetro.

O segundo método, o método “B” difere do primeiro método porque o evaporador não possui serpentina e o refrigerante do sistema é aquecido diretamente. O fluido pode ser aquecido diretamente através de resistência elétrica. Este calor associado com as entalpias de entrada e saída do calorímetro fornece a vazão do sistema.

O terceiro método, “C”, consiste em um sistema de calorímetro seco com duas serpentinas num vaso de pressão. Numa delas passará o refrigerante do sistema em teste e na outra passará um fluido secundário aquecido, de forma a evaporar o refrigerante. Um sistema de resistência elétrica pode ser usado no lugar do fluido secundário. A vazão é obtida através do calor fornecido ao calorímetro, das perdas para o ambiente e das entalpias de entrada e saída do calorímetro.

No quarto e quinto métodos, “D1 e D2”, medidores de vazão são instalados na linha de sucção ou na descarga, respectivamente. Como por esses métodos mede-se vazão de vapor, qualquer quantidade de óleo pode representar imprecisão na medição, por isto este método se restringe a circuitos onde o conteúdo de óleo se limita a 1,5% da massa total.

O sexto método, “F”, utiliza um medidor de vazão na linha de líquido, que fica entre o reservatório de líquido e a válvula de expansão.

No sétimo método, “G”, o calorímetro engloba o condensador, que é resfriado à água. A vazão de refrigerante é obtida através do calor cedido à água de resfriamento, das perdas ao ambiente e das entalpias na entrada e na saída do condensador.

No oitavo método, “J”, a vazão total de refrigerante é determinada condensando-se parte do vapor descarregado pelo compressor. Os passos seguintes são os mesmos do método F.

No último método, “K”, o calorímetro engloba um trocador de calor, localizado na linha de descarga, em que o fluido está na fase gasosa. Este possui duas serpentinas onde uma contém o refrigerante e a outra um fluido secundário com a função de resfriar o refrigerante. Para que não haja possibilidade de condensação no calorímetro, a temperatura no trocador deve ser um pouco superior à temperatura de condensação.

A norma ASHRAE (ASHRAE 23-1978R, 1978) descreve procedimentos para testes de performance de compressores frigoríficos, através da avaliação da vazão de massa de refrigerante, da potência elétrica consumida no compressor e da potência frigorífica. Tal como a norma ISO, são propostas duas metodologias: uma, na qual a vazão de massa é medida de forma direta, e outra em que essa vazão é avaliada por meio do balanço de energia no calorímetro.

Qualquer que seja a metodologia escolhida, os agentes normalizadores impõem certas condições durante a execução dos testes nas bancadas de ensaio. Essas imposições referem-se às condições para que o regime esteja estável: limitações nos erros das medidas da vazão do refrigerante, efeito da mistura óleo com refrigerante e, também, a presença de gotas de líquido em medidores de fase gasosa ou bolhas de vapor em medidores na fase líquida.

## **2.5 METODOLOGIA PARA OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA E POTÊNCIA**

Para a caracterização do desempenho energético e volumétrico do compressor foram consideradas três possíveis abordagens:

- i) por meio de medição direta (potência elétrica demandada pelo compressor) na bancada de testes,
- ii) por uma avaliação computacional e
- iii) através de um balanço de energia efetuado sobre o compressor, para determinação da vazão de refrigerante.

### 2.5.1 Obtenção direta

A obtenção direta da vazão de refrigerante pode ser feita por meio de transdutores de vazão, porém essas soluções se mostraram dispendiosas financeiramente. Já para a obtenção dos valores de potência elétrica consumida pelo compressor pode-se utilizar um transdutor de potência. Para o presente trabalho essa solução foi adotada, pois o transdutor encontrava-se disponível. Maiores informações sobre esse dispositivo serão apresentadas no item 4.2.4.

### 2.5.2 Modelagem

A segunda possibilidade de se obter essas duas variáveis é por meio de uma simulação computacional.

Essa simulação basea-se em modelos matemáticos, como por exemplo, os apresentados por Silva (1995), Winady et al (1999), Oliveira (2002), nos quais se baseou este trabalho. O modelo proposto não considerará uma condição transiente do compressor. A seguir serão apresentadas as equações utilizadas.

Antes da apresentação das equações do modelo, uma descrição de como o compressor é visto perante o modelo proposto será apresentada. O esquema conceitual para compressores herméticos é apresentado na fig. (2.7)

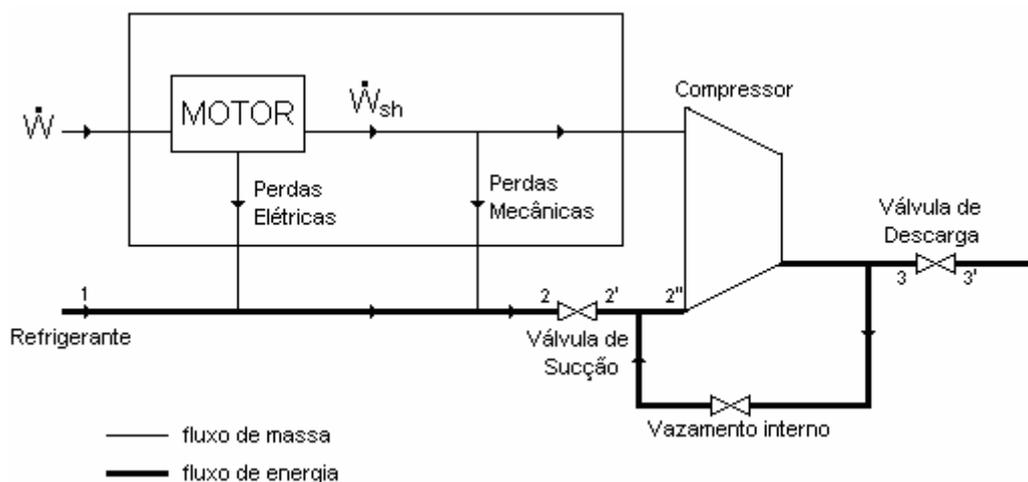


Figura 2.7 – Esquema conceitual adotado no modelo para os fluxos de energia e massa de um compressor hermético (Silva 1995).

De acordo com a fig. (2.7), observam-se as seguintes etapas desde a entrada do refrigerante no compressor até a sua saída.

a) ponto 1 ao ponto 2: o refrigerante é aquecido devido às perdas elétricas e mecânicas do motor elétrico;

b) ponto 2 ao ponto 2': o refrigerante sofre uma queda de pressão devido à redução de área devido à válvula de sucção;

c) ponto 2' ao ponto 2'': o refrigerante que entra no compressor mistura-se ao refrigerante advindo do vazamento interno ocorrido devido à compressão;

d) ponto 2'' ao ponto 3: o refrigerante sofre uma compressão isentrópica;

e) ponto 3 ao ponto 3': o refrigerante sofre uma queda de pressão ao sair do compressor devido à restrição de área da válvula de descarga.

As perdas de pressão, tanto na sucção como na descarga do compressor, são consideradas fenômenos isentálpicos. A evolução do refrigerante em relação aos seus estados termodinâmicos é apresentada no diagrama Pressão versus Entalpia na fig. (2.8).

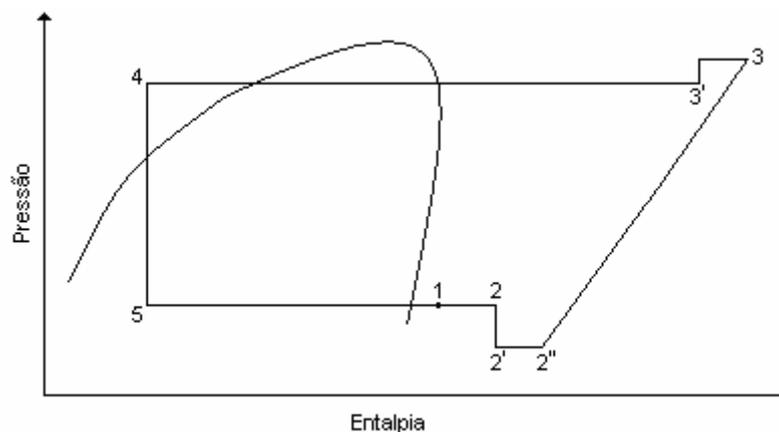


Figura 2.8 – Modificação idealizada do processo de compressão pela ocorrência do aquecimento do gás e perdas de carga nas válvulas de sucção e descarga.

Esse modelo de compressão proposto apresenta a relação entre pressão e volume deslocado como ilustra a fig. (2.9). Existem diferenças entre esse modelo e a compressão real, tais como flutuação de pressão durante a descarga e a sucção, devido a características dinâmicas das válvulas. Uma segunda diferença são as trocas de calor que contribuem para o aquecimento irregular das paredes do cilindro de compressão.

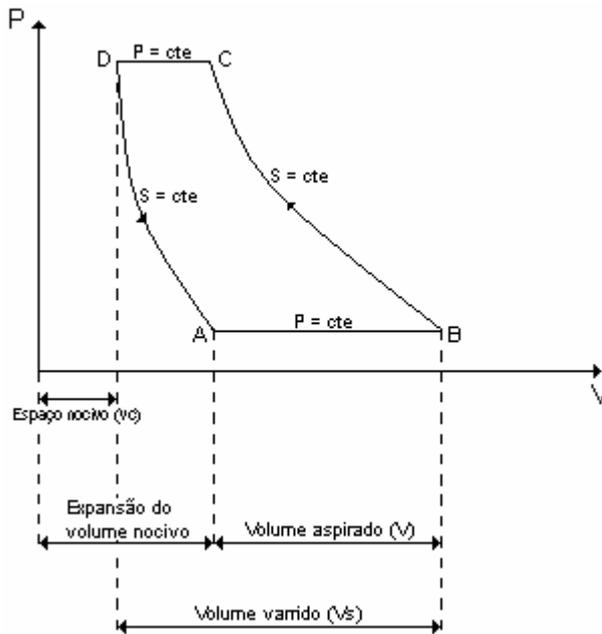


Figura 2.9 – Diagrama Pressão x Volume do processo de compressão.

No ciclo da fig. (2.9) o processo A – B é considerado uma aspiração isobárica, o processo B – C é considerado uma compressão isentrópica, o processo C – D é considerado uma exaustão isobárica e, por fim o processo D – A é considerado uma re-expansão isentrópica.

A suposição de um ciclo mecânico ideal para a compressão é importante, sobretudo na modelagem da vazão volumétrica fornecida pelo compressor, e que será apresentada a seguir.

### Vazão volumétrica

Seguindo o ciclo do compressor, pode-se utilizar a eq. (2.3) para o cálculo do volume deslocado pelo compressor.

$$\dot{V} = \dot{V}_s - C_f \cdot \dot{V}_s \left[ \left( \frac{P_{o,cp}}{P_{i,cp}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \quad 2.3$$

A eq. (2.3) pode ser obtida pela substituição da equação do fator de espaço nocivo, eq. (2.4), na equação da eficiência volumétrica do compressor, eq. (2.5). Com isso, teoricamente, a efetividade volumétrica é dada pela eq. (2.6).

$$C_f = \frac{V_D}{V_B - V_D} \quad 2.4$$

$$\eta_v = \frac{V_B - V_A}{V_B - V_D} \quad 2.5$$

$$\eta_v = 1 - C_f \cdot \left( \frac{V_A}{V_D} - 1 \right) \quad 2.6$$

Supondo o ciclo de compressão como sendo ideal, com um processo de re-expansão isentrópico pode-se chegar à relação da eq. (2.7).

$$\frac{V_A}{V_D} = \frac{v_{i,cp}}{v_{o,cp}} = \left( \frac{P_{o,cp}}{P_{i,cp}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad 2.7$$

Substituindo a eq. (2.7) na eq. (2.6) chega-se à eq. (2.8) para o cálculo da eficiência volumétrica conceitual do compressor.

$$\eta_v = 1 - C_f \cdot P_{factor} \quad 2.8$$

Onde o termo  $P_{factor}$  é descrito pela eq. (2.9).

$$P_{factor} = \left( \frac{P_{o,cp}}{P_{i,cp}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \quad 2.9$$

Por fim, se as eqs. (2.9) e (2.5) forem combinadas, a eq. (2.3) para o cálculo da vazão volumétrica gerada pelo compressor é obtida.

O valor do coeficiente isentrópico ( $\bar{\gamma}$ ) e seu desvio padrão para o gás refrigerante R134a são respectivamente 1,072 e 0,015915. O coeficiente isentrópico é associado a uma compressão isentrópica e é obtido aplicando-se um balanço de energia.

### Potência consumida

O cálculo da potência consumida pelo compressor durante o processo de compressão é apresentado pela eq. (2.10)

$$\dot{W}_{iso} = \dot{m}_{ref} \cdot \frac{\bar{\gamma}}{\bar{\gamma} - 1} \cdot Z \cdot r \cdot T_2 \cdot \left[ \left( \frac{P_{o,cp}}{P_{i,cp}} \right)^{\frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}} - 1 \right] \quad 2.10$$

Os valores da constante dos gases e do fator de correção são encontrados em tabelas termodinâmicas. Para o refrigerante utilizado, R134a, esses valores são apresentados na tabela (2.1)

Tabela 2.1 – Constante dos gases e fator de correção para o R134a

Refrigerante	$r$ ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )	$\bar{Z}_I$	$\sigma_I$	$\bar{Z}_{II}$	$\sigma_{II}$
R134a	81,4899	0,9411	0,0188	0,8606	0,0457

Porém, a potência real consumida varia em relação à potência isentrópica. Essa diferença ocorre principalmente em compressores de pequeno porte, como é o caso do compressor utilizado no presente trabalho. Os motivos dessas perdas são a ineficiência do motor elétrico e o atrito entre as partes móveis do compressor. Esses dois fatores resultam em aquecimento do compressor e do gás refrigerante através do efeito Joule. O processo de aquecimento do fluido refrigerante é denominado “heating-up”. As perdas eletromecânicas podem ser divididas em duas parcelas a primeira é uma parcela constante e a segunda é uma parcela variável. A parte constante das perdas é denominada  $\dot{W}_{LO}$  e a parte variável das perdas é considerada linearmente proporcional à potência isentrópica consumida. Assim, um fator de perda  $\alpha$  é

multiplicado pela potência isentrópica a fim de se chegar ao valor dessa segunda parcela. Com isso, o total das perdas eletromecânicas é apresentado pela eq. (2.11).

$$L = \dot{W}_{LO} + \alpha \cdot \dot{W}_{ISO} \quad 2.11$$

Por fim, a potência real consumida pelo compressor durante o processo de compressão pode ser facilmente obtida somando as perdas eletromecânicas à potência de compressão isentrópica. Chega-se, então, a eq. (2.12)

$$\dot{W} = (\dot{W}_{LO} + \alpha \cdot \dot{W}_{ISO}) + \dot{W}_{ISO} \quad 2.12$$

### **Vazão mássica**

Para o cálculo da vazão mássica do compressor a eq. (2.13) é utilizada, na qual deve ser conhecido o volume específico na sucção do compressor.

$$\dot{m}_{ref} = \dot{V} \cdot \rho_{i,cp} \quad 2.13$$

Para o modelo proposto, as variáveis independentes, ou seja, entradas são as seguintes:

- 1 – Temperatura de entrada do refrigerante no compressor,
- 2 – Pressão de entrada do refrigerante no compressor,
- 3 – Pressão de saída do refrigerante no compressor.

As variáveis dependentes, ou seja, as saídas são:

- 1 – Consumo de potência pelo compressor,
- 2 – Vazão mássica de refrigerante.

Por fim, os parâmetros principais são os seguintes:

- 1 – Características do fluido refrigerante – R134a,

Todos os parâmetros e variáveis são apresentados na fig. (2.10).

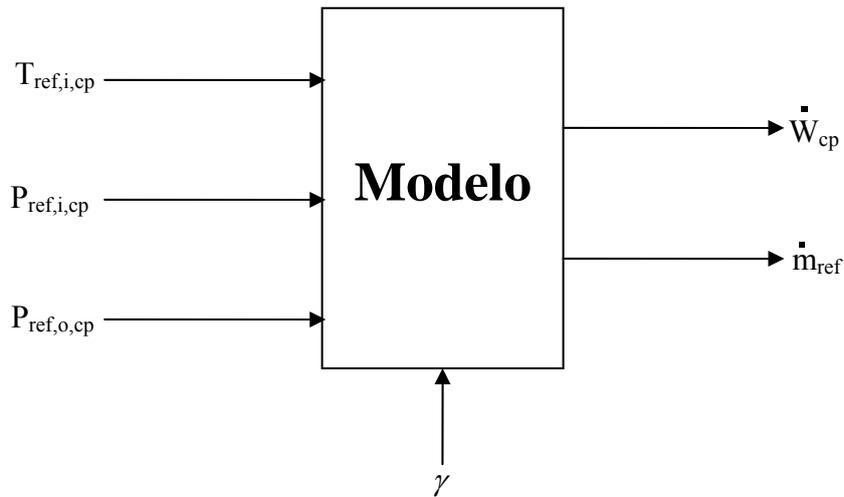


Figura 2.10 – Ilustração do modelo utilizado.

### Identificação de parâmetros

Os parâmetros são identificados através de ajuste de dados fornecidos pelo fabricante do compressor, através de catálogos ao modelo proposto na seção 2.5.2. Os valores indicados pelo fabricante são: temperatura de evaporação [K], temperatura de condensação [K], capacidade de refrigeração [W], potência consumida [W], superaquecimento e subresfriamento. Para o compressor testado, o fabricante fornece 18 pontos de operação, apresentados na tabela (2.2)

O ajuste é feito por meio da eq. (2.14) linear.

$$y = a + b \cdot X \quad 2.14$$

Conforme o modelo proposto, a eq (2.15) necessária para o calculo da potência elétrica é apresentada abaixo.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{LO} + (1 + \alpha) \cdot \dot{W}_{iso} \quad 2.15$$

Tabela 2.2 – Dados do catálogo do fabricante.

1..18	1 Tev	2 Tcd	3 Qev	4 Wcp	5 DTsupheat	6 DTsubcool
Run 1	238,2	318,2	62	85	67	13
Run 2	243,2	318,2	99	97	62	13
Run 3	248,2	318,2	143	111	57	13
Run 4	253,2	318,2	193	126	52	13
Run 5	258,1	318,2	251	142	47	13
Run 6	263,2	318,2	317	157	42	13
Run 7	238,2	328,2	50	85	67	23
Run 8	243,2	328,2	85	99	62	23
Run 9	248,2	328,2	127	115	57	23
Run 10	253,2	328,2	176	132	52	23
Run 11	258,1	328,2	234	151	47	23
Run 12	263,2	328,2	299	171	42	23
Run 13	238,2	338,2	43	78	67	33
Run 14	243,2	338,2	72	93	62	33
Run 15	248,2	338,2	110	111	57	33
Run 16	253,2	338,2	155	131	52	33
Run 17	258,1	338,2	208	153	47	33
Run 18	263,2	338,2	270	177	42	33

Onde  $a = \dot{W}_{LO}$  e  $b = 1 + \alpha$ , esses valores são obtidos pelo gráfico apresentado na fig. (2.11)

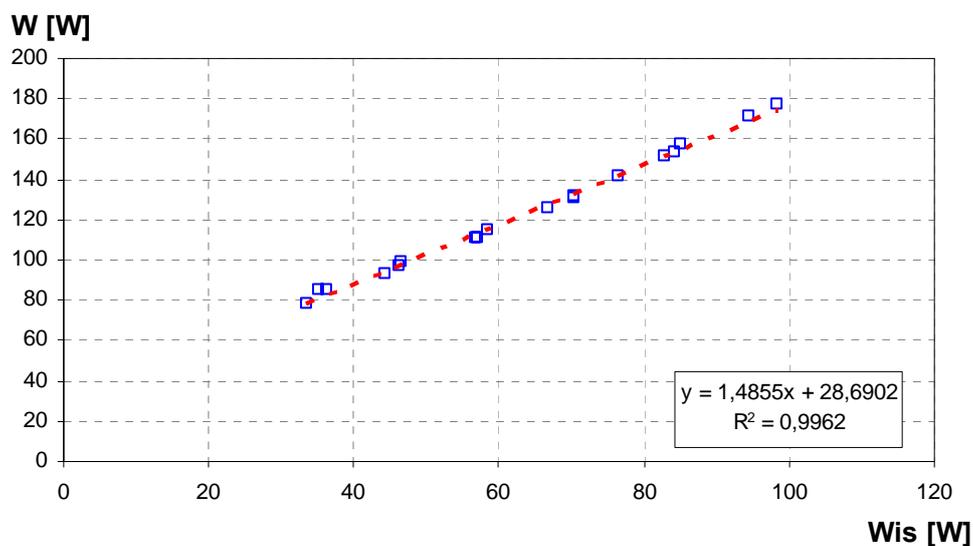


Figura 2.11 – Identificação de parâmetros para a potência consumida por meio de uma regressão linear.

Para o ajuste de parâmetros para o cálculo da vazão volumétrica utiliza-se a eq. (2.16)

$$\dot{V} = \dot{V}_s - C_f \cdot \dot{V}_s \left[ \left( \frac{P_{o,cp}}{P_{i,cp}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \quad 2.16$$

Onde

$$P_{factor} = \left( \frac{P_{o,cp}}{P_{i,cp}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \quad 2.17$$

Para essa equação os valores  $a = \dot{V}_s$  e  $b = \dot{V}_s \cdot C_f$  são obtidos pelo gráfico apresentado na fig. (2.12)

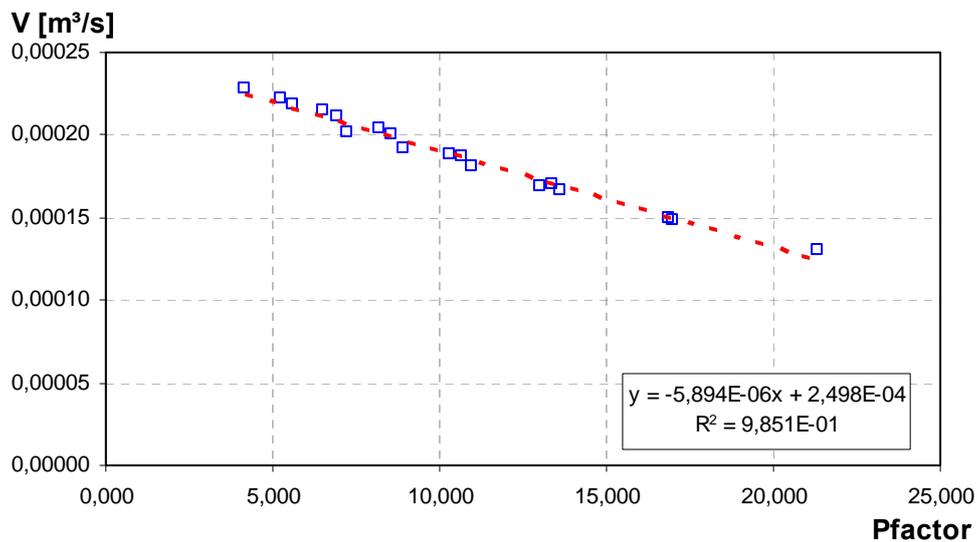


Figura 2.12 - Identificação de parâmetros para a vazão volumétrica por meio de uma regressão linear.

Os valores identificados para o compressor testado estão apresentados na tabela (2.3).

Tabela 2.3 – Parâmetros identificados para o modelo.

Parâmetros				R <sup>2</sup>	
$\dot{W}_{LO}$ [W]	$\alpha$	$\dot{V}_s$ [m <sup>3</sup> /s]	$C_f$	$\dot{W}_{cp}$	$\dot{V}$
28,6902	0,4855	0,00025	0,024	0,9962	0,9851

Dessa forma as eqs. (2.15) e (2.16), para o modelo do compressor ensaiado, passam a ser indicadas pela eq. (2.18) para o consumo de potência.

$$\dot{W}_{cp} = 28,6902 + (1 + 0,4855) \cdot \dot{W}_{iso} \quad 2.18$$

E pela eq. (2.19) para a vazão volumétrica.

$$\dot{V} = \dot{V}_s - 0,024 \cdot 0,00025 \left[ \left( \frac{P_{o,cp}}{P_{i,cp}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \quad 2.19$$

Os valores indicados no catálogo do fabricante foram utilizados como entrada para as equações do modelo. Os resultados foram comparados com os dados de entrada, como mostra a fig. (2.13) para a vazão mássica e a fig. (2.14) para o consumo de potência.

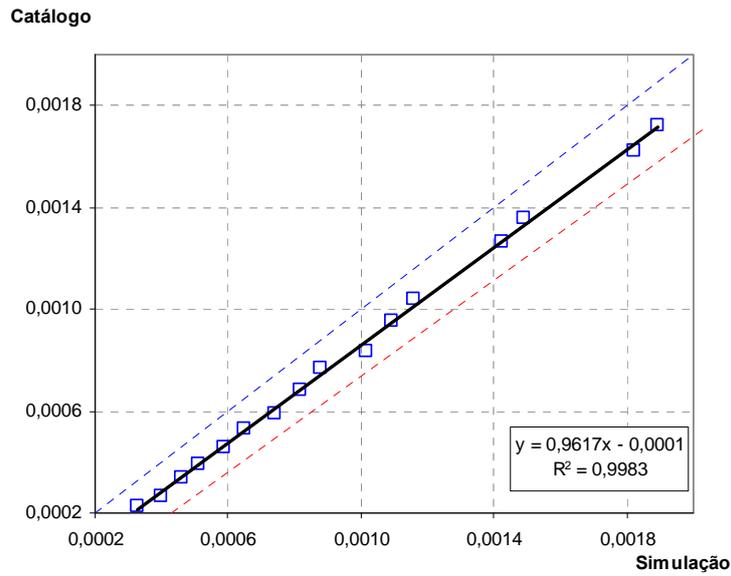


Figura 2.13 – Resultados do modelo X dados de catálogo para a vazão mássica gerada pelo compressor.

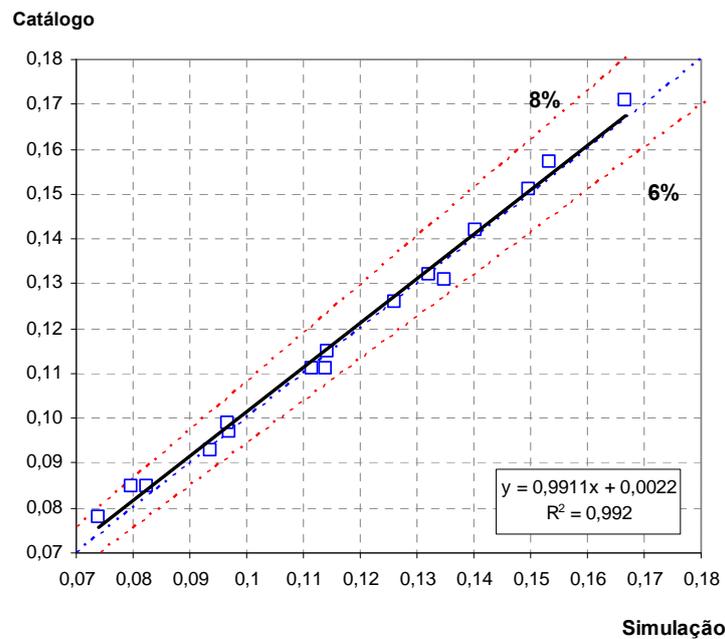


Figura 2.14 – Resultado simulado X dados de catálogo para a potência consumida pelo compressor.

### 2.5.3 Balanço de energia

O balanço de energia tem por ponto de partida a equação da primeira lei da termodinâmica, representada pela eq. (2.20) e ilustrada pela fig. (2.15).

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + Z_i g \right) + \sum_{i=1}^n \dot{W}_i = \frac{dU}{dt} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_o \left( h_o + \frac{V_o^2}{2} + Z_o g \right) \quad 2.20$$

Desconsiderando os termos que representam a energia potencial e energia cinética a equação passa para a forma da eq. (2.21).

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^n \dot{m}_i h_i + \sum_{i=1}^n \dot{W}_i = \frac{dU}{dt} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_o h_o \quad 2.21$$

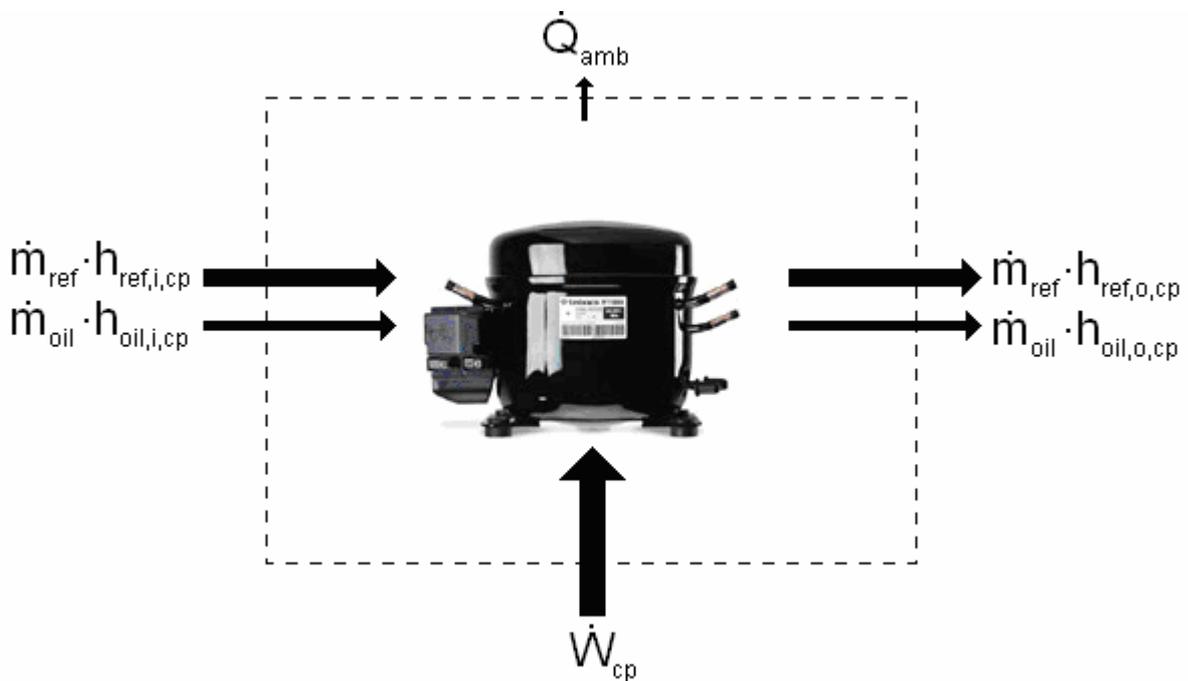


Figura 2.15 – Balanço de energia para o compressor.

Considerando que na bancada de ensaio o compressor está envolvido por uma câmara calorimétrica, como ilustra a fig. (2.16), a eq. (2.21) pode ser escrita como mostrado na eq. (2.22).

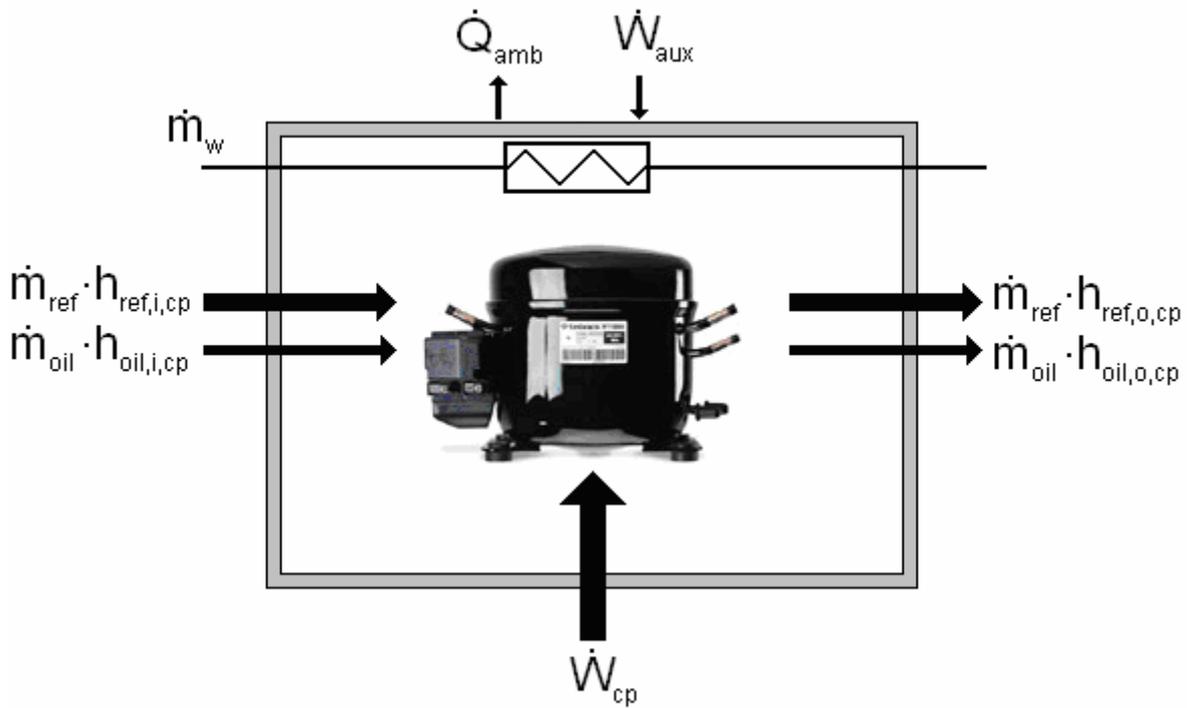


Figura 2.16 – Balanço de energia do compressor no interior da câmara calorimétrica.

$$\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{aux} - \dot{Q}_{amb,CAL} - \dot{Q}_{w,CAL} - \frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{ref,CAL} + \dot{Q}_{oil} \quad 2.22$$

A eq. (2.22) difere da eq. (2.21) devido ao acréscimo da potência consumida pelos equipamentos auxiliares utilizados na câmara calorimétrica, como, por exemplo, lâmpada e ventilador utilizado no conjunto trocador ventilador, que é responsável pela rejeição do calor cedido pelo compressor. Difere também pelo termo que indica o calor cedido pelo compressor ao meio ambiente devido ao sistema trocador ventilador.

A forma como o termo do calor trocado através da parede do calorímetro entre o ambiente interno e externo é calculado está apresentada na seção 4.1.4.

Já o calor cedido pelo sistema trocador ventilador é calculado pelos valores de temperatura da água na entrada e saída do trocador e também pela vazão de água, como mostra a eq. (2.23).

$$\dot{Q}_{w,CAL} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{o,w} - T_{i,w}) \quad 2.23$$

Os valores das potências consumidas pelo compressor e equipamentos auxiliares devem ser medidos através de transdutores de potência.

A variação da energia interna ao volume de controle é dada pela eq. (2.24).

$$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{CAL} = \left(\frac{dU_{cp}}{dt}\right)_{CP} + \sum_{i=1}^2 m_i c_i \left(\frac{\Delta T}{\Delta \tau}\right)_i \quad 2.24$$

Por fim, o valor do calor cedido pelo óleo deve ser calculado segundo a sua diferença de temperatura na entrada e saída do volume de controle e sua respectiva vazão mássica, como é apresentado pela eq. (2.25).

$$\dot{Q}_{oil} = \dot{m}_{oil} \cdot c_{p\,oil} \cdot (T_{o,ref} - T_{i,ref}) \quad 2.25$$

Através das eqs (2.22) a (2.25) o valor da vazão mássica de refrigerante pode ser obtido como apresentado na eq. (2.26).

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{aux} - \dot{Q}_w - \dot{Q}_{amb,CAL} - \dot{Q}_{oil} - (dU/dt)_{CAL}}{(h_o - h_i)_{ref}} \quad 2.26$$

### 3 METODOLOGIA PROPOSTA – CICLO SUPERAQUECIDO

A metodologia para a realização dos testes de desempenho do compressor é toda desenvolvida sobre um ciclo de refrigeração que funciona apenas na fase de vapor superaquecido, ou seja, todos os componentes da bancada terão, em seu interior, refrigerante apenas na forma de vapor. A fig. (3.1) ilustra os diagramas Pressão x Entalpia do ciclo proposto.

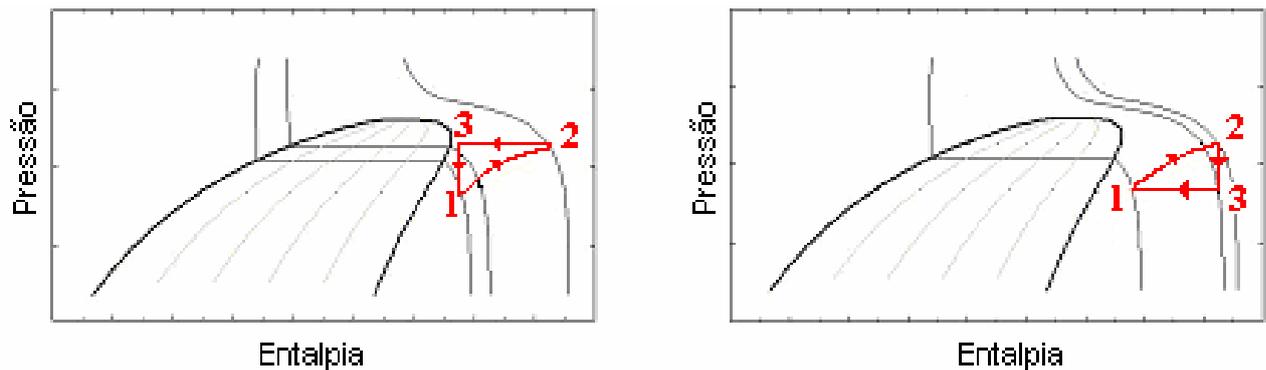


Figura 3.1 – Diagramas Pressão x Entalpia do ciclo proposto.

Como pode ser observado na fig. (3.1), o ciclo proposto não utiliza trocadores de calor que exercem a função de evaporador e condensador. Uma vez que não há mudança de fase, o ciclo conta com a composição de um compressor, dois trocadores de calor que têm a função apenas de dessuperaquecer o refrigerante e um dispositivo de expansão. O seu funcionamento ocorre da seguinte maneira: o refrigerante é comprimido pelo compressor, em seguida existe a possibilidade de passar pelo trocador de calor, que funciona na linha de alta pressão, ou então passar pelo dispositivo de expansão. Caso a primeira opção seja escolhida o refrigerante será levado em seguida para o dispositivo de expansão, retornando posteriormente ao compressor. Caso a segunda opção seja escolhida, o refrigerante sairá do dispositivo de expansão e passará por um trocador de calor, que opera na linha de baixa pressão, e que servirá para dessuperaquecê-lo. Em seguida o refrigerante retornará para o compressor. Uma terceira possibilidade pode ser considerada. Após ser comprimido, o fluido refrigerante adentra o trocador de calor posicionado na linha de alta pressão, que o dessuperaquece em uma determinada quantidade. Em seguida o refrigerante sofre queda de pressão devido ao dispositivo de expansão e é finalmente dessuperaquecido pelo trocador de calor situado na

linha de baixa pressão. Nessa alternativa de teste, uma mescla das duas opções apresentadas na fig. (3.1) é utilizada.

Com esse ciclo, vários pontos de testes poderão ser trabalhados. Para isso, três parâmetros devem ser variados. O primeiro é a quantidade de massa de refrigerante no sistema. O segundo é a vazão de água nos trocadores de calor secundários. Esses trocadores servem para rejeitar o calor que a água, fluido secundário, recebeu para realizar o dessuperaquecimento do refrigerante. Por fim, a vazão do refrigerante e, nesse caso, o dispositivo de expansão realiza essa função.

A partir do ciclo de ensaios são obtidos os valores de desempenho do compressor. O coeficiente de performance é calculado como indicado na seção 2.3. Para a obtenção da capacidade de refrigeração considera-se que a condensação ocorrerá até a linha de líquido saturado. Já a eficiência isentrópica é obtida dos valores de temperatura e pressão medidos na sucção e descarga do compressor.

### **3.1 FINALIDADE DA METODOLOGIA PROPOSTA**

A finalidade da metodologia de teste proposta é estabelecer, para compressores que tenham utilização na área de ar condicionado e refrigeração, a vazão mássica (kg/s), o consumo de energia relacionado a essa vazão mássica (kW) e as eficiências (%) do mesmo. Para a presente metodologia não existe restrição em relação ao tipo de gás refrigerante utilizado.

### **3.2 COMPONENTES CONSTRUTIVOS NECESSÁRIOS**

Para a execução dos ensaios faz-se necessária a construção de uma bancada de testes. Nessa bancada, os componentes construtivos básicos utilizados são os seguintes: um trocador de calor que é instalado na saída do compressor, esse trocador deve ser dimensionado de forma a realizar apenas o dessuperaquecimento como mostrado na fig. (3.1) um dispositivo de expansão capaz de executar a queda de pressão necessária para cobrir a faixa com todas as taxas de compressão possíveis pelo compressor testado e um segundo trocador de calor que terá a mesma função do trocador mencionado anteriormente, porém será instalado após o dispositivo de expansão. Os dois trocadores de calor devem utilizar algum fluido secundário, para o qual seja possível o ajuste de vazão.

Alem desses três componentes principais, a bancada de testes deve ter, pelo menos, visores de líquido na sucção e descarga do compressor, de forma a possibilitar o acompanhamento da

presença de líquido na linha. Deve também ser instalada na bancada uma válvula de serviço na sucção do compressor, responsável pelo ponto da realização do vácuo do sistema e também pelo carregamento e descarregamento do gás refrigerante. Por fim, válvulas de esfera são instaladas na entrada e saída dos dois trocadores de forma a isolá-los, possibilitando assim a realização das várias condições de ensaio como descrito na seção 3.1.

A bancada de teste também contém um calorímetro envolvendo apenas o compressor, esse calorímetro deve ser calibrado, como indicado na seção 4.1.4 e também deve ter um dispositivo capaz de manter a sua temperatura interna estável. Esse dispositivo deve ter dois trocadores de calor, um interno ao calorímetro e outro externo a ele, que devem ser interligados por tubos, onde deve existir o fluxo de algum fluido para que seja possível ser feita a medição de vazão. Dessa forma o calor rejeitado pelo compressor será retirado do calorímetro e a temperatura no seu interior será mantida constante.

### **3.3 CONTROLES NECESSÁRIOS**

A bancada de teste deve ter três tipos de controle, pois é necessário variar três parâmetros, como já mencionado, durante os testes. O primeiro parâmetro a ser variado é carga de refrigerante, dessa forma deve existir algum dispositivo que possibilite o acréscimo ou a retirada de gás refrigerante do sistema de forma controlada. O segundo parâmetro a ser variado é a vazão mássica de refrigerante, por isso o dispositivo de expansão deve permitir ser ajustado. O terceiro parâmetro a ser controlado é a vazão do fluido secundário utilizado nos dois trocadores de calor, para isso um dispositivo que permita esse ajuste de vazão é instalado na bancada de testes.

### **3.4 PARÂMETROS NECESSÁRIOS**

Os parâmetros necessários para o cálculo do fluxo mássico do refrigerante gerado pelo compressor, a potência elétrica consumida e a eficiência do mesmo são:

$T_{i,cp}$  Temperatura do refrigerante na sucção do compressor;

$T_{o,cp}$  Temperatura do refrigerante na descarga do compressor;

$P_{i,cp}$  Pressão do refrigerante na entrada do compressor;

$P_{o,cp}$  Pressão do refrigerante na saída do compressor;

$\dot{W}_{cp}$  Potência elétrica consumida pelo compressor;

$T_{amb}$  Temperatura ambiente no local dos ensaios;

$T_{in,CAL}$  Temperatura interna do calorímetro;

$T_{i,CAL}$  Temperatura do fluido responsável pela manutenção da temperatura interna do calorímetro na entrada do trocador externo ao calorímetro;

$T_{o,CAL}$  Temperatura do fluido responsável pela manutenção da temperatura interna do calorímetro na saída do trocador externo ao calorímetro;

$\dot{m}_{CAL}$  Fluxo mássico do fluido utilizado para manter a temperatura interna do calorímetro.

### **3.5 INSTRUMENTAÇÃO NECESSÁRIA**

Além dos componentes construtivos e de controle, a bancada deve conter alguns instrumentos de medição, de forma a medir os parâmetros indicados na seção 3.4. A instrumentação mínima necessária é composta por um transdutores de pressão e temperatura instalados na sucção do compressor e transdutores de pressão e temperatura instalados na descarga do compressor. Nesses dois casos, os instrumentos devem ser instalados em um mesmo ponto e esse ponto deve ficar pelo menos 8 vezes a bitola da tubulação utilizada de distância de qualquer curva. Mais dois transdutores de temperatura devem ser utilizados, um para medir a temperatura ambiente no local onde os ensaios serão realizados e o segundo transdutor de temperatura para coletar a temperatura no interior do calorímetro. Um transdutor de potência é instalado na rede elétrica que fornece energia apenas para o compressor testado. Por fim, um medidor de vazão e dois transdutores de temperatura são instalados no sistema de controle de temperatura do calorímetro. Esses transdutores de temperatura devem ser instalados um na entrada e outro na saída do trocador externo ao calorímetro. Todos os instrumentos de medida devem ser calibrados e também devem operar na faixa correta para os valores a serem medidos.

### **3.6 EQUACIONAMENTO UTILIZADO**

Como mencionado, a metodologia proposta tem como finalidade a obtenção do fluxo mássico gerado, o consumo de potência elétrica e o cálculo da eficiência do compressor, sendo que são calculadas três formas de eficiência: eficiência volumétrica, eficiência isentrópica e

coeficiente de performance. Os equacionamentos utilizado para o cálculo de cada um desses valores, são os seguintes:

Fluxo mássico de refrigerante,

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{aux} - \dot{Q}_w - \dot{Q}_{amb,CAL} - \dot{Q}_{oil} - (dU/dt)_{CAL}}{(h_o - h_i)_{ref}}$$

Coeficiente de performance,

$$COP = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{ev}}{\dot{W}_{cp,real}}$$

Eficiência isentrópica,

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{iso}}{\dot{W}_{cp,real}} \cdot 100$$

Essas equações são as mesmas apresentadas no capítulo 2. As entalpias foram obtidas de tabelas termodinâmicas para R134a, onde os dados de entrada foram temperatura e pressão.

### 3.7 APRESENTAÇÃO DO RESULTADO

Os testes devem ser realizados seguindo a faixa de operação de cada compressor como indicado pelo fabricante. O retângulo vermelho da fig. (3.2) representa essa faixa de operação para um compressor qualquer. Dentro dessa faixa de operação devem ser escolhidos pelo menos três patamares de temperatura de evaporação e três de temperatura de condensação como ilustra a fig (3.2) através dos pontos na cor azul. A área em vermelho na figura representa a área de operação do compressor. Os ensaios realizados pela bancada têm por objetivo cobrir a maior parte possível de operação do compressor.

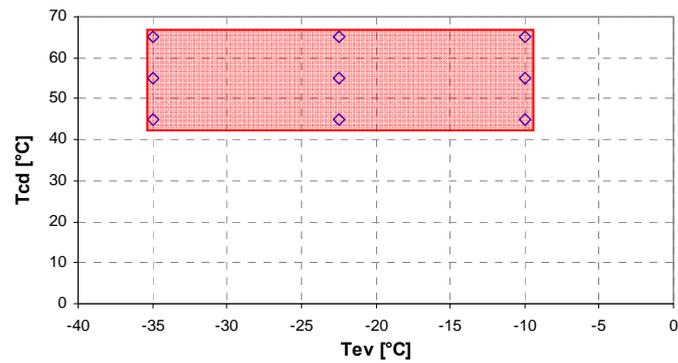


Figura 3.2 – Temperatura de condensação x Temperatura de evaporação

Os pontos de ensaios são obtidos através das médias dos valores medidos em um intervalo de dez minutos após a bancada entrar em regime permanente. A fig. (3.3) ilustra uma série de ensaios realizados ao longo de três horas e meia. A operação da bancada é considerada em regime permanente quando a variação dos valores medidos não ultrapassa 5% do valor medido durante os dez minutos do ensaio.

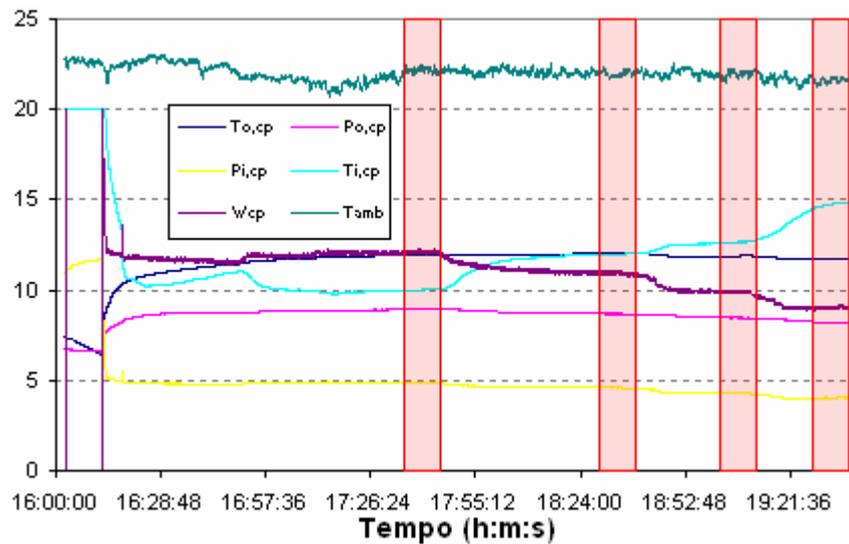


Figura 3.3 – Exemplo de funcionamento em regime permanente da bancada.

Para cada ponto de ensaio, os parâmetros apresentados da seção 3.1.6 devem ser calculados juntamente com os respectivos erros. Os testes devem ser repetidos para pelo menos três cargas de refrigerante diferentes.

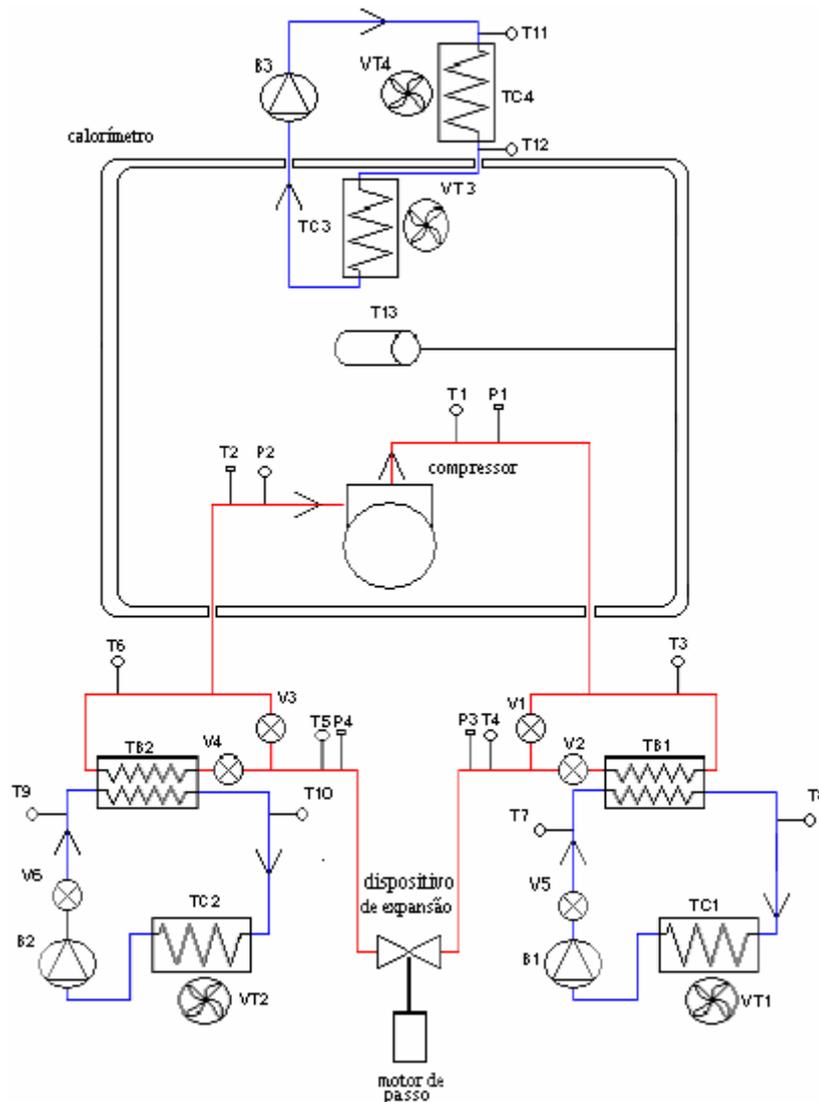
## 4 APARATO EXPERIMENTAL

### 4.1 BANCADA DE ENSAIOS

Na presente dissertação uma bancada de testes de compressores foi montada. Nessa bancada, em princípio, compressores utilizando o refrigerante R134a de pequeno porte, ou seja, compressores que têm o consumo de potência elétrica até  $1500W$ , serão testados. Os componentes básicos da bancada são: compressor hermético, dois trocadores de calor bitubulares de cobre, dois trocadores de calor tubulares aletados com corrente cruzada, duas bombas de pequeno porte para água, um dispositivo de expansão e uma câmara calorimétrica. Além disso, uma instrumentação completa também é utilizada. Cada um desses dispositivos será comentado oportunamente. Um diagrama esquemático da bancada é apresentado nas fig. (4.1) e (4.2).



Figura 4.1 – Bancada construída e utilizada para os ensaios experimentais.



**Legenda:**

— Circuito de água

— Circuito de refrigerante

**Sensores de Temperaturas**

T3 a T12 Termopar do tipo T;

T1, T2 e T13 Pt-100

**Sensores de Pressão**

P1 Transdutor de pressão de 0 a 20 bar;

P2 Transdutor de pressão de 0 a 40 bar;

P3 Transdutor de pressão de 0 a 40 bar;

P4 Transdutor de pressão de 0 a 10 bar.

**Válvulas:**

V1 a V4 Válvulas do circuito do refrigerante;

V5 a V6 Válvulas do circuito de água.

**Ventiladores:**

VT1 a VT4 Ventiladores de ar

**Trocadores:**

TC1 a TC4 Trocadores de ar

TB1 a TC4 Trocadores bipolar.

**Bombas:**

B1 a B3 Bombas de água.

Figura 4.2 – Diagrama esquemático da bancada de teste (Santos e Santos, 2006).

Como já mencionado na seção “Metodologia” do capítulo 3, há três possibilidades de funcionamento da bancada. No primeiro, o refrigerante é comprimido pelo compressor, em seguida ele é dessuperaquecido e, posteriormente, ele é expandido até a sucção do compressor. Na segunda opção, o refrigerante é comprimido, passa em seguida pelo

dispositivo de expansão e, por fim, o refrigerante é dessuperaquecido até a sucção do compressor. Na terceira opção, o refrigerante é comprimido, dessuperaquecido até entrar no dispositivo de expansão e novamente dessuperaquecido até a sucção do compressor. Essas alterações são feitas pelas válvulas V1, V2, V3 e V4 indicadas na fig. (4.2).

Dois dispositivos realizam os controles específicos na bancada. O primeiro é responsável por ligar e desligar o sistema de controle de temperatura no interior do calorímetro. O segundo é um motor de passo que controla a pressão de sucção do dispositivo de expansão. A fig. (4.3) ilustra, através de um esquema de blocos, o funcionamento da bancada experimental.

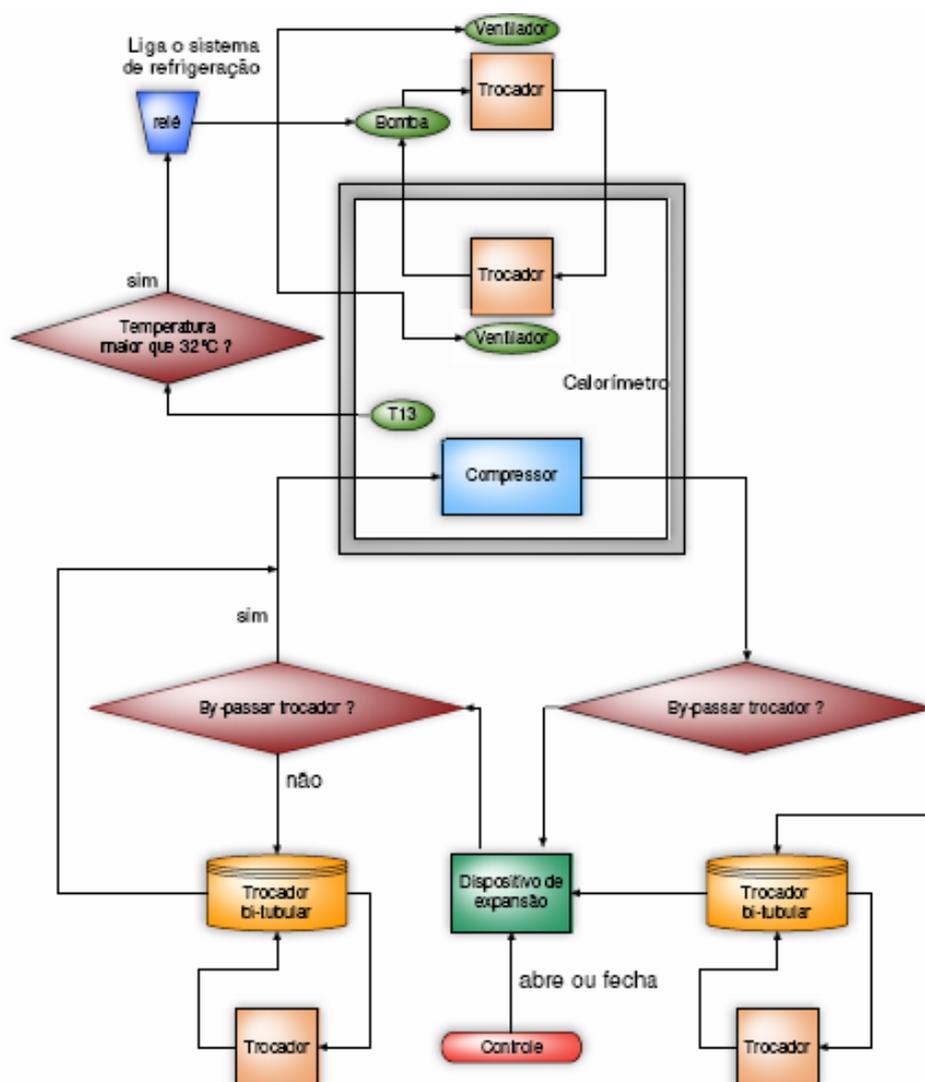


Figura 4.3 – Diagrama de blocos da bancada de teste (Santos e Santos, 2006)

### 4.1.1 Compressor

O dimensionamento de todos os componentes da bancada foi realizado a partir dos compressores disponíveis a serem testados. Os compressores são herméticos a pistão de pequeno porte, utilizam como refrigerante o R134a e têm um consumo máximo de potência de 1500W.

Esses compressores foram doados pela empresa A (anexo I). Para o dimensionamento dos componentes restantes da bancada foi utilizada a condição extrema de operação do compressor que consome a maior potência. Dessa forma, a bancada opera com uma gama considerável de compressores de pequeno porte.

Apesar da possibilidade de serem testados compressores variados na bancada de teste, os ensaios foram feitos apenas com um dos compressores. Esse compressor está apresentado na fig. (4.4) e suas características são apresentadas abaixo.

O modelo do compressor é o EM55HNR, com baixo torque de partida. As dimensões do mesmo são apresentadas na tabela (4.1) e na fig. (4.5). O catálogo técnico do mesmo encontra-se no anexo IV.

Tabela 4.1 – Dados dimensionais do compressor EM55HNR

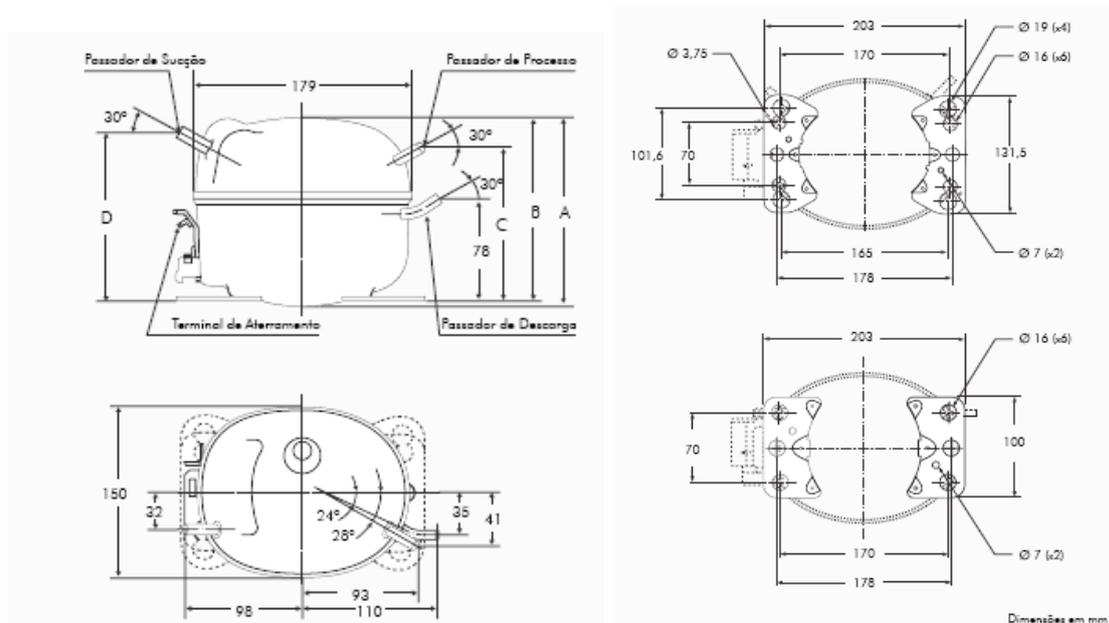
<b>Diâmetro do pistão [mm]</b>	<b>Curso do pistão [mm]</b>	<b>Peso do compressor [kg]</b>
21	6,7	7,59

O motor utilizado no compressor é denominado do tipo RSIR-CSIR, (Capacitive Start – Inductive Run e Resistive Start – Capacitive Run) monofásico de indução. A máxima temperatura ambiente para funcionamento é de 32°C. A pressão de equalização é de 6 kgf/cm<sup>2</sup> (588 kPa, 5,88 bar). O compressor deve trabalhar com pressões de condensação menores que 14,5 kgf/cm<sup>2</sup> (142,2kPa, 14,22 bar), quando em funcionamento contínuo, e na máxima temperatura ambiente (43°C) e inferior a 20,6 kgf/cm<sup>2</sup> (2020 kPa, 20,2 bar) como pressão de pico.



Figura 4.4 – Compressor testado (Embraco, 2006)

Como lubrificantes, o compressor ensaiado pode empregar óleos esters ISO 22, ISO 10 ou ISO 7.



<b>Compressores</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
EM (alto)	168	166	150	155
EM (baixo)	157	155	139	144

Figura 4.5 – Dimensões do compressor testado (Embraco, 2006)

A faixa de funcionamento do compressor está limitada à temperatura de evaporação máxima de -10°C e mínima de -35°C. A temperatura de condensação máxima é de 65°C e a mínima é de 45°C. A fig. (4.6) ilustra esses limites.

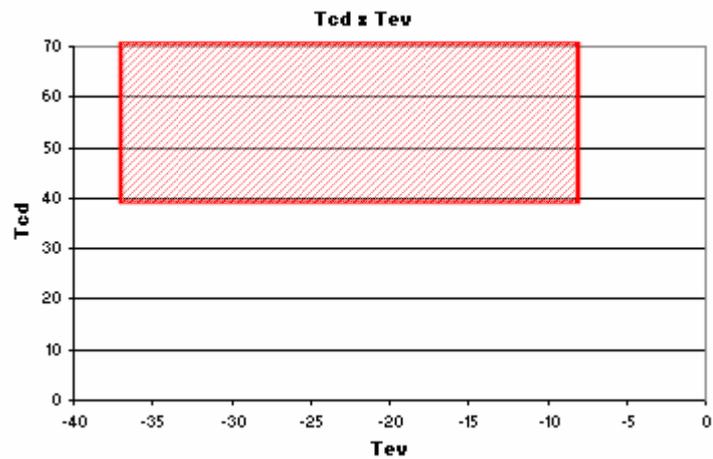


Figura 4.6 – Faixa de operação do compressor testado.

As curvas de consumo de potência do compressor para a faixa de temperatura de evaporação e temperatura de condensação citadas são indicadas pela fig. (4.7). Da mesma forma, as curvas que mostram o fluxo mássico produzido pelo compressor são mostradas na fig. (4.8)

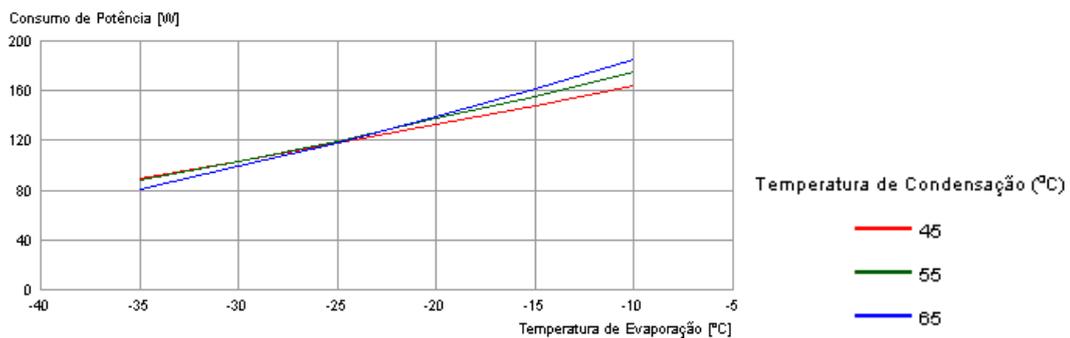


Figura 4.7 – Curvas do consumo de potência do compressor (Embraco, 2006).

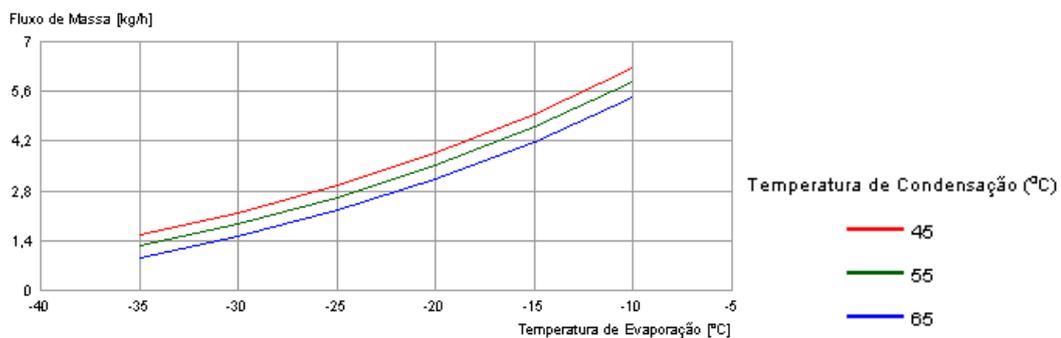


Figura 4.8 – Curvas de fluxo mássico do compressor (Embraco, 2006).

### 4.1.2 Trocador bitubular

Os primeiros componentes da bancada dimensionados foram os trocadores de calor bitubulares, apresentados na fig. (4.10), fabricados e doados pela empresa B (anexo I). Esses trocadores têm o papel de rejeitar o calor do refrigerante para a água que é utilizada como fluido secundário. Essa função é ilustrada pela fig. (4.9). No trocador o fluido refrigerante circula em um sentido pelo tubo externo e o fluido secundário circula no sentido oposto pelo tubo interno.

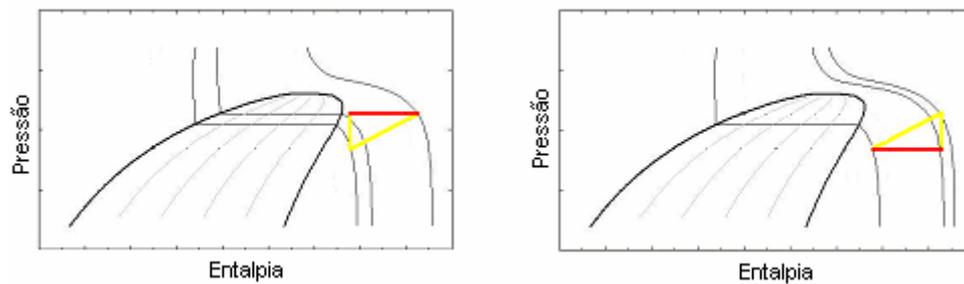


Figura 4.9 – Ilustração do modo de operação dos trocadores de calor bitubular.

A forma como o dimensionamento dos dois trocadores bitubulares foi feita é apresentada nos próximos parágrafos e também no anexo II. Partiu-se das informações disponibilizadas pelo fabricante, como, por exemplo, os diâmetros dos tubos interno e externo do trocador. A essas informações juntaram-se a vazão mássica do refrigerante, que é um valor informado pelos catálogos do fabricante do compressor. Como os trocadores deveriam ser dimensionados para uma situação extrema, a vazão mássica considerada foi a maior para o maior compressor. O fabricante do compressor também fornece as temperaturas de evaporação e de condensação com as quais o compressor opera para fornecer essa vazão mássica, além do grau de superaquecimento do refrigerante na sucção do compressor. Por fim, a vazão do fluido secundário foi obtida através de catálogos do fabricante D (anexo I). A temperatura desse fluido na entrada do trocador bitubular foi fixada em um valor desejado.

As equações utilizadas para obter o valor de comprimento de cada trocador encontram-se no anexo II.



Figura 4.10 – Trocador de calor bitubular (ACP Termotécnica, 2006).

### 4.1.3 Dispositivo de expansão

O dimensionamento do dispositivo de expansão foi feito de forma relativamente simples. Como a maior diferença de pressão para o maior compressor é conhecida, já que o fabricante informa as faixas de temperaturas de condensação máxima e temperatura de evaporação mínima com as quais ele opera. Dessa forma, um dispositivo que gerasse essa diferença de pressão e trabalhasse na faixa de vazão gerada pelo compressor foi selecionado. O tipo de dispositivo escolhido foi um “by-pass” de gás quente, como ilustra a fig. (4.11). Esse dispositivo foi doado pela empresa C (anexo I).

Além de atender a diferença de pressão desejada, o “by pass” de gás quente pode sofrer ajustes de abertura através do seu parafuso regulador. Essa possibilidade de ajuste de abertura terá fundamental importância para a variação das condições de operação do compressor.



Capacidade nominal (kW)	9,4
Faixa de regulação (bar)	0,2 a 6,0
Faixa de atuação para temperatura de evaporação (°C)	-40 a 10

Figura 4.11 – Dispositivo de expansão (Danfoss, 2006).

#### 4.1.4 Calorímetro

Para se chegar ao termo do calor cedido pelo compressor ao ambiente no balanço de energia, é necessária a construção de um calorímetro isolado termicamente ao redor do mesmo. Esse calorímetro, apresentado na fig. (4.12), é construído por placas sanduíche de material isolante térmico.



Figura 4.12 – Calorímetro.

No seu interior, existe um trocador de calor juntamente com um ventilador. Esse trocador é ligado a um segundo trocador e ventilador posicionado na parte externa do calorímetro. Esse sistema é responsável por rejeitar o calor cedido pelo compressor ao ambiente e manter a temperatura constante no interior do calorímetro. A fig. (4.13) ilustra essa situação. Uma bomba responsável por circular água entre os dois trocadores e termopares na entrada e na saída de cada trocador e um rotâmetro são responsáveis por medir as grandezas físicas necessárias para calcular o calor cedido ao ambiente pelo compressor.

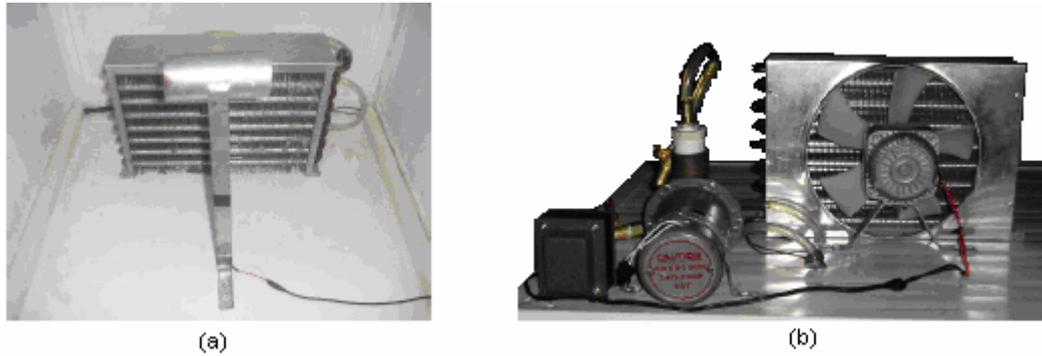


Figura 4.13 – Sistema de controle de temperatura do calorímetro. (a) trocador e ventilador interno, (b) trocador e ventilador externo.

Para a definição da quantidade de calor trocado entre o compressor e o ambiente é necessária a mensuração da quantidade de calor que é transferida pela parede do calorímetro para o ambiente, isto é, a perda de calor pelas paredes do trocador. Para isso, o calorímetro necessita ser calibrado, ou seja, a quantidade de calor que ele perde para o ambiente tem que ser de alguma forma mensurada a fim de se acrescentar esse termo no balanço de energia do compressor. Para se chegar a esse valor, o seguinte método é utilizado: uma resistência elétrica é colocada no interior do calorímetro de forma a dissipar calor em seu interior. No caso do teste realizado, essa resistência foi uma lâmpada de 150W. Após algum tempo, quando as condições permanentes são atingidas, as temperaturas interna ao calorímetro e externa a ele são coletadas. O coeficiente global de transferência de calor é calculado de acordo com as eqs (4.1), (4.2), (4.3).

$$\dot{Q}_{amb} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad 4.1$$

Onde.

$$\dot{Q}_{amb} = \dot{W}_{el} \quad 4.2$$

Logo.

$$AU = \frac{\dot{W}_{el}}{\Delta T} \quad 4.3$$

Onde.

$$\Delta T = (T_{out} - T_{in}) \quad 4.4$$

Tal procedimento é repetido para diferentes níveis de potência elétrica consumidos pela resistência elétrica, permitindo a definição de um  $UA$  por um ajuste, como mostra a fig. (4.14). Conforme mostrado na fig. (4.14), um modulador de tensão é ligado à lâmpada, possibilitando que a potência dissipada seja variada.

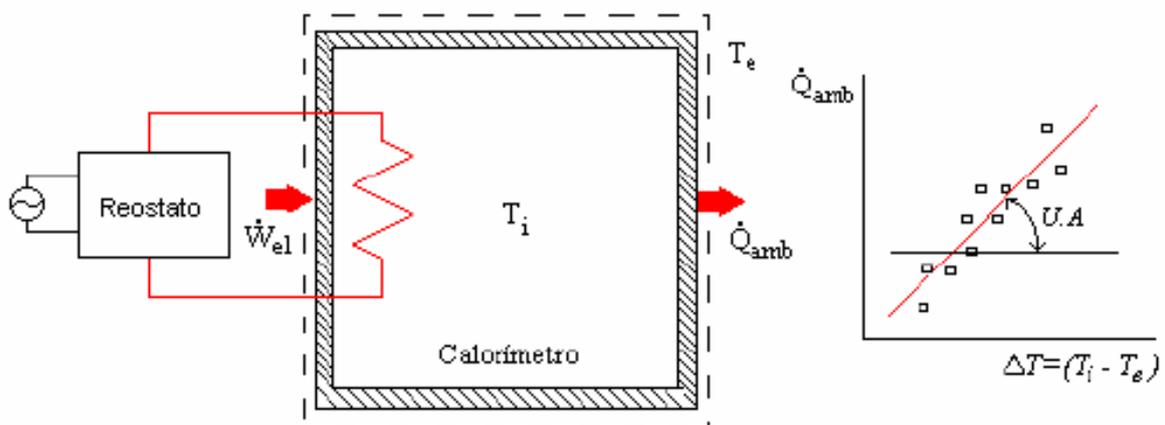


Figura 4.14 – Ilustração da forma como a perda de calor do calorímetro é identificada.

Após a realização do procedimento acima, o valor encontrado para o coeficiente global de transferência de calor do calorímetro construído para a realização do experimento pode ser obtido da fig. (4.15)

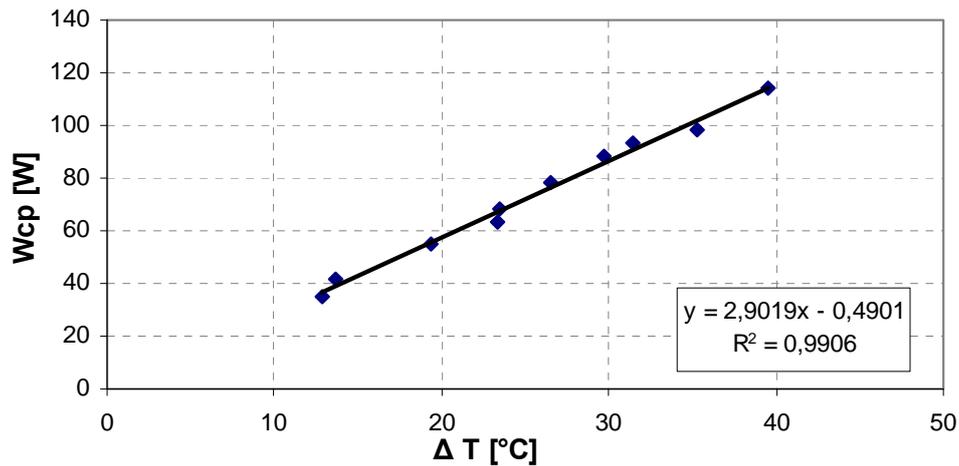


Figura 4.15 – Coeficiente global de transferência de calor (U.A) para o calorímetro

Através da inclinação da reta encontrada chega-se a um valor do coeficiente global de transferência de calor de 2,902 W/K. As variáveis medidas para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor são as temperaturas ambiente e interna ao calorímetro. A outra variável é a potência elétrica consumida pela resistência interna ao calorímetro. A incerteza de cada instrumento de medida é a seguinte:

- Termopar tipo T:  $\pm 1^\circ\text{C}$  (segundo norma NBR13773/97)
- Transdutor de potência:
  - Corrente:  $\pm 1,5\%$  (segundo fabricante do equipamento)
  - Tensão:  $\pm 0,5\%$

A incerteza do coeficiente global de transferência de calor do calorímetro é 0,173 W/K.

## 4.2 INSTRUMENTAÇÃO

Como ilustra a fig.(4.16), sensores para medir vazão de água, pressão e temperatura são instalados ao longo do ciclo proposto para possibilitar a realização dos balanços de energia a partir dos quais são obtidos os valores de performance do compressor.

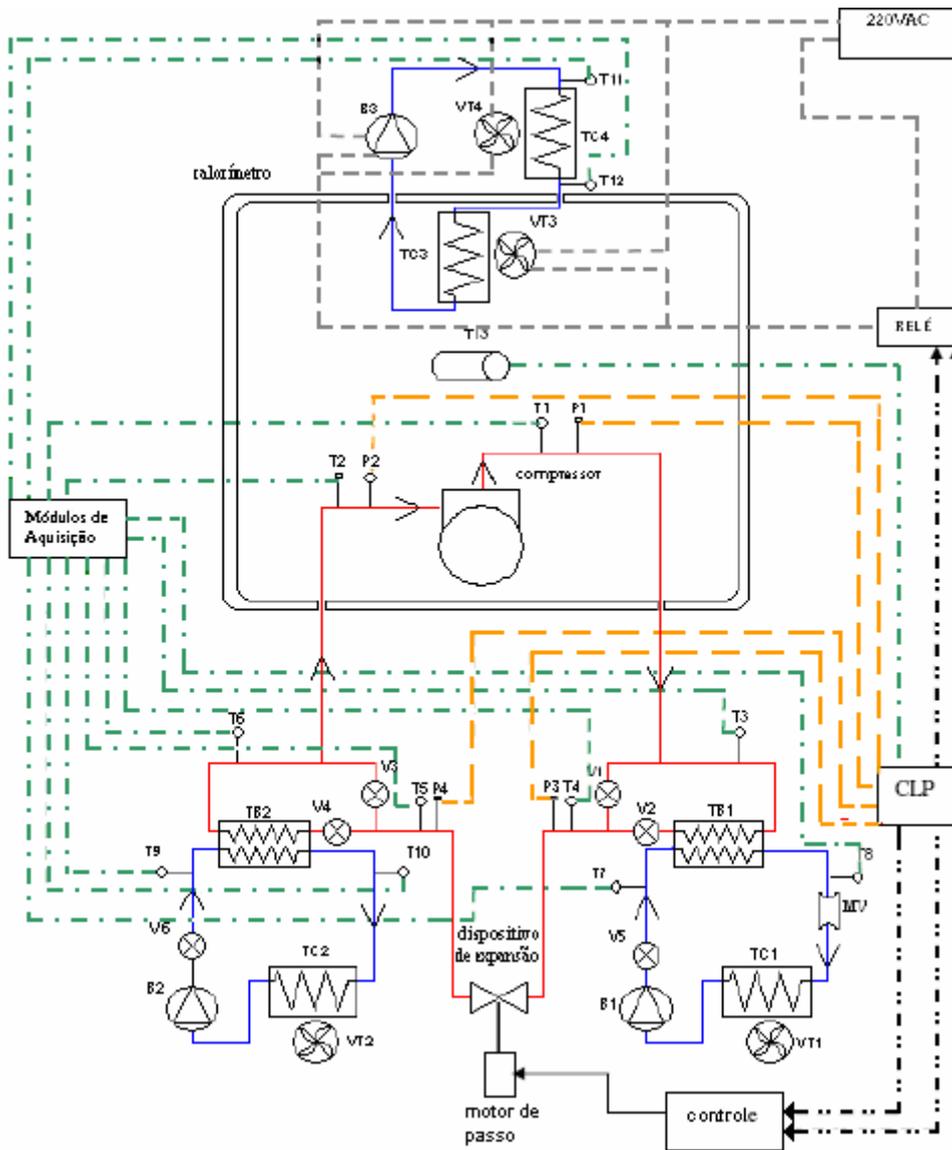


Figura 4.16 – Diagrama esquemático do posicionamento dos sensores (Santos e Santos, 2006).

Legenda:

- — — — — Acionamento do sistema de refrigeração (220Vac)
- — — — — Sinais de 4 a 20 mA (transdutores de pressão)
- . . . . . Sinais de sensores de temperatura
- . . . . . Sinais digitais do CLP

### 4.2.1 Temperatura

Para a aquisição dos valores de temperaturas nos diversos pontos do sistema, como ilustrado na fig. (4.16), termopares foram utilizados. Os termopares foram do tipo T (cobre-constantan), que, de acordo com a norma NBR13773/97, medem temperaturas na faixa de  $-60^{\circ}\text{C}$  até  $100^{\circ}\text{C}$ , com precisão de  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  para medições acima de  $0^{\circ}\text{C}$  e  $\pm 1,2^{\circ}\text{C}$  para medições abaixo de  $0^{\circ}\text{C}$ .

A forma escolhida para fixar os termopares foi através de poços termométricos, como ilustra a fig. (4.17). Esses poços são feitos por meio de tubos de cobre com diâmetros menores que a tubulação pela qual o refrigerante ou a água circulam. Dessa forma, pretende-se não inserir uma perda de carga no fluxo do fluido. A utilização do cobre como material para os poços visa promover uma boa condução de calor. Dessa forma, uma maior precisão dos valores de temperaturas são atingidos. O comprimento do poço termométrico deve possibilitar o posicionamento do termopar a uma distância de oito vezes o diâmetro da tubulação após a curva da tubulação.



Figura 4.17 – (a) foto do poço termométrico, (b) figura esquemática do poço termométrico.

No interior do calorímetro, na sucção do compressor e descarga do compressor, optou-se pela utilização de um termo-resistor do tipo PT-100 para medir a temperatura, como ilustra a fig. (4.18). Os sensores do tipo PT-100 a dois fios possuem uma resistência entre os fios de 100 Ohms, quando a temperatura sobre o mesmo é de  $0^{\circ}\text{C}$ , e de 138,4 ohms em  $100^{\circ}\text{C}$ . Estes sensores oferecem uma incerteza de  $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$  em  $0^{\circ}\text{C}$ .



Figura 4.18 – Instrumentação usada na medição de temperaturas: (a) Sensor PT-100, (b) Condicionador de sinal

A resistência entre os fios varia de acordo com a variação da temperatura do meio onde este se encontra. Com isso, o sensor é conectado a um condicionador de sinal que é alimentado com uma tensão de 24Vcc e fornece um sinal analógico de 4 a 20mA.

O PT-100 instalado no interior do calorímetro emite um sinal de saída que é enviado a um CLP, que serve de referência para o controle da temperatura no interior do calorímetro. O sensor do tipo PT-100 foi utilizado pois o CLP possui entradas analógicas específicas para esse tipo de sensor de temperatura.

#### 4.2.2 Pressão

As medidas de pressão do refrigerante são feitas em diferentes pontos do ciclo, mais precisamente na entrada e saída de todos os dispositivos por onde o refrigerante passa, ou seja, compressor, dispositivo de expansão e trocadores bitubulares, como mostra a fig. (4.16). Os transdutores utilizados para realizar essa medição são para aplicações OEM, ou seja, transmissores eletrônicos. Esses transmissores possuem uma precisão, segundo o fabricante, de 1% na medida. Eles são alimentados por tensões de 10 a 30 Vcc e fornecem um sinal analógico que varia de 4 a 20 mA. Na presente dissertação são utilizados transdutores que, após o tratamento do sinal, lêem pressão de 0 a 10 bar para a linha de baixa pressão da bancada e que lêem de 0 a 40 bar para as linhas de alta pressão. O tratamento desses sinais é feito pelo sistema de aquisição de dados. A fig. (4.19) apresenta um ponto de tomada de pressão, feito por meio de uma válvula e o transdutor de pressão utilizado. No anexo III encontra-se o catálogo técnico do transdutor de pressão utilizado e fornecido pela empresa F (anexo I), e suas respectivas curvas de calibração.



(a)



(b)

Figura 4.19 – Medição de pressão: (a) Ponto de tomada de pressão, (b) Transdutor de pressão utilizado.

### 4.2.3 Vazão

Para medir a vazão de água que circula entre os dois trocadores de calor que têm a finalidade de manter a temperatura constante no interior do calorímetro utilizou-se um rotâmetro adquirido junto a empresa H (anexo I), como mostra a fig. (4.20).



Figura 4.20 – Rotâmetro, (Applitech, 2006).

O rotâmetro utilizado é um equipamento medidor de vazão instantânea, onde  $\pm 2\%$  de incerteza do fundo de escala é aplicável segundo o fabricante. Sua escala varia de 75 l/h até

750 l/h. A sua construção é feita em material plástico e seu flutuador é do tipo livre, construído em material metálico com especificação, segundo o fabricante, SS 316. Para maiores informações, o catálogo do rotâmetro encontra-se no anexo III. O modelo utilizado é o AP 750.

#### 4.2.4 Potência

Para medir a potência consumida pelo compressor durante os ensaios, um transdutor como mostrado na fig. (4.21) é utilizado.

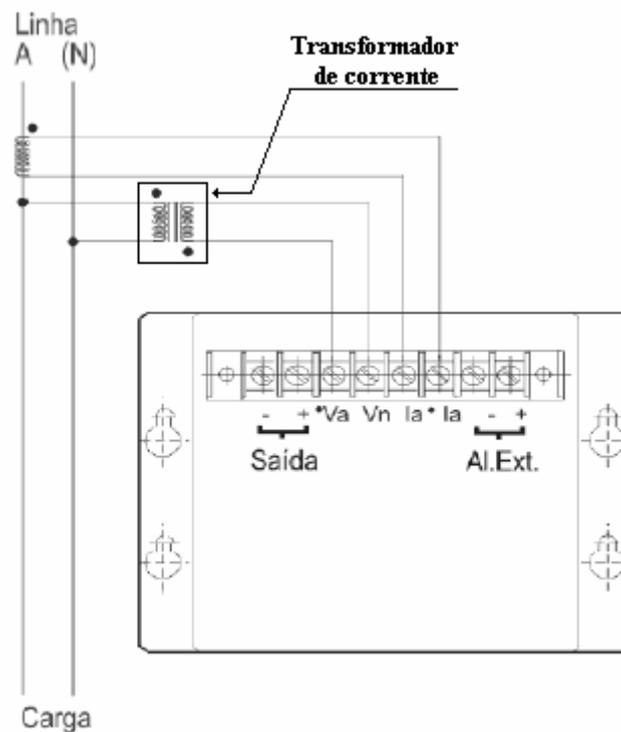


Figura 4.21 – Transdutor de potência.

Os transdutores de potência de corrente alternada convertem potência ativa ou reativa em um sinal de saída contínuo de tensão ou corrente proporcional ao sinal de entrada. As entradas e saídas são isoladas galvanicamente.

O transdutor utilizado para os ensaios é o modelo WA3012211122, fornecido pela empresa J (anexo I), o modelo utilizado opera para potência ativa e utiliza um transformador de corrente, como indicado na fig. (4.21). A sua ligação é feita para corrente contínua, com fase e neutro, como ilustra a fig. (4.21). O transdutor deve ser alimentado com tensão de entrada de 220V., o

signal de saída é de 0 a 20 mA e a classe de precisão de 0,25%. Suas especificações e dados de calibração encontram-se no anexo III.

#### 4.2.5 Aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados mostrado na fig. (4.22) é responsável por coletar todos os valores de temperatura, pressão e potência utilizados na bancada. A empresa G (anexo I) é responsável pelo fornecimento dos módulos de aquisição.



Figura 4.22 – Sistema de aquisição de dados.

**Módulos de aquisição de dados:** são formados por componentes de aquisição de sinais analógicos dos modelos 8018 e 8017, como ilustra a fig. (4.23).



Figura 4.23 – Módulos de aquisição de dados.

Os módulos possuem 8 canais de entrada analógica (mA, mV ou sinais de termopares), sendo que os mesmos podem ser acrescentados no sistema de aquisição, de acordo com a necessidade de mais canais de medição. O protocolo de comunicação entre os módulos de aquisição é realizado através de uma rede RS-485, conectada a um conversor analógico-digital, modelo 8020, que converte o sinal analógico RS-485 em um sinal digital RS-232, compatível com porta serial do computador.

O condicionamento e a conversão de funções dos módulos são feitos de modo que os dados possam ser transmitidos como vários tipos de representação dos mesmos no formato ASCII, diretamente do PC, por meio de uma porta serial. Todos os módulos possuem softwares programáveis e não requerem nenhum ajuste. Parâmetros como endereço e taxa de transferência são atribuídos através de comandos simples, transmitidos através da porta serial do computador.

Os módulos do modelo 8018 são próprios para aquisição de sinais de termopares de diferentes tipos (J, K, T, E, S, B, N, C e R) e possuem um sensor de temperatura interno que mede a temperatura ambiente e realiza a compensação de junta fria.

Tabela 4.2 – Faixa de operação do módulo 8018.

<b>Tipo</b>	<b>Faixa de operação</b>
T	-270°C – 400°C

O módulo 8018 possui uma configuração de leitura de temperatura apresentada na tabela (4.2). O módulo 8017 mede sinais analógicos com as configurações apresentadas na tabela (4.3)

Tabela 4.3 – Configurações da faixa de operação do módulo 8017.

<b>Tipo</b>	<b>Range</b>	<b>Tipo</b>	<b>Range</b>
8	-10V – 10V	0B	-500mV – 500mV
9	-5V – 5V	0C	-150mV – 150mV
0A	-1V – 1V	0D	-20mA – 20mA

**Módulo de conversor RS-232 / RS-485:** O módulo de aquisição de dados possui um conversor RS-232/RS485 e vice-versa. O modelo desse módulo é o 8520 do fabricante G (anexo I).

A comunicação RS-232 é um conjunto de normas que definem comunicação serial ponto a ponto entre os dois dispositivos. A norma RS-232 define os níveis de tensão, a temporização, o protocolo de troca de dados e a disposição mecânica dos conectores.

A interface RS-232 tem como principal atrativo a sua implementação simples e barata, sendo disponível como padrão na maioria dos computadores. A principal limitação da interface RS-232 é o fato de a mesma operar por níveis de tensão, sendo extremamente suscetível a ruídos, o que inviabiliza a comunicação de maneira confiável em distâncias superiores a 10 ou 15 metros. Outra limitação é que o padrão RS-232 foi desenvolvido para ser uma comunicação ponto a ponto, não permitindo que mais de dois dispositivos usem a mesma “linha de dados”.

Por ser uma solução do padrão RS-422, a comunicação RS-485 tem como principal enfoque a comunicação em rede, ou seja, com apenas um par de fios é possível a comunicação com diversos equipamentos em rede, usando o mesmo barramento. Assim como o RS-422, o RS-485 utiliza linha de dados balanceada, bastante similar às linhas de dados da interface RS-422. Logo, também permite comunicação em distâncias de até 1200 metros, de maneira extremamente confiável.

O principal uso do padrão RS-422 é para estender a comunicação RS-232 a grandes distâncias, de maneira transparente ao usuário, sem a necessidade de alterar programação e protocolos.

A comunicação RS-485 é derivada da comunicação RS-422, que é uma evolução do padrão RS-232. Tem como principal inovação a implementação de linhas de transmissão balanceadas, o que torna a comunicação extremamente imune a ruídos. O padrão RS-422 é mais utilizado em comunicações ponto a ponto, embora seja possível utilizar o mesmo em pequenas redes. Para operação em rede, o número máximo de dispositivos que podem ser conectados é limitado, pois cada circuito de saída RS-422 pode ser ligado a no máximo 10 entradas. Também não é possível a utilização de um único par de fios para operar como “barramento”, ou seja, os dados são transmitidos por uma linha e recebidos por outra.

Os módulos de aquisição de sinal da série 8018 e 8017 são projetados para uma comunicação RS-485. Como a maioria de PCs tem como comunicação a porta serial RS-232, e não a RS-485, é necessário ter um conversor entre o PC e os módulos de aquisição, que converta o sinal

RS-485 a RS-232 e vice-versa. Os módulos 8520 executam estas funções de conversão. Um único módulo 8520 pode ligar 256 módulos individuais da série 8018 e 8017 em uma única rede RS-485, porque todos os ajustes de transferência são executados automaticamente pelo software, não existindo necessidade para ajuste ou abertura de interruptor do módulo.

**Software:** Junto aos módulos de aquisição mencionados acima e os seus respectivos sensores (temperatura, pressão e potência), faz-se necessária a utilização de um software que permita a leitura e armazenamento dos dados, configuração dos módulos, configuração da porta serial e configuração dos parâmetros de configuração. Esse software é denominado WINview CP32 e é fornecido pela mesma empresa que fornece os módulos de aquisição.

### 4.3 CONTROLE DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

#### 4.3.1 Controle de temperatura e pressão

O trabalho desenvolvido por Santos e Santos (2006) teve por finalidade o controle de temperatura internamente ao calorímetro da bancada construída, além do controle da pressão da linha de baixa pressão da bancada. Para isso foi utilizado um Controlador Lógico Programável. (CLP), fornecido pela empresa I (anexo I). O modelo utilizado é o DX-9100-8154, como mostrado na fig. (4.24)



Figura 4.24 – Controlador Lógico Programável.

O CLP deve ser alimentado por uma tensão de 24V e processa sinais analógicos a partir de digitais utilizando 12 módulos de função programáveis com múltiplas finalidades. O DX-9100 pode aceitar até 8 (oito) entradas digitais e 8 (oito) módulos de saída, sendo configuradas para fornecer duas saídas analógicas e seis saídas digitais através de triacs. As saídas podem ser configuradas em 6 (seis) saídas “on/off”, ou 3 (três) saídas com ajuste na duração de saída (D.A.T), 3 (três) saídas de ajuste de posição (P.A.T.) ou, ainda, 3 (três)

saídas de “*start/stop*”. Podem ser efetuadas algumas combinações utilizando, no máximo, 6 (seis) triacs.

Para controlar a temperatura no interior do calorímetro, uma programação de algoritmo de controle “*on/off*” foi utilizada. Nesse algoritmo, uma temperatura de referência - 32°C segundo a norma ISO 917 - na variável de configuração remota (RSP) e o valor fornecido pelo PT-100 são associados à variável de processo (PV). Sendo selecionado o *Action Mode* nessa programação quando a variável de processo é superior à variável de referência, a saída do controlador é chaveada para *On*, e quando a variável de processo for inferior à variável de referência, a saída é chaveada para *Off*.

A saída do controlador “*on/off*” é ligada ao relé MTX 24 VAC, que liga ou desliga os ventiladores e a bomba, de acordo com a temperatura no interior do calorímetro.

Para o controle da pressão de sucção do compressor, foi utilizado o dispositivo de expansão descrito acima, juntamente com um motor de passo. No CLP, foi utilizado o algoritmo de controle PID (proporcional integral e derivativo) ligado a uma saída do tipo PAT para possibilitar a operação do motor de passo nos dois sentidos, e utilizar uma realimentação, que, no caso, seria a diferença do valor desejado e a pressão lida pelo transdutor de pressão localizada na sucção do compressor, resultando em uma resposta precisa.

## 5 RESULTADOS

### 5.1 CONJUNTO DE ENSAIOS – VISÃO GERAL

Após 75 ensaios realizados durante aproximadamente 90 horas de operação da bancada, 39 ensaios foram utilizados para a realização da análise apresentada a seguir. Os demais ensaios serviram para ajustar a bancada e os instrumentos de medição.

Os ensaios realizados, conforme metodologia indicada no capítulo 3, com o compressor, apresentado na seção 4.1.1, objetivaram cobrir toda a faixa de operação do mesmo. Essa faixa de operação consiste em um intervalo de valores para temperaturas de evaporação e temperaturas de condensação. Para o compressor específico esses valores são: temperatura de evaporação entre  $-10^{\circ}\text{C}$  e  $-35^{\circ}\text{C}$  e temperatura de condensação entre  $45^{\circ}\text{C}$  e  $65^{\circ}\text{C}$ . A tabela (5.1) mostra todos os pontos ensaiados.

Dos resultados, 86% contemplaram a área de operação do compressor. Os 14% restantes ficaram em média  $1^{\circ}\text{C}$  abaixo da temperatura mínima de condensação, porém com a temperatura de evaporação dentro da faixa desejada.

Tabela 5.1 – Visão geral dos ensaios.

Ensaio	Tcd	Tev									
1	45,9	-17,9	10	62,8	-17,2	19	56,1	-20,4	28	42,6	-24,2
2	45,3	-20,4	11	61,1	-20,4	20	52,4	-23,6	29	48,2	-26,3
3	44,5	-23,6	12	58,9	-23,7	21	63,6	-14,3	30	49,9	-23,6
4	43,0	-27,7	13	49,7	-17,2	22	62,2	-17,1	31	51,6	-20,1
5	49,8	-26,9	14	47,7	-20,2	23	62,2	-20,3	32	52,7	-16,9
6	51,4	-23,8	15	45,9	-24,4	24	59,3	-23,7	33	54,1	-14,0
7	53,0	-19,8	16	43,8	-27,2	25	45,1	-14,6	34	60,4	-14,1
8	54,4	-17,1	17	59,3	-14,4	26	45,2	-17,4	35	59,8	-16,9
9	64,3	-14,5	18	58,1	-17,3	27	44,1	-20,2	36	59,4	-19,5

Abaixo, segue a fig. (5.1) que compara os pontos ensaiados com a área coberta pela faixa de operação do compressor segundo o fabricante, que é indicada pelo retângulo em vermelho.

Por meio da fig. (5.1), pode se chegar à conclusão que os trinta e seis ensaios realizados conseguiram cobrir aproximadamente 50% da área de operação do compressor.

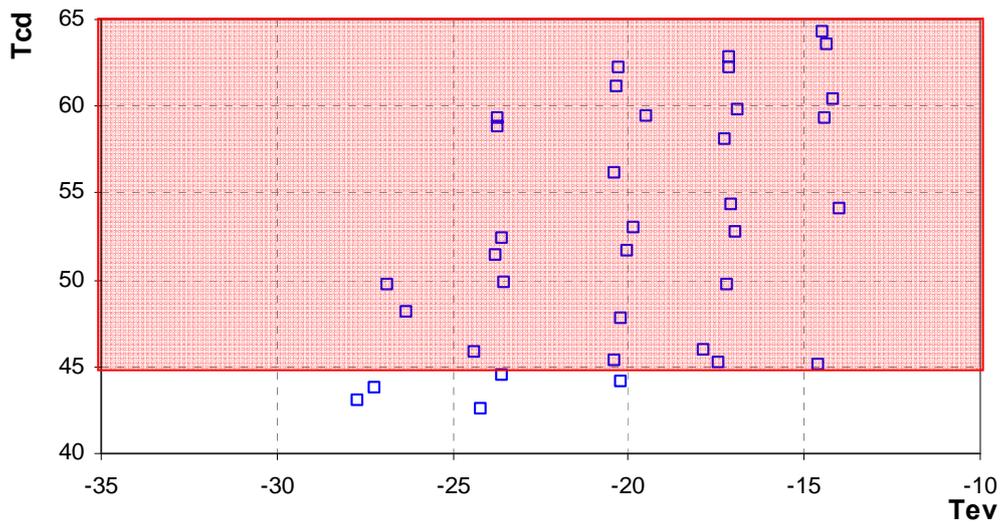


Figura 5.1 – Ensaios realizados.

Os ensaios deveriam ser divididos em dois grupos. No primeiro, a bancada foi configurada com a seguinte montagem: compressor, seguido de trocador de calor e posteriormente dispositivo de expansão, como ilustra a fig. (5.2)

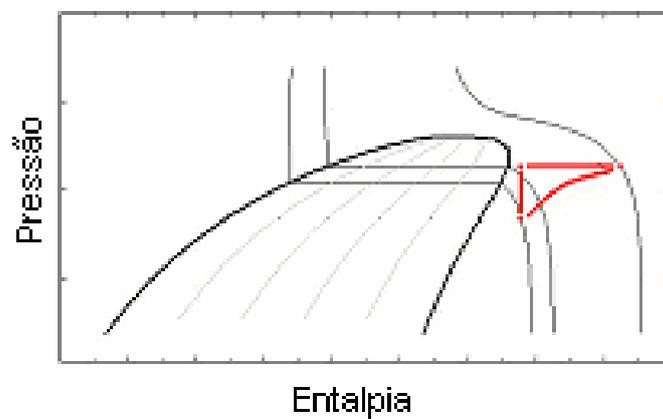


Figura 5.2 – Configuração do primeiro grupo de ensaios.

No segundo, a bancada seria configurada com o compressor seguido do dispositivo de expansão e posteriormente com o trocador de calor, como ilustra a fig. (5.3).

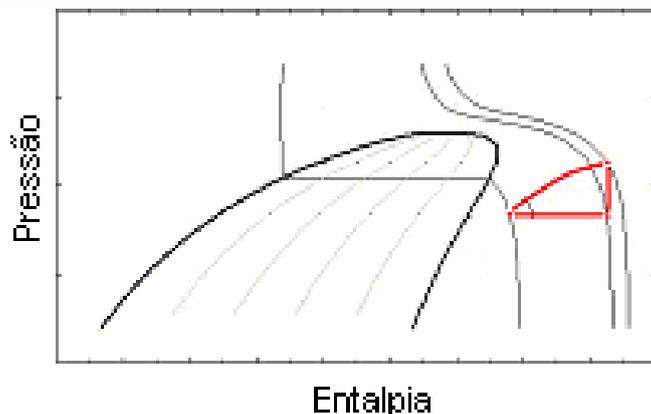


Figura 5.3 – Configuração do segundo grupo de ensaios.

O segundo grupo de ensaios não foi possível de ser feito tendo em vista, a existência de um redução na temperatura do fluido refrigerante na saída do compressor. Isto ocorreu devido a dois fatores. O primeiro deles é a distância da tubulação entre a descarga do compressor e a entrada do dispositivo de expansão. Essa tubulação sofre influência da temperatura ambiente, que é menor que a temperatura do refrigerante nesse ponto, fazendo com que o fluido refrigerante reduza a temperatura. O segundo fato também é resultado do comprimento da tubulação entre a descarga do compressor e a entrada do dispositivo de expansão. Essa distância ocasiona uma perda de carga, que é acompanhada de uma redução na temperatura. Sendo assim, todos os ensaios analisados a seguir estão configurados como na fig. (5.2).

Para o primeiro grupo de ensaios a carga de refrigerante no ciclo foi variada por três vezes, sendo a primeira carga de 550 g de gás R134a, a segunda carga sendo de 500 g e a terceira carga sendo de 460 g. A fig. (5.4) ilustra como esses ensaios foram distribuídos.

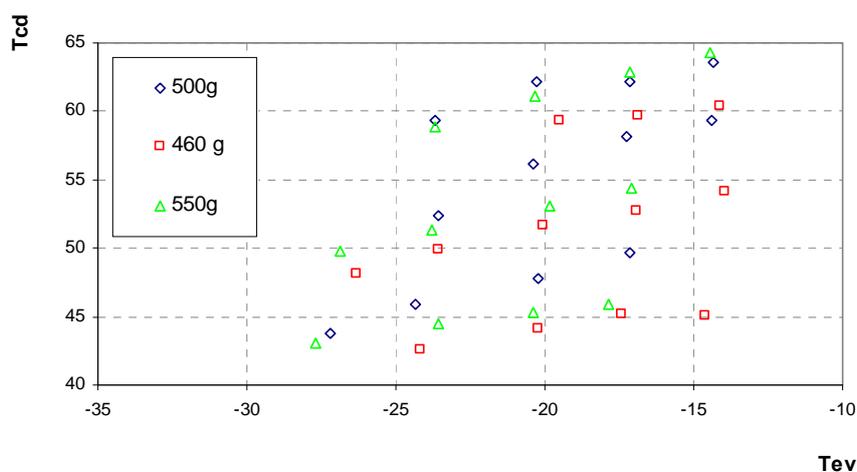


Figura 5.4 – Ensaios realizados separados pela carga de refrigerante do ciclo.

## 5.2 ANÁLISE DE ERRO DOS RESULTADOS

A avaliação do erro relacionado aos valores calculados de vazão mássica, eficiência isentrópica e coeficiente de performance, obtidos a partir dos dados coletados seguirá a metodologia apresentada a seguir. E os seus valores serão apresentados juntamente com a análise desenvolvida nas próximas seções.

Para uma grandeza qualquer  $U$ , calculada em função de diversas variáveis  $x$  medidas experimentalmente, como indicado na eq. (5.1)

$$U = u(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad 5.1$$

Pode ser estabelecido, por meio de uma série de Taylor uma relação entre as variações na medição,  $\delta x_i$ , e as alterações que ela provoca sobre o valor  $U$  como indicado pela eq. (5.2)

$$\delta U = \left( \frac{\partial u}{\partial x_1} \right) \cdot \delta x_1 + \dots + \left( \frac{\partial u}{\partial x_n} \right) \cdot \delta x_n \quad 5.2$$

Dessa forma define-se a incerteza de  $U$  como a soma do quadrado dos erros indicados pela eq. (5.3).

$$\delta U = \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x_1} \right)^2 \cdot \delta x_1^2 + \dots + \left( \frac{\partial u}{\partial x_n} \right)^2 \cdot \delta x_n^2 \right]^{1/2} \quad 5.3$$

As incertezas dos instrumentos utilizados nas medições são as seguintes:

- Termo-resistência PT-100 -  $\pm 0,3^\circ\text{C}$
- Termopar tipo T -  $\pm 1^\circ\text{C}$
- Transdutor de pressão -  $\pm 1\%$
- Transdutor de potência -  $\pm 0,25\%$

### 5.3 AVALIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE REFRIGERANTE

Os valores da vazão mássica de refrigerante [kg/s] para os ensaios apresentados na tabela (5.1) foram obtidos por meio de balanço de energia sobre o compressor e também pela simulação do compressor. A simulação é feita conforme apresentado na seção 2.5.2. Os parâmetros do modelo são obtidos segundo os dados do catálogo do fabricante.

#### 5.3.1 Balanço de energia sobre o calorímetro

O balanço de energia é feito como apresentado na seção 2.5.3 pela fig. (2.14) e eq. (2.26). A eq. (2.26) advinda da primeira lei da termodinâmica sofreu algumas simplificações. A primeira delas é a desconsideração do calor trocado pelo óleo do sistema, pelo fato de a bancada não possibilitar a separação do óleo do refrigerante e a medição de sua vazão mássica. Dessa forma, o cálculo dessa parcela é descartado, pois segundo Duarte (2000), essa parcela não representa influência sobre o valor da vazão mássica. A segunda simplificação é a eliminação da variação da energia interna do calorímetro, já que todos os ensaios foram realizados sobre a condição de regime permanente. Optou-se também pela estabilização da temperatura interna da câmara calorimétrica de forma a não utilizar o trocador que realiza o controle da mesma. Essa medida foi adotada porque o sistema de controle da temperatura interna a câmara atua de forma inconstante, ou seja, liga durante um intervalo de tempo e desliga por outro. Com isso a mensuração do calor cedido ao ambiente por esse controle se tornou difícil. Como consequência, a potência dissipada pelo ventilador interno ao calorímetro também foi desconsiderada, já que o mesmo não foi acionado. Dessa forma a eq. (2.26) pode ser apresentada como a eq. (5.4). Essa não utilização do controle da temperatura interna ao calorímetro pode ser um dos motivos para a discrepância do valor da vazão mássica calculado e da vazão mássica encontrada no catálogo do fabricante, pois segundo o mesmo a temperatura máxima de operação do compressor é de 43°C e a temperatura interna ao calorímetro chegou a valores como 50°C.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{W}_{cp} - \dot{Q}_{amb,CAL}}{(h_{o,cp} - h_{i,cp})_{ref}} \quad 5.4$$

A partir da eq. (5.4) e dos valores obtidos nos ensaios chegou-se ao valor do fluxo mássico gerado pelo compressor. Esses valores são apresentados na tabela (5.2).

Tabela 5.2 – Resultados dos ensaios.

	$T_{ev}$ [°C]	$T_{cd}$ [°C]	$\dot{W}_{cp}$ [kW]	$T_{i,cp}$ [°C]	$T_{o,cp}$ [°C]	$T_{amb}$ [°C]	$T_{in,CAL}$ [°C]	$\dot{m}_{ref}$ [kg/s]
1	-17,9	45,9	0,127	-16,4	81,8	22,4	39,9	0,00106
2	-20,4	45,3	0,119	-13,1	84,8	21,8	41,8	0,00083
3	-23,6	44,5	0,109	-8,1	86,1	21,4	43,3	0,00065
4	-27,7	43,0	0,097	-2,8	85,7	20,8	44,9	0,00042
5	-26,9	49,8	0,102	2,0	92,2	25,6	49,5	0,00050
6	-23,8	51,4	0,112	-3,9	94,8	25,7	50,0	0,00056
7	-19,8	53,0	0,125	-10,0	96,3	25,8	49,8	0,00069
8	-17,1	54,4	0,133	-13,4	96,3	26,1	49,3	0,00080
9	-14,5	64,3	0,151	-8,5	96,3	26,6	49,0	0,00129
10	-17,2	62,8	0,139	-5,7	97,7	27,0	51,4	0,00101
11	-20,4	61,1	0,126	-2,4	98,5	27,5	52,9	0,00075
12	-23,7	58,9	0,113	2,4	97,7	27,6	54,1	0,00059
13	-17,2	49,7	0,131	-2,6	90,8	22,2	45,6	0,00091
14	-20,2	47,7	0,119	1,1	91,2	22,0	47,0	0,00068
15	-24,4	45,9	0,106	2,5	90,1	21,9	47,7	0,00048
16	-27,2	43,8	0,098	6,4	88,8	21,7	48,3	0,00034
17	-14,4	59,3	0,148	-2,1	94,6	20,9	43,7	0,00119
18	-17,3	58,1	0,136	1,5	96,0	21,4	45,8	0,00096
19	-20,4	56,1	0,124	2,6	95,9	21,9	47,7	0,00073
20	-23,6	52,4	0,112	5,0	94,9	21,9	49,3	0,00049
21	-14,3	63,6	0,151	-1,0	103,9	49,3	24,5	0,00104
22	-17,1	62,2	0,138	2,6	104,5	49,3	27,8	0,00068
23	-20,3	62,2	0,127	4,1	103,8	50,1	19,0	0,00051
24	-23,7	59,3	0,114	6,8	102,4	51,0	19,3	0,00032
25	-14,6	45,1	0,137	-5,2	92,0	21,5	37,9	0,00119
26	-17,4	45,2	0,126	1,8	97,5	21,3	41,1	0,00092
27	-20,2	44,1	0,117	3,8	100,6	20,7	43,3	0,00067
28	-24,2	42,6	0,106	8,4	104,3	20,6	46,1	0,00042
29	-26,3	48,2	0,102	15,0	107,3	20,4	49,2	0,00026
30	-23,6	49,9	0,111	12,3	111,2	21,5	50,3	0,00035
31	-20,1	51,6	0,123	7,9	113,5	20,9	50,7	0,00043
32	-16,9	52,7	0,134	3,4	113,3	20,8	50,4	0,00055
33	-14,0	54,1	0,146	2,1	112,6	21,5	50,2	0,00071
34	-14,1	60,4	0,150	4,1	116,9	21,9	50,7	0,00075
35	-16,9	59,8	0,139	7,8	118,4	22,7	51,4	0,00064
36	-19,5	59,4	0,124	13,3	119,2	23,3	53,2	0,00046

### Erro associado à vazão mássica.

Seguindo a metodologia para cálculo de erro apresentada na seção 5.2, o erro associado à vazão mássica obtida pelo balanço de energia sobre o calorímetro é apresentado na tabela (5.3).

Tabela 5.3 – Erro associado ao valor da vazão mássica.

Ensaio	Erro [%]						
1	5,6	10	6,8	19	11,0	28	16,9
2	7,6	11	9,8	20	17,5	29	31,4
3	10,7	12	13,5	21	6,7	30	21,5
4	18,8	13	8,1	22	12,0	31	16,5
5	15,7	14	11,5	23	16,8	32	12,5
6	12,6	15	17,3	24	28,8	33	9,4
7	9,4	16	26,8	25	4,7	34	8,9
8	7,7	17	6,1	26	6,7	35	10,5
9	4,9	18	8,0	27	9,7	36	16,0

A fig. (5.5) mostra que o erro é inversamente proporcional ao valor da vazão mássica, ou seja, quando a vazão diminui o erro aumenta. Para o cálculo da vazão mássica o calor trocado entre o compressor e o ambiente é o fator que tem maior influência sobre o erro. Isso porque o erro do calor trocado entre o compressor e o ambiente encontra-se em torno de 7% enquanto o erro da potência consumida é de 0,25%. E esse calor trocado tem que aumentar para chegarmos a vazões menores, logo o valor dos erros nessas condições é maior.

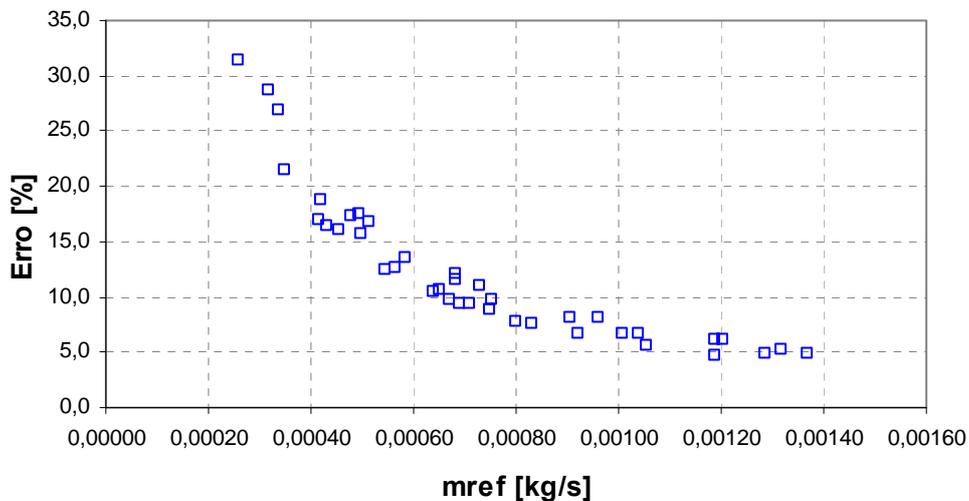


Figura 5.5 – Relação do erro da vazão mássica com a vazão mássica.

### 5.3.2 Simulação do compressor

A simulação do compressor é feita com os dados de entrada: temperatura de evaporação e condensação. Esses valores estão apresentados na tabela (5.1). Além disso, o grau de

superaquecimento também deve ser utilizado como entrada do modelo. Esses valores estão apresentados na tabela (5.4).

Tabela 5.4 – Valores de superaquecimento para os ensaios.

Ensaio	superaque. [°C]						
1	1,5	10	11,5	19	22,9	28	32,6
2	7,3	11	18,0	20	28,6	29	41,4
3	15,5	12	26,1	21	13,3	30	35,9
4	24,9	13	14,6	22	19,7	31	27,9
5	28,8	14	21,3	23	24,3	32	20,3
6	19,9	15	26,9	24	30,5	33	16,0
7	9,9	16	33,6	25	9,5	34	18,2
8	3,7	17	12,3	26	19,2	35	24,7
9	6,0	18	18,7	27	24,0	36	32,8

Além desses valores de entrada para o modelo, as eqs. (2.21) e (2.22) que compõem o modelo propriamente dito e o valor do coeficiente isentrópico ( $\bar{\gamma}$ ) também devem ser fornecidos. Esse último pode ser encontrado na seção 2.5.2. Dessa forma o valor da vazão mássica é obtido. Os resultados para os trinta e seis pontos ensaiados encontram-se na tabela (5.5).

Tabela 5.5 – Resultados simulados para a vazão mássica de refrigerante.

Ensaio	$\dot{m}_{ref}$ [kg/s]						
1	0,00157	10	0,00096	19	0,00119	28	0,00102
2	0,00136	11	0,00150	20	0,00100	29	0,00084
3	0,00112	12	0,00127	21	0,00161	30	0,00099
4	0,00087	13	0,00101	22	0,00137	31	0,00122
5	0,00085	14	0,00085	23	0,00114	32	0,00146
6	0,00104	15	0,00165	24	0,00094	33	0,00170
7	0,00132	16	0,00140	25	0,00177	34	0,00162
8	0,00155	17	0,00119	26	0,00149	35	0,00138
9	0,00165	18	0,00100	27	0,00128	36	0,00117

### 5.2.3 Comparação entre os resultados obtidos pelo balanço de energia e os resultados simulados.

Comparando os resultados obtidos pelo balanço de energia sobre o calorímetro com os valores obtidos do modelo semi-empírico chega-se a fig. (5.6).

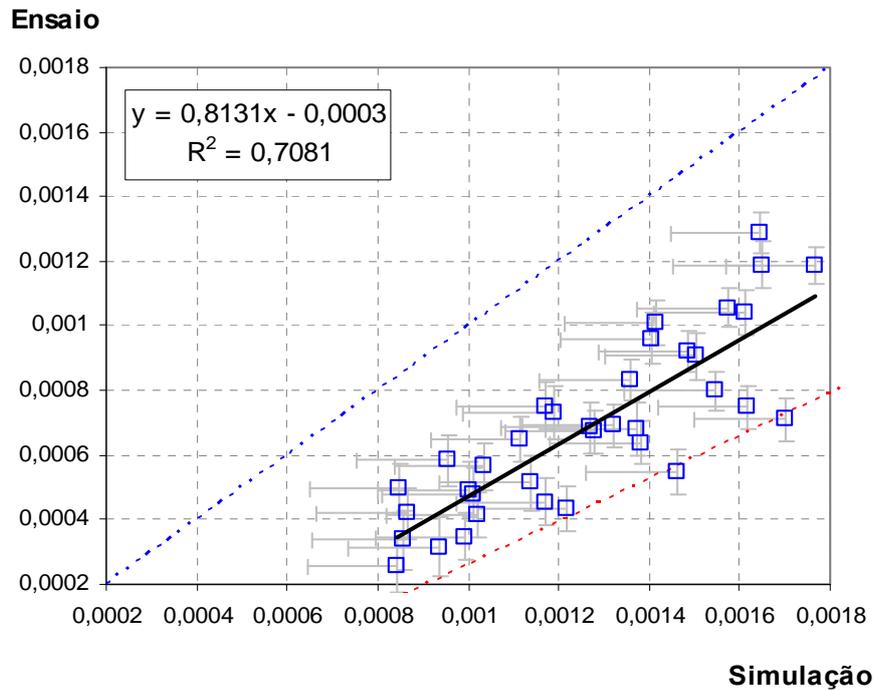


Figura 5.6 – Comparação entre os valores da vazão mássica simulada e obtida pelo balanço energético.

Os resultados experimentais apresentam uma tendência similar ao dos resultados simulados, porém com um desvio, de forma que o cruzamento da linha de tendência não ocorre no ponto (0;0), mas sim no ponto (0;-0,0003). Essa discrepância deve-se ao fato de o resultado simulado apresentar um desvio de 0,0001 kg/s em relação aos dados de catálogo, como indica a barra de erros na fig. (5.6).

## 5.4 AVALIAÇÃO DA POTÊNCIA CONSUMIDA PELO COMPRESSOR

A potência consumida pelo compressor para os ensaios realizados foram obtidas de duas formas. A primeira por meio de um transdutor de potência instalado na bancada, valor esse que foi utilizado no balanço de energia, e a segunda através da simulação computacional semi-empírica.

### 5.4.1 Balanço de energia sobre o calorímetro

Os valores obtidos por medida direta na bancada durante o ensaio estão apresentados na tabela (5.6).

Tabela 5.6 – Potência consumida pelo compressor medida de forma direta.

Ensaio	$\dot{W}_{cp}$ [kW]						
1	0,127	10	0,139	19	0,124	28	0,106
2	0,119	11	0,126	20	0,112	29	0,102
3	0,109	12	0,113	21	0,151	30	0,111
4	0,097	13	0,131	22	0,138	31	0,123
5	0,102	14	0,119	23	0,127	32	0,134
6	0,112	15	0,106	24	0,114	33	0,146
7	0,125	16	0,098	25	0,137	34	0,150
8	0,133	17	0,148	26	0,126	35	0,139
9	0,151	18	0,136	27	0,117	36	0,124

### Erro associado à potência consumida.

O erro associado à potência consumida pelo compressor é o erro do instrumento de medição, já que a potência foi uma grandeza medida diretamente através de um transdutor. Esse erro, como indicado na seção 5.2, é de:

- Transdutor de potência -  $\pm 0,25\%$

### 5.4.2 Simulação do compressor

O resultado da simulação semi-empírica para potência consumida pelo compressor é obtido pelas mesmas equações características do compressor testado que foram utilizadas para o cálculo do valor da vazão mássica. Os dados de entrada e os parâmetros de entrada são os mesmos apresentados na seção 5.2.2.

Com isso os valores obtidos através da simulação para a potência consumida pelo compressor são apresentados na tabela (5.7).

Tabela 5.7 – Resultados obtidos para o consumo de energia do compressor através do modelo adotado.

Ensaio	$\dot{W}_{cp}$ [kW]						
1	0,132	10	0,145	19	0,131	28	0,113
2	0,125	11	0,132	20	0,118	29	0,109
3	0,115	12	0,119	21	0,157	30	0,118
4	0,103	13	0,138	22	0,145	31	0,130
5	0,107	14	0,127	23	0,133	32	0,141
6	0,117	15	0,114	24	0,119	33	0,152
7	0,131	16	0,105	25	0,141	34	0,156
8	0,141	17	0,154	26	0,133	35	0,145
9	0,156	18	0,143	27	0,125	36	0,135

### 5.4.3 Comparação entre os resultados obtidos pelo balanço de energia e os resultados simulados.

Comparando os resultados obtidos através da medida direta da bancada e pela simulação semi-empírica, chega-se a fig. (5.7) apresentada abaixo.

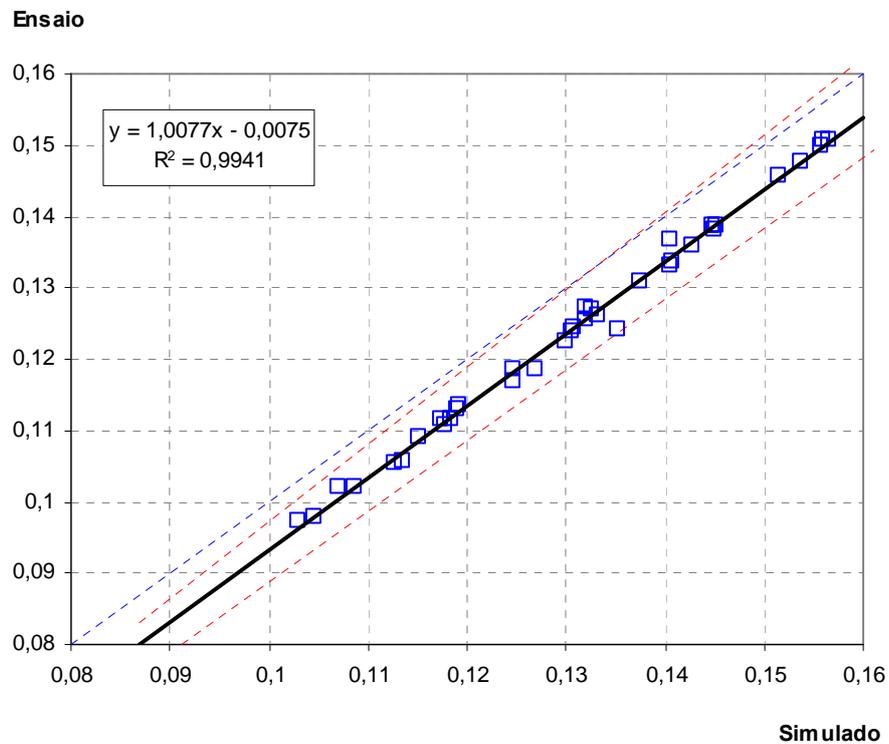


Figura 5.7 - Comparação entre os valores da potência consumida simulado e obtida diretamente.

Os valores medidos experimentalmente para a potência consumida têm uma boa semelhança com a simulada. A fig. (5.7) mostra que o desvio entre os resultados é menor que o desvio apresentado pela vazão mássica, além do que a dissipação dos resultados é consideravelmente menor que a obtida na comparação do valor da vazão mássica. Isso ocorre, porque, em primeiro lugar, o modelo computacional para a potência consumida apresenta um erro menor que para a vazão mássica. Por outro lado a potência medida não é afetada por erro de outros instrumentos de medição, como acontece com a vazão mássica.

## 5.5 AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS DE EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR

Como apresentado no capítulo 2, os parâmetros de eficiência do compressor que foram utilizados na presente dissertação são os seguintes: Eficiência isentrópica e Coeficiente de performance.

### 5.5.1 Balanço de energia sobre o calorímetro – Eficiência Isentrópica

A eficiência isentrópica foi obtida através do balanço de energia como indicado no capítulo 2, através da eq. (2.1). Nessa equação as entalpias na entrada e saída do compressor foram obtidas através de tabelas termodinâmicas para o fluido refrigerante R134a, e os dados de entrada nessas tabelas foram temperatura e pressão na entrada do compressor e temperatura e pressão na saída do compressor. Para o cálculo da entropia na entrada do compressor também foram utilizadas tabelas termodinâmicas, nas quais os dados de entrada foram temperatura e pressão na entrada do compressor. Com esse valor de entropia obteve-se a entalpia na saída do compressor juntamente com a pressão nesse ponto. Os valores obtidos para a eficiência isentrópica estão apresentados na tabela (5.8).

Tabela 5.8 – Valores obtidos pelo balanço de energia sobre o calorímetro de eficiência isentrópica.

Ensaio	$\eta_{iso}$ [%]						
1	60,2	10	53,0	19	39,6	28	30,0
2	51,1	11	42,8	20	28,8	29	18,2
3	41,7	12	34,9	21	52,4	30	24,5
4	28,1	13	48,0	22	36,5	31	29,6
5	32,1	14	38,8	23	29,1	32	35,7
6	36,9	15	29,5	24	19,2	33	42,8
7	44,0	16	21,0	25	65,2	34	44,2
8	49,3	17	55,3	26	54,5	35	40,0
9	62,3	18	47,8	27	43,8	36	30,2

### Erro associado à eficiência isentrópica.

O erro associado ao cálculo da eficiência isentrópica é obtido pela metodologia indicada na seção 5.2, e o seu valor é influenciado pelas medidas de temperatura e pressão na entrada e saída do compressor, vazão mássica do refrigerante, além da potência medida pelo transdutor. Essa influência podem ser observadas pela eq. (2.1) que é utilizada para efetuar esse cálculo. Esses erros estão apresentados na tabela (5.9).

Tabela 5.9 – Erro associado ao valor da eficiência isentrópica.

Ensaio	Erro [%]						
1	5,6	10	6,7	19	11,0	28	16,9
2	7,6	11	9,8	20	17,5	29	31,4
3	10,7	12	13,5	21	6,6	30	21,5
4	18,8	13	8,1	22	12,0	31	16,4
5	15,7	14	11,5	23	16,7	32	12,5
6	12,6	15	17,3	24	28,7	33	9,3
7	9,4	16	26,8	25	4,7	34	8,8
8	7,7	17	6,1	26	6,7	35	10,5
9	4,8	18	8,0	27	9,7	36	15,9

### 5.5.2 Simulação do compressor – Eficiência Isentrópica

O resultado da simulação semi-empírica para eficiência isentrópica do compressor é obtido pela razão entre a potência isentrópica e pela potência consumida obtidas através das equações e parâmetros apresentados na seção 5.2.2.

Os valores obtidos através da simulação para a eficiência isentrópica do compressor são apresentados na tabela (5.10).

Tabela 5.10 – Eficiência isentrópica simulada para o compressor.

Ensaio	$\eta_{iso}$ [%]						
1	52,7	10	54,0	19	52,5	28	50,2
2	51,8	11	52,7	20	51,0	29	49,5
3	50,5	12	51,1	21	55,0	30	50,9
4	48,6	13	53,3	22	54,0	31	52,5
5	49,3	14	52,1	23	52,8	32	53,6
6	50,9	15	50,3	24	51,1	33	54,6
7	52,6	16	48,9	25	53,6	34	54,9
8	53,6	17	54,8	26	52,8	35	54,0
9	54,9	18	53,8	27	51,8	36	53,0

### 5.5.3 Comparação entre os resultados obtidos pelo balanço de energia e os resultados simulados – Eficiência Isentrópica

Comparando os resultados para a eficiência isentrópica obtida pelo balanço de energia com a eficiência isentrópica obtida pela simulação, chega-se a fig. (5.8).

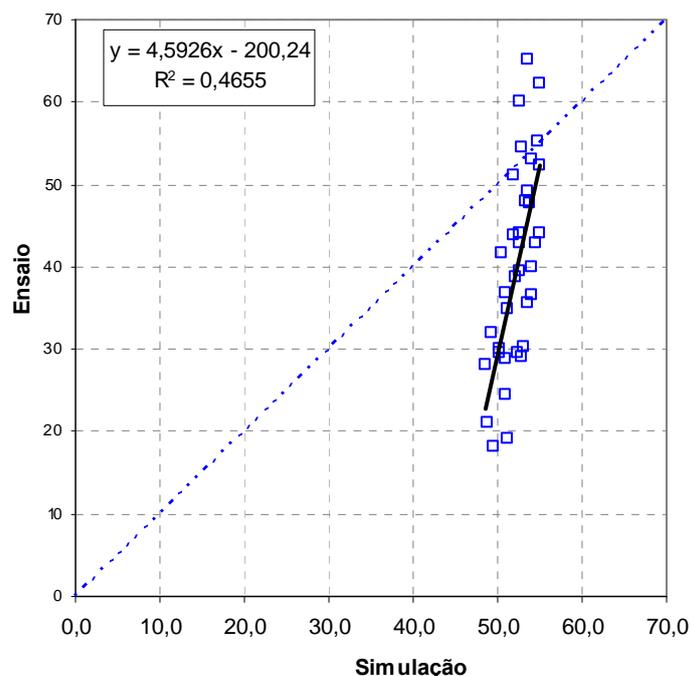


Figura 5.8 - Comparação entre os valores da eficiência isentrópica simulado e obtida pelo balanço de energia.

Essa diferença deve-se a vazão mássica de refrigerante. Essa conclusão resulta do fato da potência consumida, apresentar uma boa aproximação entre o valor medido e o valor simulado. Além disso, como as temperaturas de evaporação e condensação e o superaquecimento são os mesmos para o balanço de energia e para a simulação, resultando em uma entropia de sucção, uma pressão de evaporação e condensação, uma entalpia de sucção e descarga também semelhantes nos dois casos. Dessa forma, como a equação responsável pela obtenção da eficiência isentrópica só depende dos valores citados acima, a única variável que apresentou valores diferentes para as duas análises foi a vazão mássica.

#### 5.5.4 Balanço de energia sobre o calorímetro – Coeficiente de Performance

O coeficiente de performance é obtido pelo balanço de energia sobre o calorímetro pela eq. (2.2). Dessa forma, é necessário saber o consumo de potência do compressor, que foi apresentado na seção 5.4.1 através da tabela (5.6), e também o valor da capacidade de refrigeração do ciclo, caso ele fosse um ciclo de compressão a vapor padrão. No caso da bancada de ensaios foi considerado o valor da entalpia na entrada do evaporador como sendo a mesma entalpia da pressão de condensação e com temperatura de 32 °C. Os valores do coeficiente de performance estão apresentados na tabela (5.11).

Tabela 5.11 – Valores do coeficiente de performance obtido pelo balanço de energia no calorímetro.

Ensaio	COP	Ensaio	COP	Ensaio	COP	Ensaio	COP
1	1,41	10	1,13	19	1,01	28	0,77
2	1,22	11	0,96	20	0,79	29	0,49
3	1,07	12	0,87	21	1,08	30	0,59
4	0,80	13	1,22	22	0,80	31	0,64
5	0,88	14	1,05	23	0,67	32	0,72
6	0,88	15	0,85	24	0,48	33	0,84
7	0,92	16	0,67	25	1,56	34	0,83
8	0,96	17	1,31	26	1,36	35	0,79
9	1,28	18	1,19	27	1,09	36	0,64

### Erro associado ao coeficiente de performance.

O erro associado ao cálculo do coeficiente de performance é obtido pela metodologia indicada na seção 5.2 e o seu valor é influenciado pelas medidas de temperatura e pressão medidas na entrada e saída do compressor, vazão mássica, além da potência medida pelo transdutor. Essa influência ocorre devido à eq. (2.1) que é utilizada para efetuar esse cálculo. Esses erros estão apresentados na tabela (5.12).

Tabela 5.12 – Erro associado ao coeficiente de performance.

Ensaio	Erro [%]						
1	4,8	10	6,7	19	10,3	28	14,3
2	6,5	11	9,5	20	15,9	29	27,8
3	9,1	12	13,0	21	6,6	30	19,2
4	15,9	13	7,2	22	11,8	31	14,9
5	13,9	14	10,1	23	16,5	32	11,4
6	11,3	15	14,9	24	27,6	33	8,6
7	8,5	16	22,8	25	4,0	34	8,6
8	7,1	17	5,9	26	5,7	35	10,1
9	4,9	18	7,6	27	8,3	36	15,4

A fig. (5.9) mostra que quanto menor for o coeficiente de performance maior será o seu erro. Isso ocorre, pois quanto menor for o seu valor maior será o valor da potência elétrica consumida pelo compressor e também maior será o erro dessa potência.

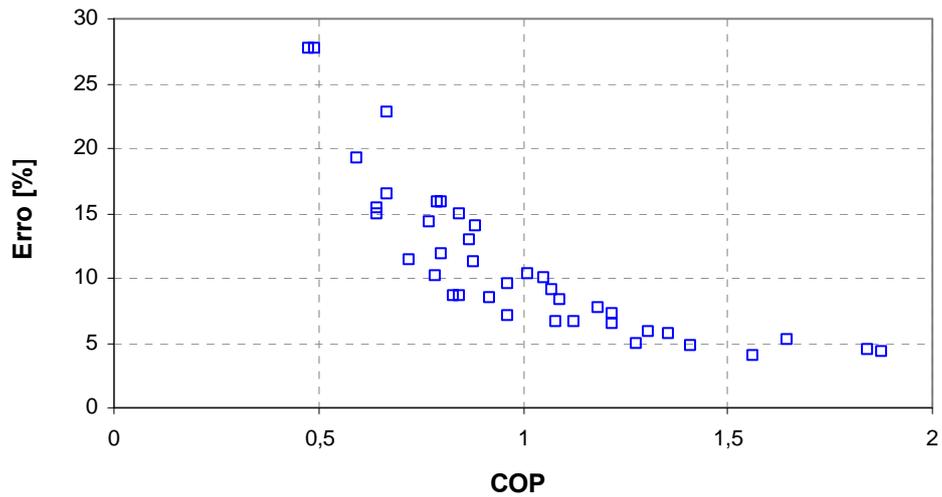


Figura 5.9 – Variação do erro do coeficiente de performance.

### 5.5.5 Simulação do compressor – Coeficiente de Performance

O resultado da simulação semi-empírica para o coeficiente de performance do compressor é obtido pela razão entre a capacidade de refrigeração e pela potência consumida obtidas através das equações e parâmetros apresentados na seção 5.2.2.

Os valores obtidos através da simulação para o coeficiente de performance do compressor são apresentados na tabela (5.13).

Tabela 5.13 – Coeficiente de performance simulado para o compressor

Ensaio	COP [W/W]						
1	1,48	10	1,03	19	1,13	28	1,36
2	1,39	11	0,99	20	1,12	29	1,15
3	1,30	12	0,96	21	1,11	30	1,20
4	1,18	13	1,41	22	1,08	31	1,27
5	1,06	14	1,36	23	0,99	32	1,34
6	1,12	15	1,25	24	0,96	33	1,41
7	1,20	16	1,20	25	1,68	34	1,22
8	1,24	17	1,22	26	1,56	35	1,16
9	1,06	18	1,17	27	1,48	36	1,10

### 5.5.6 Comparação entre os resultados obtidos pelo balanço de energia e os resultados simulados – Coeficiente de Performance

Comparando os resultados para o coeficiente de performance obtido pelo balanço de energia com o coeficiente de performance obtido pela simulação, chega-se a fig. (5.10).

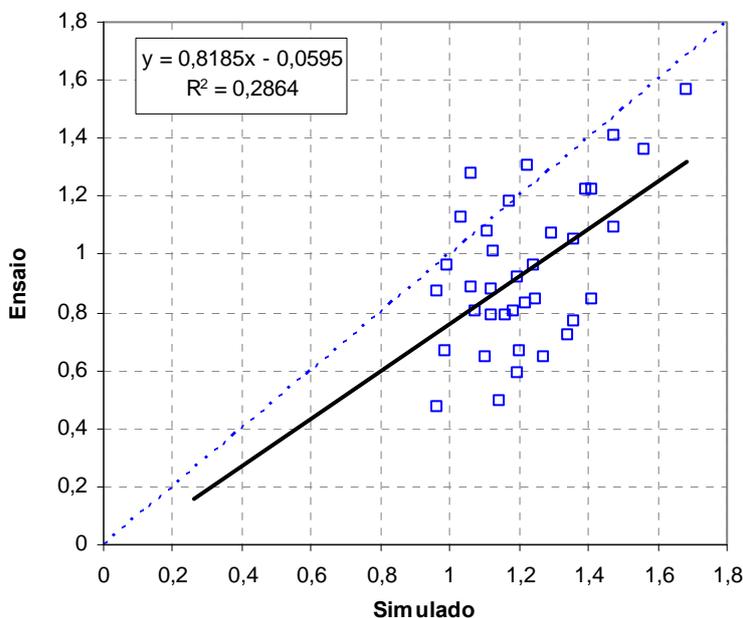


Figura 5.10 – Comparação entre o COP obtido pela balanço de energia no calorímetro e simulado.

O coeficiente de performance sofre a mesma influência da vazão mássica de refrigerante que a eficiência isentrópica. Além disso, a suposição de um grau de subresfriamento para os coeficientes de performance ensaiados também afetam o seu resultado.

## 5.6 AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DO CICLO

Durante o projeto da bancada de ensaios três graus de liberdade foram assumidos para possibilitar a variação do ponto de funcionamento. Esses três graus de liberdade são os seguintes:

- Quantidade de refrigerante no sistema;
- Abertura do dispositivo de expansão;
- Abertura da válvula de esfera do circuito secundário.

A quantidade de refrigerante no sistema pode ser alterada devido à conexão de um cilindro por meio de uma válvula de serviço na sucção do compressor. Esse cilindro deve conter certa quantidade de refrigerante com pressão menor que o da bancada quando desligada.

A operação de carregamento do ciclo ocorre quando a bancada estiver ligada. Dessa forma a pressão na sucção do compressor é reduzida e então o gás refrigerante fluirá do interior do cilindro para o interior da bancada. Na operação de descarga do refrigerante da bancada, faz-se necessário desligá-la, aguardar a pressão interna ao ciclo se equalizar, daí então a válvula que isola o cilindro da bancada é aberta. Como a pressão equalizada no interior da bancada é superior a do cilindro, o fluido refrigerante passa para o seu interior. O monitoramento da quantidade de refrigerante que entra ou sai do ciclo é feito por uma balança de precisão.

Já as vazões de refrigerante e de água serão variadas através de válvulas sendo que, no caso do refrigerante, a válvula que regula o fluxo é a mesma da expansão, enquanto no caso da água, a válvula que regula a vazão é uma válvula de esfera conectada à rede.

Nas seções seguintes será analisada a forma como a variação de cada grau de liberdade descrito acima afeta a operação do ciclo de compressão a vapor na fase de vapor superaquecido.

### **5.6.1 Avaliação da alteração da quantidade de refrigerante no ciclo**

Com o intuito de realizar a análise de influência da massa de refrigerante no sistema, a bancada, quando operada na configuração - compressor, trocador e dispositivo de expansão, sofreu três ajustes de quantidade de massa de refrigerante. O primeiro grupo de ensaios foi com 550g de refrigerante, o segundo com 500g de refrigerante e o terceiro foi com 460g de refrigerante. Com cada carga de refrigerante foram realizados doze ensaios. A fig. (5.11) apresenta o comportamento do ciclo superaquecido no diagrama pressão x entalpia ao variar a massa no seu interior.

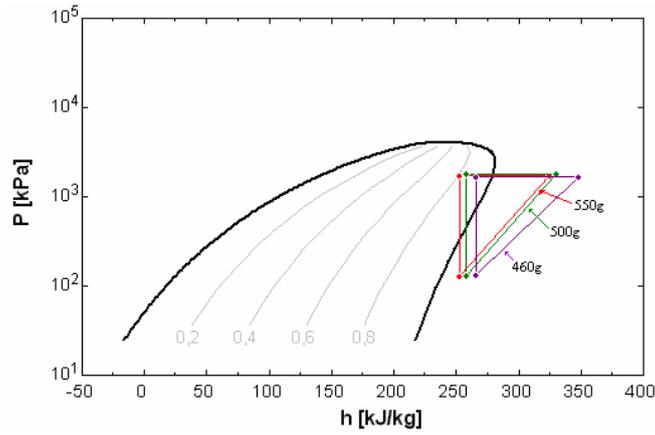


Figura 5.11 – Comportamento do ciclo superaquecido em relação à variação de massa de refrigerante.

A primeira constatação em relação à fig (5.11) é que a temperatura de entrada do refrigerante no compressor fica maior conforme a carga de gás é reduzida e as pressões não se alteram. A fig. (5.12) contribui para a visualização dessa situação. Isso ocorre porque, segundo a lei dos gases ideais, a temperatura é inversamente proporcional a massa específica quando a pressão é mantida constante.

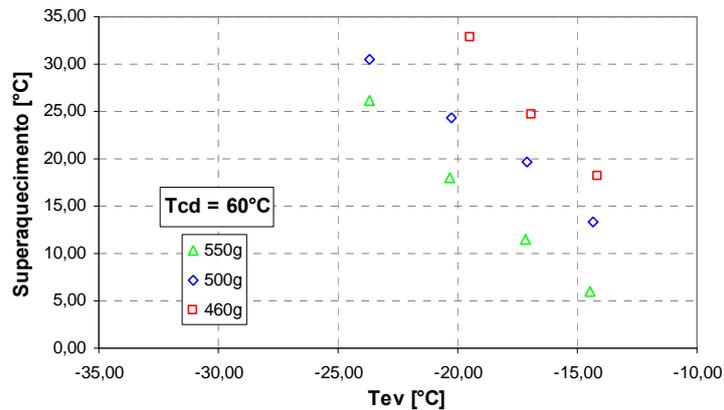


Figura 5.12 – Variação do superaquecimento para diversas massas de refrigerante no ciclo.

Da mesma forma, a temperatura na descarga do compressor também se eleva com a retirada de refrigerante do sistema, porém ela sofre um aumento relativo maior que o da sucção. Com isso, a diferença de entalpia entre a sucção e a descarga fica maior com uma menor carga de gás. A fig (5.13) ilustra a elevação da temperatura de descarga.

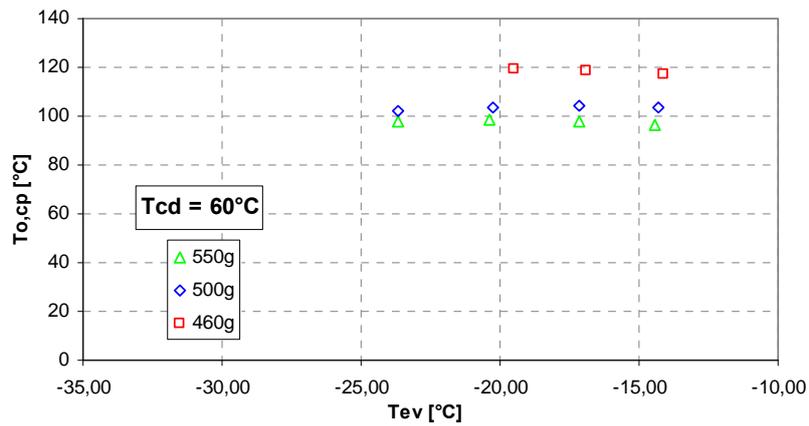


Figura 5.13 – Elevação da temperatura de descarga em relação à carga de refrigerante no ciclo.

Apesar de a vazão mássica cair, como indicado na fig (5.15) e a potência elétrica consumida permanecer praticamente a mesma, fig. (5.14). Com a retirada de gás refrigerante a temperatura de entrada do compressor se eleva.

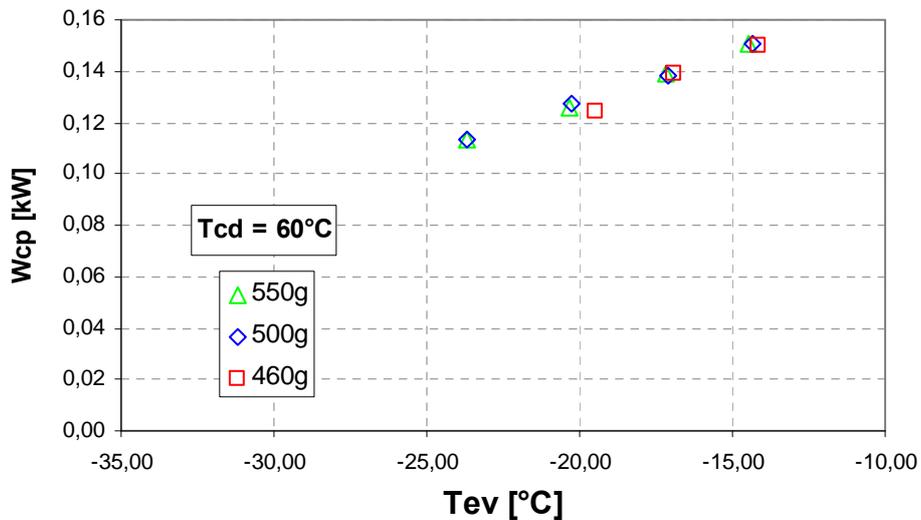


Figura 5.14 – Variação da potência elétrica em relação à carga de refrigerante do ciclo.

Como a diferença de entalpia entre a entrada e saída do compressor se eleva com a diminuição da carga de refrigerante do ciclo e a potência elétrica permanece aproximadamente a mesma, pela eq. (5.4) a vazão mássica sofre uma redução com a retirada de gás refrigerante do ciclo, como ilustra a fig. (5.15)

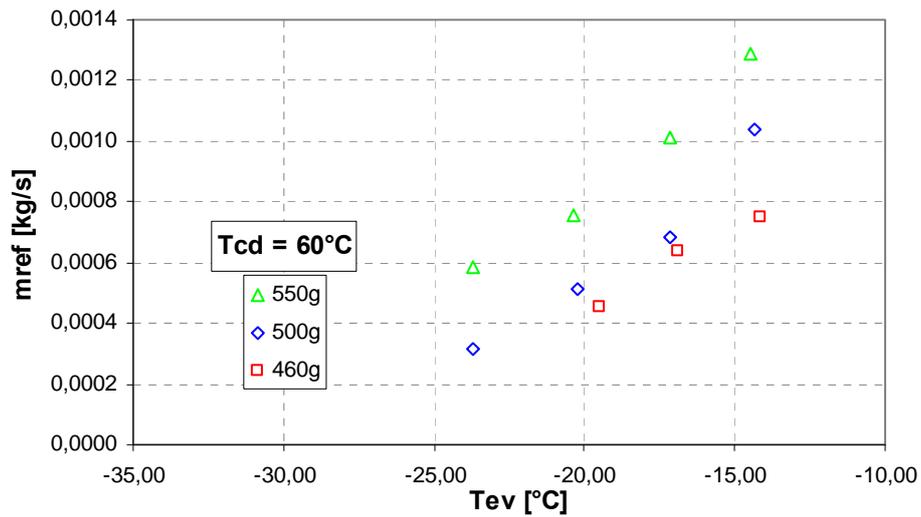


Figura 5.15 – Variação da vazão mássica em relação à carga de refrigerante do ciclo

Uma análise em relação ao coeficiente de performance do compressor pode ser feita, de acordo com a eq. (2.2). Da equação conclui-se que o coeficiente de performance diminui com a redução de refrigerante do ciclo, porque a vazão mássica diminui, como já visto. Com isso, a capacidade de refrigeração aumenta apesar de a diferença de entalpia na sucção do compressor aumentar, ou seja, o fator com maior peso entre vazão mássica e diferença de entalpia é a vazão mássica. A redução do coeficiente de performance em relação à retirada de refrigerante do ciclo é apresentada na fig. (5.16).

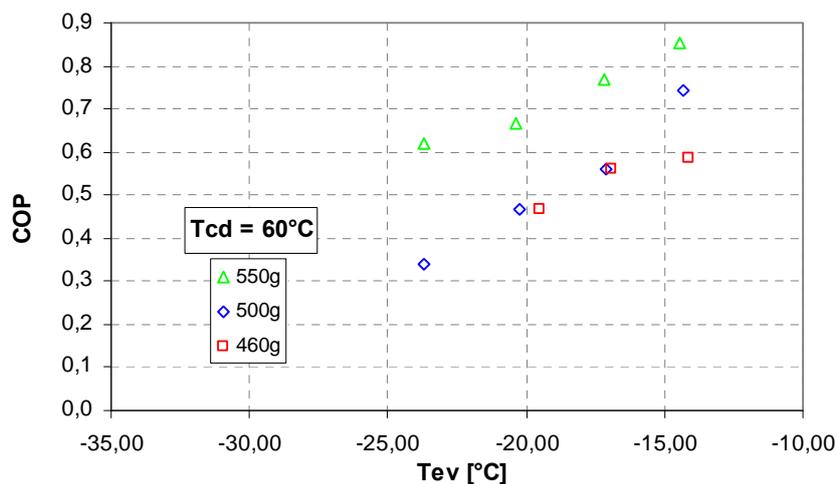


Figura 5.16 – Variação do Coeficiente de Performance em relação à carga de refrigerante do ciclo.

### 5.6.2 Avaliação da alteração da vazão de refrigerante no ciclo

A vazão mássica do ciclo é variada por meio do dispositivo de expansão, que no caso da bancada é uma válvula de “by-pass” de gás quente. Os resultados dos ensaios realizados mostraram que a variação da vazão mássica tem grande influência sobre a pressão e temperatura de sucção. Ao fechar o dispositivo de expansão, a condição do fluido refrigerante se desloca do ponto 1 para o ponto 2 e posteriormente para o ponto 3 da fig. (5.17), ou seja, a temperatura de sucção caminha para níveis mais elevados enquanto a pressão percorre a tendência inversa.

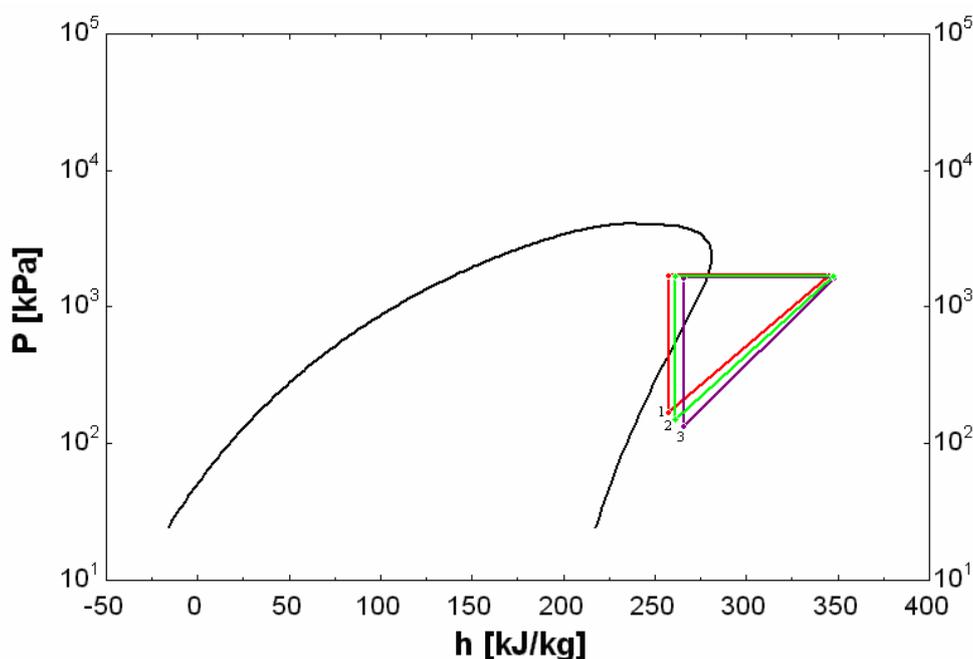


Figura 5.17 – Variação do ciclo superaquecido em relação à variação da abertura do dispositivo de expansão.

A seguir, serão feitas análises do comportamento da bancada ao ser variada a abertura do dispositivo de expansão, em relação a vazão mássica, consumo de potência e índices de performance. A fig. (5.18) ilustra a maneira como a vazão de refrigerante varia em relação a posição de abertura do dispositivo de expansão. Como mostrado na fig. (5.17), ao se fechar o dispositivo de expansão, a temperatura na entrada do compressor se eleva. Assim através da fig. (5.18) observa-se que, nessa condição, a vazão mássica de refrigerante diminui. Essa tendência foi observada para três patamares de pressão de descarga diferentes.

Segundo a eq. (5.2) apresentada por Tamainot – Telto et all. (1994) a vazão mássica depende de um coeficiente do escoamento ( $k$ ), de um fator geométrico do dispositivo de expansão ( $\Omega$ ), da massa específica na entrada do dispositivo ( $\rho$ ) e da queda de pressão no dispositivo ( $\Delta P$ ).

$$\dot{m}_{ref} = k_v \cdot \Omega \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P} \quad 5.2$$

Como no caso analisado, ao fechar o dispositivo de expansão, a massa específica na sua entrada tem seu valor reduzido numa intensidade maior que o aumento da diferença de pressão. Dessa forma o resultado da eq. (5.2) tende a diminuir de valor, ou seja a vazão mássica diminui com o fechamento do dispositivo de expansão.

Dessa forma, as figs. (5.18) e (5.19) colaboram com a visualização de que com o aumento da temperatura do refrigerante na entrada do dispositivo de expansão a vazão mássica diminui.

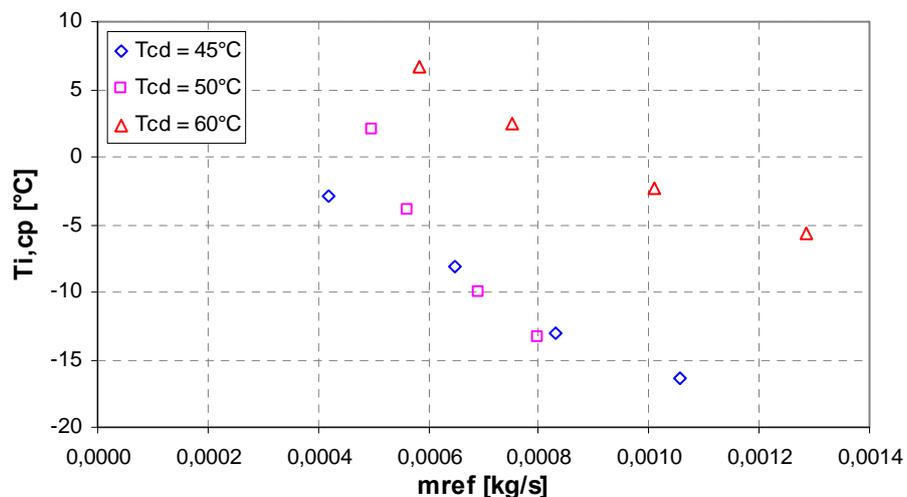


Figura 5.18 – Variação da temperatura de sucção do compressor em relação à variação do fluxo de massa.

E com queda de pressão no mesmo ponto a vazão mássica diminui.

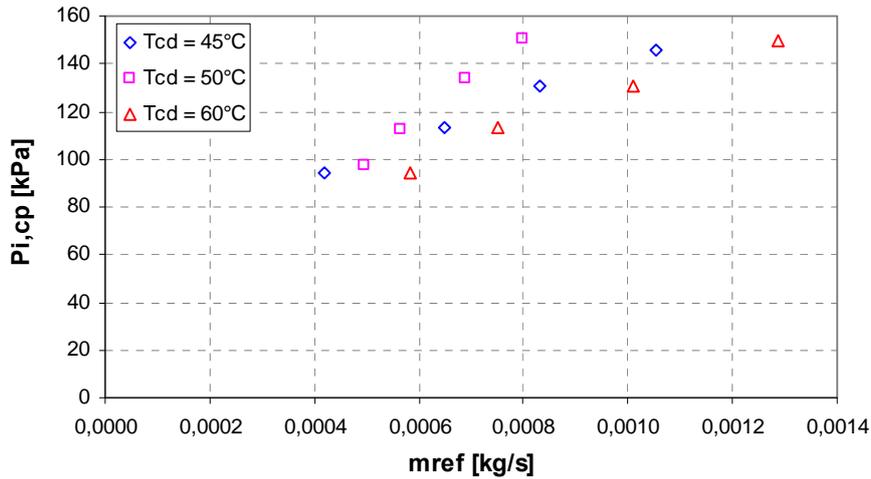


Figura 5.19 - Variação da temperatura de sucção do compressor em relação à variação do fluxo de massa.

Como a vazão mássica diminui com o fechamento do dispositivo de expansão e a entalpia na entrada do compressor aumenta e a entalpia na descarga do mesmo permanece praticamente estável, conclui-se, pela eq. (5.3), que a potência elétrica consumida pelo compressor diminui com o fechamento do dispositivo de expansão.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{cp} \quad 5.3$$

A fig. (5.20) ilustra esse comportamento para três patamares de pressão de descarga do compressor.

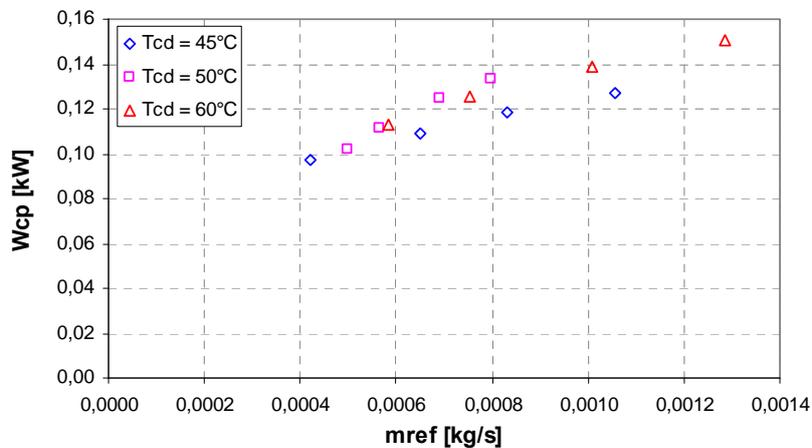


Figura 5.20 – Variação da potência em relação ao fluxo mássico.

Em relação aos índices de performance do compressor, o coeficiente de performance sofre uma queda no seu valor quando a vazão mássica diminui, ou seja, quando o dispositivo de expansão é fechado. Isso ocorre, pois apesar do consumo da potência cair, a capacidade de refrigeração do evaporador cai em maior intensidade. A potência consumida diminui em uma taxa mais lenta que a capacidade de refrigeração, porque, apesar de a potência isentrópica diminuir a uma taxa maior que a capacidade de refrigeração, a parte da potência que é perdida devido às irreversibilidades do compressor sofre um suave aumento, como ilustra a fig. (5.21). Nessa figura, essas perdas são consideradas como sendo a perda de calor do calorímetro para o ambiente para uma pressão de saída do compressor constante.

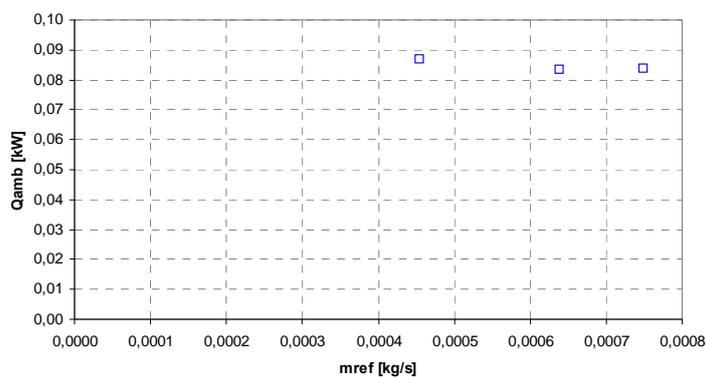


Figura 5.21 – Variação das perdas do compressor para o ambiente.

Com isso, o resultado da eq. (2.2) do coeficiente de performance aumenta com o fechamento do dispositivo de expansão. A fig. (5.22) ilustra essa tendência para três valores de pressão de saída do compressor.

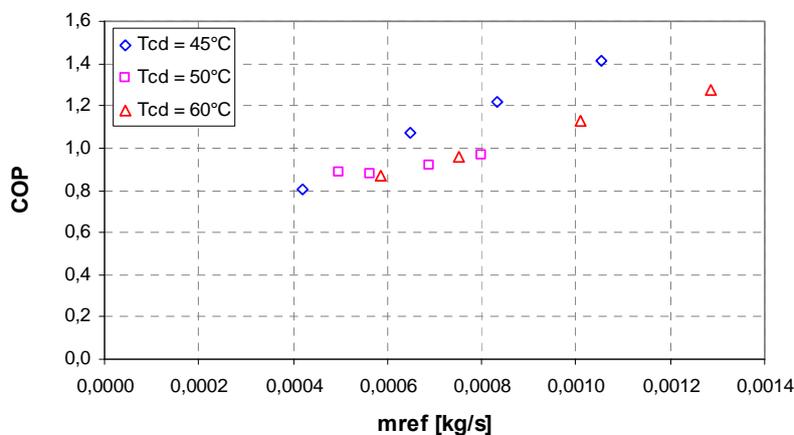


Figura 5.22 – Variação do COP em relação à vazão mássica.

O índice de eficiência isentrópica sofre uma redução de seu valor com o fechamento do dispositivo de expansão, como indica a fig. (5.23), exatamente pelo mesmo motivo da redução do coeficiente de performance explicado anteriormente, ou seja, a potência isentrópica sofre uma redução no seu valor mais acentuada, já que as perdas de potência pela irreversibilidade do processo de compressão sofrem até uma pequena elevação quando o dispositivo de expansão é fechado, como ilustrado na fig. (5.22). Esse é o motivo pelo qual a potência real sofre uma redução menor que a potência isentrópica. Dessa forma, através da equação da eficiência isentrópica indicada pela eq. (2.1) conclui-se que o resultado com o fechamento do dispositivo de expansão é uma queda.

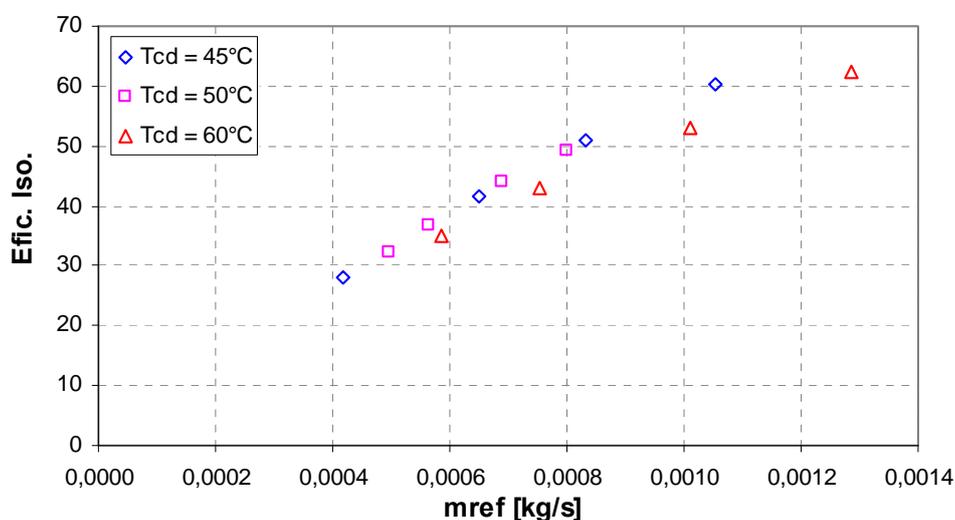


Figura 5.23 – Variação da eficiência isentrópica em relação à vazão mássica.

### 5.6.3 Avaliação da alteração da vazão de água do circuito secundário no ciclo

A variação da vazão de água no circuito secundário é feita por meio de uma válvula de esfera instalada na tubulação. É denominado circuito secundário o circuito de água responsável pelo dessuperaquecimento do refrigerante.

Durante os ensaios observou-se que a variação da vazão da água desse circuito tem grande influência sobre a pressão de descarga do compressor e também sobre a temperatura de descarga do mesmo. A fig. (5.24) mostra que ao reduzir a vazão de água desse circuito a temperatura e a pressão de descarga se elevam do ciclo 1 para o 2 e em seguida para o 3.

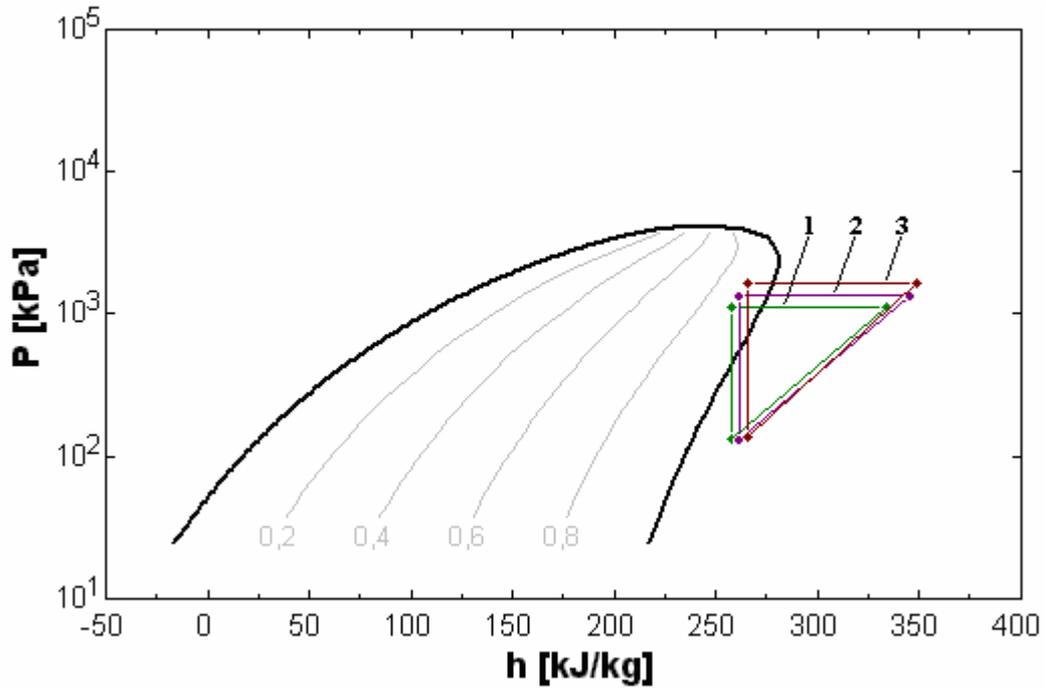


Figura 5.24 – Posição do ciclo em relação à variação da vazão da água do circuito secundário.

Essa elevação de pressão e temperatura do refrigerante ocorre, porque com a redução da vazão da água no trocador, o número de Reynolds sofre uma redução, como pode ser notado pela eq. (5.4).

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_w}{\pi \cdot (d_{in,tb} - d_{out,tb}) \cdot \mu_w} \quad 5.4$$

Com isso, o coeficiente de transferência de calor do lado da água no trocador de calor diminui, como pode ser obtido da eq. 5.5.

$$h_{out,tb} = \frac{k_w}{(d_{in,tb} - d_{out,tb})} \cdot (0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,4}) \quad 5.5$$

Como o coeficiente global de transferência de calor é obtido pela eq. (5.6), conclui-se que ele sofre uma redução com a redução do coeficiente de transferência de calor para o lado da água.

$$U_{tb} = \left[ \frac{1}{\frac{1}{h_{in,tb}} + \frac{1}{h_{out,tb}} + \frac{e}{k_{cu}}} \right] \quad 5.6$$

Como o calor trocado no trocador bitubular é sempre  $\dot{Q}_{tb}$  e como  $U$  reduz quando a válvula de esfera do circuito secundário é fechada, então a diferença média logarítmica ( $LMTD$ ) tem que sofrer um aumento.

$$\dot{Q}_{tb} = U.A.LMTD \quad 5.7$$

Por outro lado, com a redução da vazão mássica da água a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do trocador tem que aumentar. Como a temperatura de entrada está limitada à temperatura ambiente, conclui-se que a temperatura de saída sofre uma elevação, como indicado pela eq. (5.8).

$$\dot{Q}_{w,tb} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{o,w,tb} - T_{i,w,tb}) \quad 5.8$$

Voltando a eq. (5.7), como a diferença média logarítmica tem que sofrer um aumento e a temperatura da água se eleva na saída do trocador, conclui-se que a temperatura do refrigerante também tem que subir, porém em proporções menores. Isso porque a eq. (5.9) indica como a diferença média logarítmica é obtida.

$$LMTD = \frac{(T_{i,ref,tb} - T_{o,w,tb}) - (T_{o,ref,tb} - T_{i,w,tb})}{\ln \left[ \frac{(T_{i,ref,tb} - T_{o,w,tb})}{(T_{o,ref,tb} - T_{i,w,tb})} \right]} \quad 5.9$$

Da mesma forma que o lado contendo água do trocador de calor, o lado que contém refrigerante deve sofrer uma redução na sua vazão mássica, pois como a temperatura do

refrigerante aumenta a eq. (5.10) indica como é obtido o calor trocado pelo refrigerante no trocador bitubular.

$$\dot{Q}_{ref,tb} = \dot{m}_{ref} \cdot c_{p,ref} \cdot (T_{o,ref,tb} - T_{i,ref,tb}) \quad 5.10$$

Como o resultado dessa equação deve ser constante, chega-se a conclusão que, ao reduzir a vazão da água, a vazão do refrigerante também deve sofrer uma redução. A fig. (5.25) ilustra essa conclusão para três níveis de pressão de entrada do compressor.

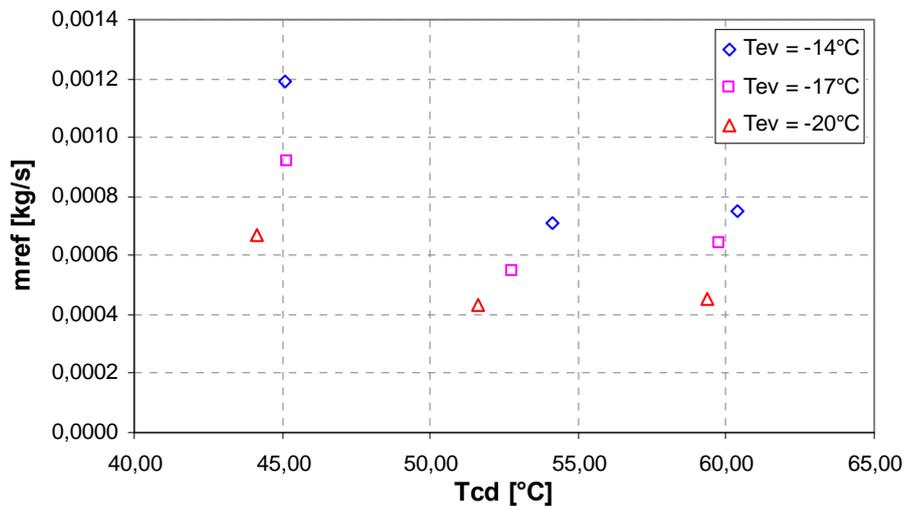


Figura 5.25 – Variação da vazão mássica em relação à abertura da válvula do circuito de água.

Em relação ao consumo de potência, o seu valor sofre uma leve elevação com o fechamento da válvula instalada no circuito de água, como mostra a fig. (5.26). Isso ocorre, porque apesar da temperatura de sucção do compressor sofrer um leve aumento a temperatura de descarga sofre um aumento mais significativo. Logo a entalpia de descarga sofre um aumento maior que o da entalpia de sucção. Essa situação pode ser observada na fig. (5.24). Por outro lado, a vazão mássica de refrigerante sofre uma redução com a redução da vazão da água, porém essa redução na vazão mássica tem uma intensidade um pouco menor que o aumento da diferença de entalpia no compressor. Essas duas situações fazem com que a potência indicada pela eq. (5.11), obtida pelo balanço de energia, sofra um leve aumento conforme a vazão da água do circuito secundário é reduzida.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{o,cp} - h_{i,cp})$$

5.11

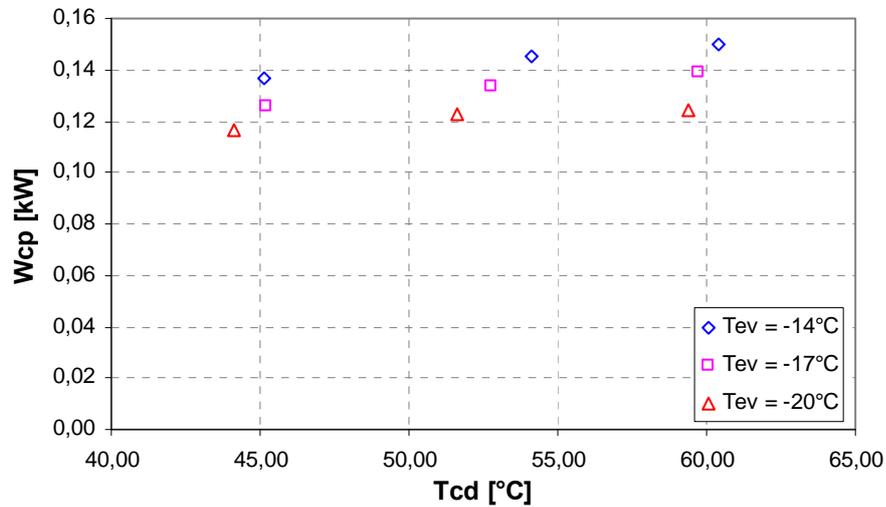


Figura 5.26 – Variação da potência consumida pelo compressor em relação à variação da vazão mássica da água do circuito secundário.

O resultado dessa elevação no valor da potência consumida pelo compressor faz com que o coeficiente de performance sofra uma redução, como mostra a fig. (5.27). Além disso a capacidade de refrigeração é reduzida com o fechamento do dispositivo de expansão, já que a vazão mássica sofre uma redução que é maior que o aumento da diferença de entalpia no evaporador. A eq. (5.12) ajuda a ilustrar essa situação.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{o,eva} - h_{i,eva})$$

5.12

Para o cálculo do coeficiente de performance, o aumento do valor da potência e a queda da capacidade de refrigeração conforme a vazão de água do circuito secundário diminui resulta em uma redução do coeficiente de performance, como indicado pela fig. (5.27) e confirmado pela eq. (2.2)

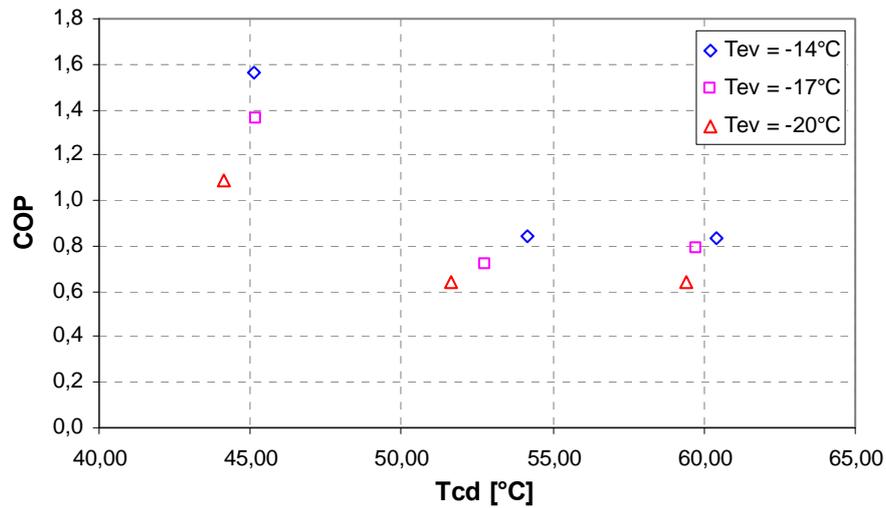


Figura 5.27 – Variação do Coeficiente de Performance em relação à variação da vazão mássica da água do circuito secundário.

Da mesma forma que o coeficiente de performance, a eficiência isentrópica sofre uma redução com o fechamento da válvula do circuito de água, como ilustra a fig. (5.28), para três patamares de pressão na entrada do compressor. Esse resultado ocorre porque a eq. (2.1) tem no seu denominador, o valor da potência real consumida. Como esse valor sofre um aumento, o resultado da equação passa a ser uma redução com o aumento da temperatura de condensação. Além disso, a potência isentrópica sofre uma redução com o fechamento da válvula do circuito secundário.

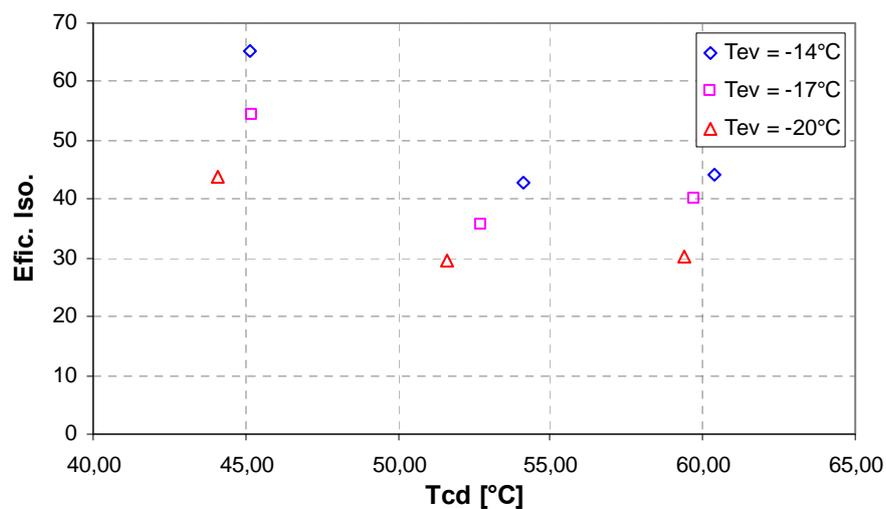


Figura 5.28 – Variação da eficiência isentrópica em relação à temperatura de condensação.

## 5.7 AVALIAÇÃO DA REPETIBILIDADE DOS RESULTADOS

Um ponto importante para a validação da metodologia proposta é a possibilidade de se repetir os resultados obtidos. Para isso um ponto de ensaio foi fixado e os ensaios foram repetidos três vezes para esse ponto. O ponto de ensaio fixado é o de temperatura de condensação de 44,90°C e temperatura de evaporação de -14,60°C.

A variação dos resultados dos três ensaios são apresentados na tabela (5.14).

Tabela 5.14 – Variação dos resultados repetidos.

	$T_{o,cp}$ [°C]	$P_{o,cp}$ [kPa]	$P_{i,cp}$ [kPa]	$T_{i,cp}$ [°C]	$\dot{W}_{cp}$ [kW]	$T_{in,CAL}$ [°C]	$T_{amb}$ [°C]
Ensaio 37	89,28	1068,66	77,69	4,86	0,134837089	42,67	25,20
Ensaio 38	88,07	1070,89	76,95	3,37	0,136823847	41,14	20,46
Ensaio 39	88,80	1068,76	78,73	4,59	0,137336240	43,7416	26,43

	$\dot{m}_{ref}$ [kg/s]	$COP$	$\eta_{iso}$	Superaq. [°C]	$T_{cd}$ [°C]	$T_{ev}$ [°C]
Ensaio 37	0,001317	1,390	62,38	19,47	44,90	-14,61
Ensaio 38	0,001204	1,241	56,14	18,09	44,98	-14,72
Ensaio 39	0,001369	1,417	63,42	19,05	44,91	-14,46

A variação percentual máxima para cada variável medida ou calculada é apresentada na tabela (5.15)

Tabela 5.15 – Variação máxima para os resultados.

$T_{o,cp}$ [°C]	$P_{o,cp}$ [kPa]	$P_{i,cp}$ [kPa]	$T_{i,cp}$ [°C]	$\dot{W}_{cp}$ [kW]	$T_{in,CAL}$ [°C]	$T_{amb}$ [°C]
0,69%	0,12%	1,14%	18,55%	0,97%	3,07%	13,11%

$\dot{m}_{ref}$ [kg/s]	$COP$	$\eta_{iso}$	Superaq. [°C]	$T_{cd}$ [°C]	$T_{ev}$ [°C]
6,51%	7,02%	6,49%	3,75%	0,10%	-0,89%

A variável que tem a maior variação entre os ensaios realizados é a temperatura de sucção, com o valor de 18,55%. Apesar de essa variação poder ser considerada grande, ela representa 1,5°C aproximadamente. Considerando o erro do instrumento de  $\pm 0,3^\circ\text{C}$ , essa variação pode ser reduzida a 0,9°C.

## 5.8 AVALIAÇÃO DO TEMPO DE AJUSTE DO CICLO SUPERAQUECIDO

Durante as mudanças entre um ponto de ensaio e outro observou-se que o tempo médio para a bancada entrar em regime permanente foi de 29 minutos sendo o desvio padrão de 11 minutos. A fig. (5.29) ilustra a operação da bancada, durante um período de aproximadamente 10 horas e coleta de 12 ensaios. Os demais grupos de ensaio encontram-se no anexo V.

Pela figura, observa-se que a variável que sempre se estabiliza primeiro é a pressão de sucção do compressor. Por outro lado, as variáveis que se mostraram limitantes para a operação em regime, foram temperatura de sucção e temperatura de descarga. Não foi observada nenhuma correlação entre a variação dessas duas variáveis com qualquer outra.

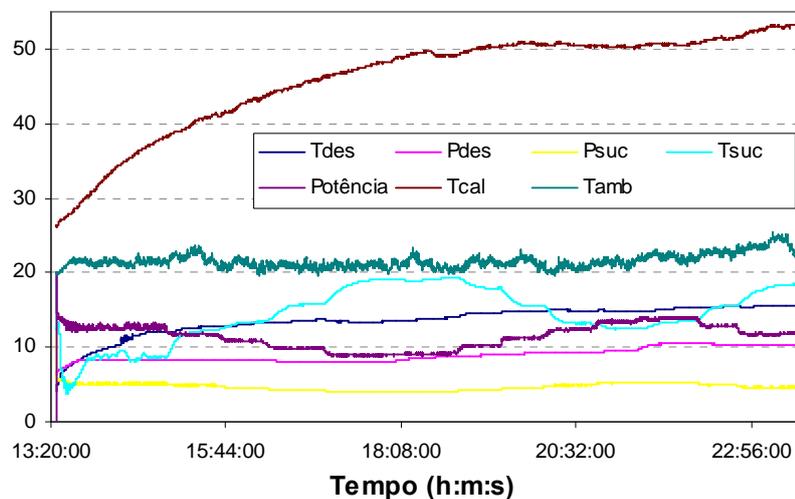


Figura 5.29 – Variações entre pontos de operação da bancada.

A transiência da bancada de ensaio apresentou um tendência de variar proporcionalmente à relação de compressão, ou seja quanto maior for a diferença de pressões entre a sucção e a descarga do compressor, mais tempo a bancada leva para entrar em regime permanente. A fig (5.30) mostra essa tendência.

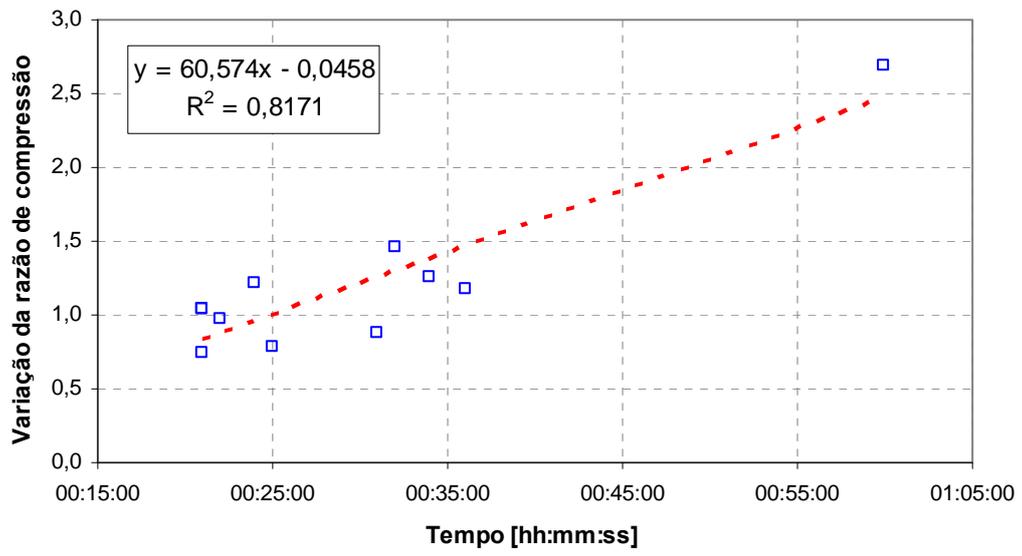


Figura 5.30 – Relação entre variação da razão de compressão e tempo de transiência da bancada.

## 6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Na presente dissertação foi avaliada uma metodologia de teste de compressores utilizando apenas a região de vapor superaquecido do gás refrigerante. Essa metodologia tem como objetivo disponibilizar uma forma de ensaio de compressores que seja facilmente controlada durante a sua operação, utilize uma pequena carga de refrigerante, ajuste entre condições de ensaio de forma ágil e apresente um aparato experimental simples.

Junto com essa metodologia, um modelo para simulação foi utilizado. O modelo deveria ter por característica a simplicidade, juntamente com uma boa precisão nos resultados, de forma a precisar a comparação entre os dados fornecidos pelo fabricante do compressor e os dados obtidos pelos ensaios realizados. Essa ferramenta se faz necessária porque durante a operação da bancada, foi observado que manter o mesmo grau de superaquecimento do fabricante para obtenção dos dados de catálogo é extremamente complexo.

O modelo semi-empírico escolhido para a realização da simulação mostrou-se simples, de fácil obtenção de parâmetros e com resultados muito próximos aos do catálogo do fabricante para a potência elétrica consumida. Entretanto, para a vazão mássica ele apresentou um desvio significativo.

O “lay-out” de construção da bancada é simples, pois existem apenas quatro componentes básicos na sua construção: compressor, trocadores de calor e dispositivo de expansão. Para a realização de seu controle são necessárias apenas uma válvula de serviço para acréscimo e retirada de refrigerante do ciclo e válvulas de esferas para controle da vazão dos circuitos de água existentes. Para o controle do fluxo de massa do refrigerante, o próprio dispositivo de expansão é utilizado. A disposição desses componentes construtivos deve ser bem analisada, pois no caso da bancada construída, o ciclo que opera com o compressor seguido do dispositivo de expansão não trouxe resultados satisfatórios. Isso porque, apesar do tubo que unia o compressor ao dispositivo de expansão estar isolado, ele tem seu comprimento elevado, fazendo com que a temperatura na entrada do dispositivo sofresse uma grande influência da temperatura ambiente. Julga-se, então, ser necessária a instalação do dispositivo de expansão o mais próximo possível da sucção do compressor, além de um isolamento muito bem executado. Além disso, o longo comprimento dessa tubulação contribuiu com uma perda elevada de.

Para o controle do ponto de operação, os três componentes - dispositivo de expansão, válvula de serviço e válvula de esfera na tubulação de água mostraram-se extremamente eficientes. A válvula de serviço possibilitou o acréscimo e a retirada de gás refrigerante do ciclo. O resultado dessa operação foi a alteração do grau de superaquecimento do sistema. Com a retirada de gás do sistema, o grau de superaquecimento da sucção do compressor se eleva. Já o dispositivo de expansão possibilitou um ajuste adequado da pressão na sucção do compressor. Quanto mais fechado estiver esse dispositivo, menor será a pressão de sucção do compressor. Por fim, a válvula de esfera localizada na linha de água permitiu o controle da pressão de descarga do compressor. Como foi analisado, quando essa válvula é fechada a pressão de descarga sobe. Dessa maneira, as três variáveis necessárias para se fixar um ponto de ensaio - pressão de sucção e de descarga e o grau de superaquecimento foram facilmente variados e também facilmente fixados.

A bancada se mostrou relativamente ágil, durante o processo de estabilização do ciclo entre um ponto de ensaio e outro, já que, no pior caso, o tempo médio de estabilização foi próximo a 30 minutos. Em relação às variáveis do sistema, os fatores limitantes na maioria dos casos foram as temperaturas de sucção e a descarga do compressor. Por outro lado, a pressão de sucção mostrou-se a variável com maior agilidade de ajuste, sendo, em todos os ensaios, a primeira a se estabilizar. Além disso, o seu ajuste pode ser praticamente instantâneo, dependendo apenas da velocidade e conhecimento do ponto onde o dispositivo de expansão deve ser ajustado. Essa agilidade ocorre devido à ausência de líquido no circuito, já que a inércia térmica do líquido é maior que a do vapor.

A carga de gás no interior do ciclo só não pode ser menor devido à necessidade da utilização de tubos de bitolas maiores que as da sucção e descarga do compressor. Esses tubos são necessários para a introdução de transdutores de temperatura. Caso isso não fosse uma exigência a carga de refrigerante seria muito reduzida.

Dois outros pontos foram relevantes durante a realização dos ensaios. O primeiro deles foi a calibração e a precisão dos equipamentos de medição utilizados na bancada. Vários ensaios, realizados durante o período de ajuste da bancada não puderam ser aproveitados, pois os valores obtidos apresentaram-se discrepantes aos valores esperados. Um segundo ponto que também contribuiu para a discrepância entre valores colhidos na bancada e valores teóricos foi o grau de estabilidade de operação da bancada, já que algumas vezes, as temperaturas aparentemente estavam estáveis, porém com a realização de ensaios de maior duração esses

valores indicavam uma leve variação, afetando significativamente os resultados do balanço de energia.

Como recomendações para trabalhos futuros sugere-se a reformulação da bancada em relação à distância e forma de isolamento da tubulação entre a descarga do compressor e a entrada do dispositivo de expansão. Solucionando esses limitantes, testes mais aprofundados com a bancada operando na configuração onde o compressor é seguido do dispositivo de expansão devem ser executados.

Além disso, seria interessante efetuar ensaios para outros compressores herméticos de diferentes capacidades, inclusive considerando o uso de outros fluidos refrigerantes.

Um aspecto importante que deve ser considerado em trabalhos futuros é a influência do óleo lubrificante utilizado no compressor na sua eficiência. Essa influência é dada pela quantidade da energia gasta na compressão é perdida elevando-se a temperatura do óleo do compressor devido a irreversibilidade do processo, como por exemplo atrito. Para ser feita essa mensuração faz-se necessário a instalação de um separador de óleo na saída do compressor e também possibilitar a medida da vazão desse óleo.

Por fim a automação de toda a bancada pode ser feita, ou seja, a válvula responsável pela regulagem da vazão da água no circuito secundário pode ser contemplada por uma automação. Essa medida possibilita a operação da bancada autônoma, ou seja, sem a presença do operador.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE, ASHRAE Handbook (1997), “Fundamentals, SI Edition, The American Society of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Inc.”, Atlanta, USA.
- BEN - Balanço Energético Nacional. Ministério de Minas e Energia. 2004 (Ano-Base 2003).
- BROCHADO, M. C. (2003), “Projeto e Aplicação de uma Câmara Calorimétrica para Ensaios de Componentes Térmicos”, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília.
- CONDE, M. R. (1992), “A Contribution to Heat Pump Design by Simulation”, Ph. D. Thesis, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, Switzerland.
- DIRLEA, R., HANNAY, J., e LEBRUN, J. (1996), “Testing of refrigeration compressors without condensation”, Purdue Conference, USA.
- DOMANSKI, P., DIDION, D. (1983), “Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device.”, NBS Building Science Series 155.
- DOMANSKI, P.A. e DIDON, D.A. (2003), “NIST Vapor Compression Cycle Design Program”, Building and Fire Research Laboratory.
- DUARTE, J. A. (2000), “Desenvolvimento de uma nova metodologia para o teste de compressores de refrigeração: ciclo completamente na região de vapor saturado”, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- EASTOP, T.D., MCCONKEY, A. (1978), “Applied Thermodynamics for Engineering Technologists, third edition”, Longman, London.
- HOWELL, J.R., Buckius, R.O. (1987), “Heat Transfer Engineering”, vol. 8,n.2.
- INCROPERA, F. P. e DEWITT, D. P. (1998), “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, LTC, Rio de Janeiro.
- JOFFILY, L. A. e MUNDIM, S. L. (2004), “Análise Experimental de Desempenho de Compressores de Refrigeração”, Universidade de Brasília, Brasília.
- KLEIN, S. A. (1999) “Develop Data Base for Determining Optimum Compressor Rating Points for Residential Refrigerator and Freezer Compressors”, University of Wisconsin, Madison.
- LEBRUN, J., BOURDUXE, J. P., GRODENT, M. (1995), “Hvac1kit – A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation” ASHARE TC 4.7 Energy Calculation, University of Liège, Laboratory of Thermodynamics, Belgium.

- OLIVEIRA, J. E. S. (2002), “Proposta de Modelagem Dinâmica para Compressores Frigoríficos a Pistão”, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- Ooi, K. T. (2003), “Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor”, School of Mechanical and Production Engineering, Singapore.
- PARISE, J. A. R. (2004), “Avanços Recentes na Modelagem de Componentes de Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor.” Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- PIMENTA, J. M. (1998), “On the Suitability of Simple Methods for Fault Detection and Diagnosis, Faculty of Applied Sciences”, University of Liège Belgium.
- POPOVIC, P., SHAPIRO, H.(1995), “Semi-empirical Method for Modeling a Reciprocating Compressor in Refrigeration Systems”, ASHRAE TRANS. Vol. 101, Pt 2, pp. 367-382.
- PROCEL – ([http://www.eletronbras.gov.br/EM\\_Programas\\_Procel/default.asp](http://www.eletronbras.gov.br/EM_Programas_Procel/default.asp)), Brasil, 2004.
- RODRIGUES, P. S. B (1991), “Compressores Industriais”, EDC, Rio de Janeiro.
- SAAD, M. A. (1985), “Compressible Fluid Flow”, Prentice Hall, Inc, New Jersey.
- SANTOS, B. e SANTOS, R. R. (2006). “Instrumentação e Controle de uma Bancada de Testes de Compressores na fase de Vapor Superaquecido”, Universidade de Brasília, Brasília.
- SILVA, K. L. (1995), “Simplified Approach for Reciprocating Compressor: Modelling Development and Experimental Analysis”, University of Liège, Belgium.
- STOECKER, W.F., JONES, J. W. (1985), “Refrigeração e Ar Condicionado”, McGraw-Hill, São Paulo.
- STOUFFS, P. (2000), “Thermodynamic analysis of reciprocating compressors”, ISITEM, La Chantrerie.
- VASCONCELOS, Mauricio (1997), Compressors And Parts, <http://www.corporateinformation.com/>.
- WINANDY, E., Department of Mechanical Engineering, SAAVEDRA, C., University of Concepción, LEBRUN, J., Laboratory of Thermodynamics, University of Liège (2001), “Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor”.
- Brasil: Eletrobrás [atualizada em 2007 Out; acesso em 2005 Ago] [www.eletronbras.gov.br](http://www.eletronbras.gov.br)
- Brasil: Ministério de Minas e Energia [atualizada em 2007 Out; acesso em 2005 Ago] <http://www.mme.gov.br/>
- Brasília: Companhia Energética de Brasília [atualizada em 2007 Out; acesso em 2005 Ago] <http://www.ceb.com.br/>

Wikimedia Foundation [atualizada em 2007 Set 22; acesso em 2005 Ago]  
<http://pt.wikipedia.org/wiki/Apag%C3%A3o>

Economia e Energia [atualizada em 2005 Out 27; acesso em 2005 Ago]  
[http://ecen.com/eee30/s\\_resid8.htm](http://ecen.com/eee30/s_resid8.htm)

São Paulo: Applitech Importações Comércio e Representações Ltda [atualizada em 2007 Out; acesso em 2005 Ago] <http://www.applitech.com.br>

Schoreder: FAMAC Indústria de Máquinas Ltda [atualizada em 2007 Out; acesso em 2006 Mai] <http://www.famac.ind.br>

Joenville: Empresa Brasileira de Compressores S.A. [atualizada em 2007 Out, acesso em 2007 Set] <http://www.embraco.com.br>

São Paulo: Danfoss do Brasil Ind. e com. LTDA [atualizada em 2007 Out 09; acesso em 2005 Set] <http://www.danfoss.com.br>

Estados Unidos da América: Superlogics Inc. [atualizado em 2007 Out 17; acesso em 2005 Set] <http://www.superlogics.com>

Cajamar: ACP Termotécnica LTDA [atualizado em 2007 Out 17, acesso em 2005 Set] <http://www.acptermodtecnica.com.br>

# **ANEXOS**

<b>Anexo I</b>	<b>Empresas Consultadas</b>
<b>Anexo II</b>	<b>Dimensionamento de Componentes da Bancada</b>
<b>Anexo III</b>	<b>Instrumentação e Aquisição de dados</b>
<b>Anexo IV</b>	<b>Componentes da Bancada</b>
<b>Anexo V</b>	<b>Ensaio realizados</b>

## **Anexo I    Empresas Consultadas**

- Empresa A: Empresa Brasileira de Compressores S.A. – Embraco, Rua Rui Barbosa, 1020, CEP: 89219-901, Joinville, SC.
- Empresa B: ACP Termotécnica LTDA, Via Anhanguera, km 33, CEP: 07750-000, Cajamar, SP.
- Empresa C: Danfoss do Brasil Ind. e com. LTDA, Rua Nelson Francisco, 26, CEP: 02712-100, São Paulo, SP.
- Empresa D: Famac Industria de Máquinas Ltda, Rua Ponte Pênsil, 608, Centro, CEP: 89275-000, Schroeder , SC.
- Empresa E: Climatic Testing System , 370 Constance Drive Warminster.
- Empresa F: WIKA Alexander Wiegand GmbH & Co. KG, Klingenberg, CEP 63911
- Empresa G: SuperLogics Inc, ([www.superlogics.com](http://www.superlogics.com)).
- Empresa H: Applitech Importação Comércio e Representações Ltda, Rua Conselheiro Elias de Carvalho, Vila Santa Catarina, CEP 04373-000, São Paulo, SP
- Empresa I: Johnson Controls.
- Empresa J: KRONs Instrumentos Elétricos Ltda, Rua Alexandre Gusmão, 278, São Paulo, SP.

## Anexo II Dimensionamento de Componentes da Bancada

1 – Trocadores de calor bitubular.

Para a obtenção do valor da capacidade de troca de calor do trocador, optou-se por aplicar a eq. (II.1) do balanço de energia sobre o fluido refrigerante.

$$\dot{Q}_{tb} = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{cp} \quad \text{II.1}$$

Já para o cálculo da temperatura da água na saída do trocador, a eq. (II.2), do balanço de energia sobre o fluido secundário, foi aplicada.

$$T_{o,w,tb} = \frac{\dot{Q}_{tb}}{\dot{m}_w \cdot c_{p,w}} + T_{i,w,tb} \quad \text{II.2}$$

A eq. (II.3) da diferença média logarítmica é utilizada para obter o comprimento do trocador de calor. Juntamente com a eq. (II.3), a eq. (II.4), que se refere ao cálculo do coeficiente de transferência de calor para trocador bitubular (INCROPERA, 1998), é utilizada.

$$LMTD = \frac{(T_{i,ref,tb} - T_{o,w,tb}) - (T_{o,ref,tb} - T_{i,w,tb})}{\ln \left[ \frac{(T_{i,ref,tb} - T_{o,w,tb})}{(T_{o,ref,tb} - T_{i,w,tb})} \right]} \quad \text{II.3}$$

$$U_{tb} \cdot 1000 = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{in,tb}} + \frac{1}{h_{out,tb}} + \frac{e}{k_{cu}} \right]} \quad \text{II.4}$$



Figura II.1 – Fluxo de água e refrigerante no trocador bitubular.

Por fim, o comprimento do trocador é calculado através da eq. (II.5), que é a equação do balanço de energia sobre o trocador utilizando a diferença média logarítmica.

$$l_{tb} = \frac{\dot{Q}_{tb}}{U_{tb} \cdot \pi \cdot d_{tb} \cdot LMTD} \quad \text{II.5}$$

Onde  $U_{tb}$ ,  $LMTD$  e  $\dot{Q}_{tb}$ , já foram previamente calculados e  $d_{in,tb}$  é o diâmetro interno do trocador.

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor convectivos interno da eq. (II.4) as eqs. (II.6) a (II.8) são utilizadas.

$$h_{i,tb} = \frac{k_{ref}}{d_{in,tb}} \cdot Nu_{d,in,tb} \quad \text{II.6}$$

Onde o número de Nusselt é calculado pela eq. (II.7)

$$Nu_d = 0,023 \cdot Re_d^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \quad \text{II.7}$$

E o número de Reynolds é calculado pela eq. (II.8)

$$Re_{d,in} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{ref}}{\pi \cdot d_{in,tb} \cdot \mu_{ref}} \quad \text{II.8}$$

O cálculo do coeficiente convectivo interno do trocador de calor bitubular só se diferencia do externo pela forma como é obtido o número de Reynolds. A eq. (II.9) apresenta essa pequena diferença, já que agora os diâmetros a serem utilizados são diferentes.

$$\text{Re}_{d,out} = \frac{4 \cdot \dot{m}_w}{\pi \cdot (d_{in,tb} - d_{out,tb}) \cdot \mu_w}$$

II.9

# Anexo III Instrumentação e Aquisição de dados

1 – Transdutores de pressão.

- Catálogo Técnico.

Electronic  
Pressure Measurement

## Pressure Transmitter Model ECO-1

WIKA Data Sheet PE 81.14



### Applications

- Mechanical engineering
- Hydraulics
- General industrial applications

### Special Features

- Pressure ranges from 0 ... 1 bar to 0 ... 1000 bar
- Current or voltage output signals
- Case and wetted parts of stainless steel
- Medium temperature -40 °C ... +100 °C
- Wiring with L-connector or flying leads



Fig. Pressure Transmitter ECO-1

### Description

#### Wide range of applications

The pressure transmitter model ECO-TRONIC® has been designed for all fields of industrial pressure measurement. Typical applications are in mechanical engineering, plant construction and automation industry as well as in the refrigeration and air conditioning industry.

#### Reliable measurement technology

Pressure ranges from 0 ... 1 bar up to 0 ... 1000 bar cover the measuring ranges of the most applications. The sensors made by WIKA, with high accuracy, long-term stability and repeatability, have been well established in industrial pressure measurement for decades. Depending on the pressure range, the suitable sensor, either piezoresistive or metallic thin film, will be utilized.

#### Reliable signal acquisition

With various standard output signals like 4 ... 20 mA (2-wire), or 0 ... 10 V, 1 ... 5 V and 1 ... 6 V (3-wire), the transmitter can be easily integrated into different systems. RFI/EMI-characteristics according to EN 61 326 guarantee signal integrity even under difficult environmental conditions.

#### Interesting price/performance ratio

The excellent performance characteristics and the good price/performance ratio of the ECO-TRONIC make it the perfect choice for applications with medium and large volumes.

WIKA Data Sheet PE 81.14 · 09/2006

Page 1 of 4

Pressure transmitter ECO-1  
for Shipbuilding and Off-Shore  
Pressure transmitter for mobile hydraulic applications  
OEM-Pressure Transmitter with  
ceramic thick film technology

Model ECO-1  
(891.14.300 / 891.24.310)  
Model MH-2  
Model OC-1

see data sheet PE 81.16  
see data sheet PE 81.37  
see data sheet PE 81.41

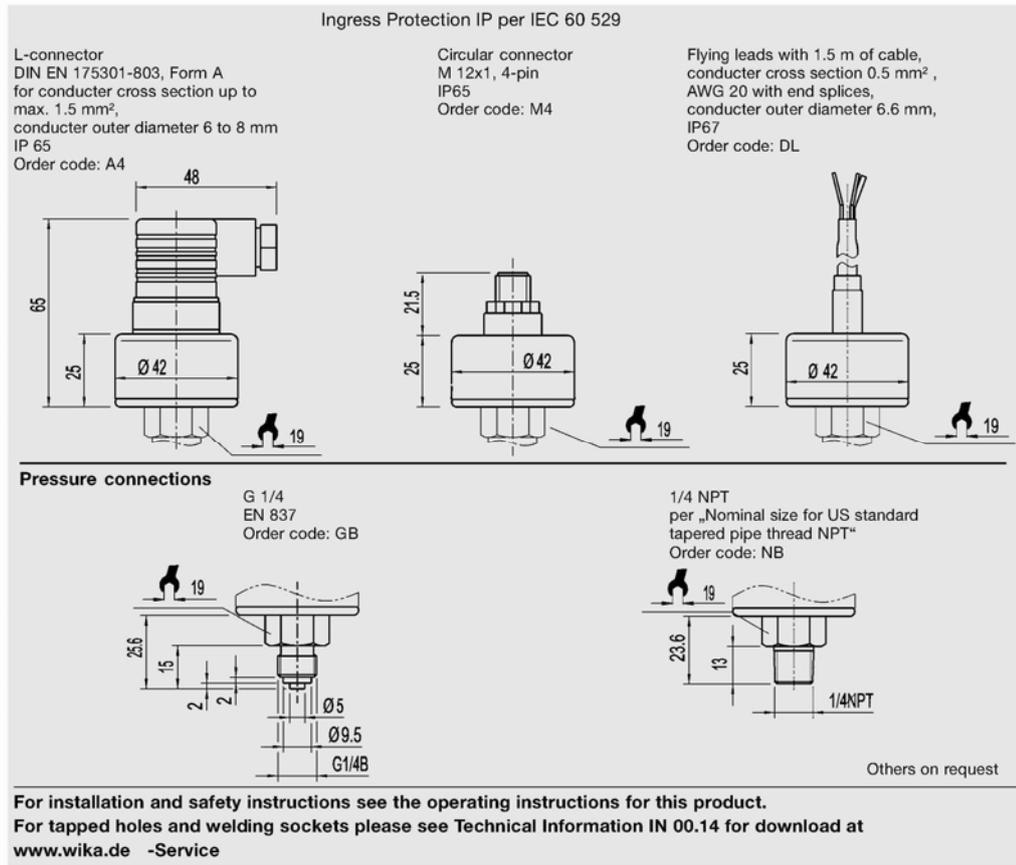


Part of your business

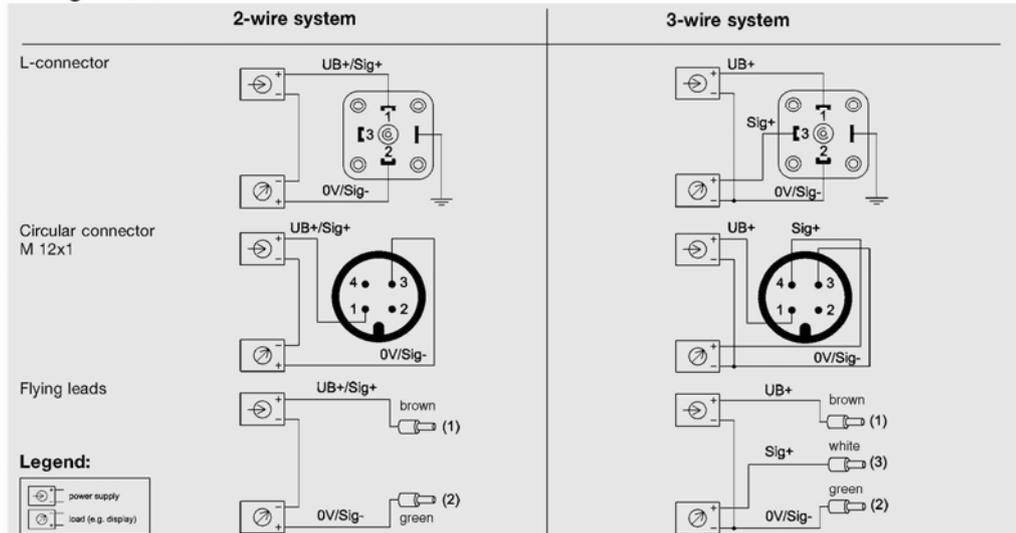
Specifications		Model ECO-1							
Pressure ranges	bar	1	1.6	2.5	4	6	10	16	25
Over pressure safety	bar	5	10	10	17	35	35	50	50
Burst pressure	bar	6	12	12	20.5	42	42	80	80
Pressure ranges	bar	40	60	100	160	250	400	600	1000
Over pressure safety	bar	80	120	200	320	500	800	1200	1500
Burst pressure	bar	200	300	500	800	1250	1300	1800	3000
(Absolute pressure: 0 ... 1 bar abs to 0 ... 16 bar abs)									
Materials									
■ Wetted parts		Stainless steel							
■ Case		Stainless steel							
Internal transmission fluid <sup>1)</sup>		Synthetic oil							
<sup>1)</sup> Not for models with pressure ranges > 16 bar									
Power supply U <sub>B</sub>	U <sub>B</sub> in DC V	10 < U <sub>B</sub> ≤ 30 (14 ... 30 with output signal 0 ... 10 V, 1 ... 6 V)							
Signal output and		4 ... 20 mA, 2-wire R <sub>A</sub> ≤ (U <sub>B</sub> - 10 V) / 0.02 A							
Maximum load R <sub>A</sub>	R <sub>A</sub> in Ohm	0 ... 10 V, 3-wire R <sub>A</sub> > 10000							
		1 ... 5 V, 3-wire R <sub>A</sub> > 5000							
		1 ... 6 V, 3-wire R <sub>A</sub> > 6000							
Response time (10 ... 90 %)	ms	≤ 5 (≤ 10 ms at medium temperature < -30 °C for pressure ranges up to 16 bar)							
Dielectric strength	DC V	500 <sup>2)</sup>							
<sup>2)</sup> Use NEC Class 02 power supply (low voltage and low current max. 100 VA even under fault conditions).									
Accuracy	% of span	≤ 0.5 (BFSL)							
	% of span	≤ 1.0 <sup>3)</sup>							
<sup>3)</sup> Including non-linearity, hysteresis, non-repeatability, zero point and full scale error (corresponds to error of measurement per IEC 61298-2). Adjusted in vertical mounting position with lower pressure connection.									
Non-linearity	% of span	≤ 0.4 (BFSL) according to IEC 61298-2							
1-year stability	% of span	≤ 0.3 (at reference conditions)							
Permissible temperature of									
■ Medium <sup>4)</sup>		-40 ... +100 °C				-40 ... +212 °F			
■ Ambience <sup>4)</sup>		-30 ... +80 °C				-22 ... +176 °F			
■ Storage <sup>4)</sup>		-30 ... +100 °C				-22 ... +212 °F			
Compensated temp range		0 ... +80 °C				32 ... +176 °F			
<sup>4)</sup> Also complies with EN 50178, Tab. 7, Operation (C) 4K4H, Storage (D) 1K4, Transport (E) 2K3									
Temperature coefficients within compensated temp range									
■ Mean TC of zero	% of span	≤ 0.4 / 10 K							
■ Mean TC of range	% of span	≤ 0.3 / 10 K							
CE-conformity		89/336/EEC interference emission (class B) and immunity see EN 61 326 97/23/EG Pressure equipment directive							
Wiring protection		Protected against reverse polarity and short circuiting on the instrument side							
Mass	kg	Approx. 0.15							

{ } Items in curved brackets are optional extras for additional price.

## Dimensions in mm



## Wiring details



## Further pressure transmitter from our OEM production



**Fig. Pressure transmitter ECO-1 for Shipbuilding Industrie and Off-Shore with international approvals see data sheet PE 81.18**

**Fig. Pressure transmitter MH-2 with thinfilm technology for mobile hydraulic applications see data sheet PE 81.37**

## Further information

You can obtain further information (data sheets, instructions, etc.) via Internet address [www.wika.de](http://www.wika.de)



Specifications and dimensions given in this leaflet represent the state of engineering at the time of printing. Modifications may take place and materials specified may be replaced by others without prior notice.



**WIKAL Alexander Wiegand GmbH & Co. KG**  
 Alexander-Wiegand-Straße 30  
 63911 Klingenberg/Germany  
 Phone (+49) 93 72/132-0  
 Telefax (+49) 93 72/132-406  
 E-Mail [support-tronic@wika.de](mailto:support-tronic@wika.de)  
[www.wika.de](http://www.wika.de)

- Curvas de Calibração.

Os transdutores de pressão foram devidamente calibrados por um laboratório certificado pelo Inmetro. Os pontos obtidos na calibração do transdutor utilizado na linha de alta pressão da bancada estão apresentados na tabela (III.1) e a sua curva de calibração e a equação de calibração encontram-se na fig. (III.1).

Tabela III.1 – Dados da calibração do transdutor de alta pressão (0 a 40bar)

corrente [mA]	pressão [bar]
3,935	0
5,64	4
7,273	8
8,908	12
10,528	16
12,125	20
13,719	24
15,332	28
16,923	32
18,478	36
19,655	39

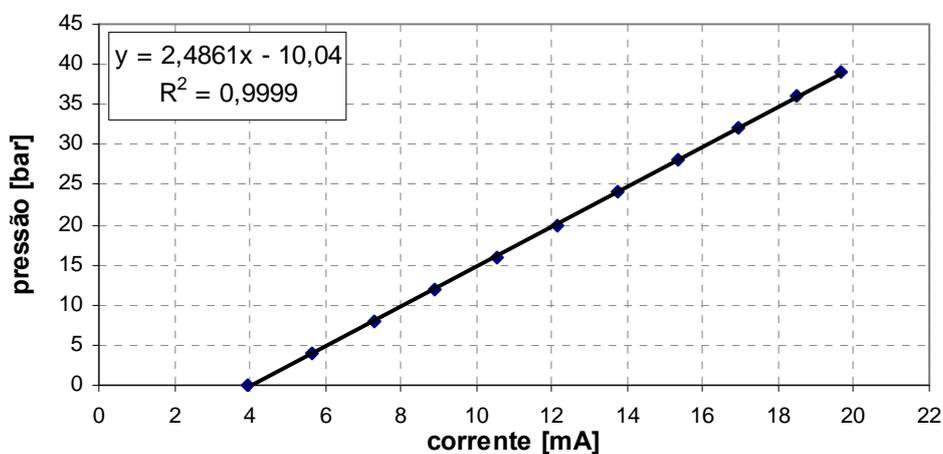


Figura III.1 – Curva de calibração para transdutor de pressão de alta pressão (0 a 40bar)

Os pontos obtidos na calibração do transdutor utilizado na linha de baixa pressão da bancada estão apresentados na tabela (III.2) e a sua curva de calibração e a equação de calibração encontram-se na fig. (III.2).

Tabela III.2 - Dados da calibração do transdutor de baixa pressão (0 a 10bar)

corrente [mA]	pressão [bar]
3,98	0,00
5,51	0,97
5,95	1,31
7,04	1,93
8,24	2,69
9,32	3,38
10,39	4,07
11,64	4,83
12,86	5,58
14,07	6,34
15,15	6,96
16,17	7,58
17,18	8,27

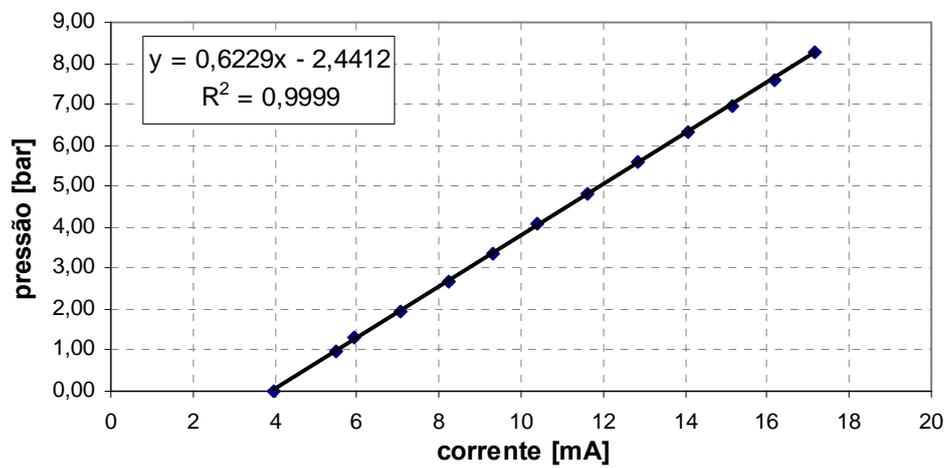


Figura III.2 – Curva de calibração para transdutor de pressão de alta pressão (0 a 40bar)

## 2 – Transdutor de potência.

### - Catálogo Técnico

	<b>Transdutor de Potência (analógico)</b>	Ficha técnica – K0018
		Revisão 1 – 30/10/2006

#### [1] Introdução

Os transdutores analógicos de potência têm por finalidade converter a *potência ativa e/ou reativa* de um sistema em um sinal contínuo (de tensão ou corrente) e isolado galvanicamente das entradas.

São disponibilizados os seguintes modelos:

- **W30/WA**: Medição de potência ativa (watt)
- **W31/RA**: Medição de potência reativa (var)
- **W32/WR**: Medição de potência ativa + reativa (duas saídas isoladas)



Foto ilustrativa

#### [2] Princípio de funcionamento

Os transdutores realizam a conversão da potência em um sinal contínuo através do princípio TDM (*time division multiplication*). O sinal de saída é linearmente proporcional aos sinais de entrada.

#### [3] Aplicação

- Conversão da potência ativa ou reativa de um sistema em um sinal analógico para indicação ou processamento em CLPs, indicadores digitais, remotas, etc...

#### [4] Grandeza medida

- Potência ativa (W) e/ou reativa (Var)

#### [5] Precisão

- Potência: 0,25% (0,2% sob consulta)

(a 25°, respeitadas as faixas recomendadas para tensão e corrente)

#### [6] Características Elétricas

##### ISOLAÇÃO GALVÂNICA

- Entradas e saídas: 2kV (60Hz, 1 minuto)

##### ALIMENTAÇÃO AUXILIAR

- Nominal: 12, 24, 48 ou 125Vc.c. / 110 ou 220Vc.a
- Faixa de utilização: 80 a 120% do valor nominal (CC) e 85 a 115% do valor nominal para (CA).
- Consumo interno: < 5 VA

##### ENTRADA DE TENSÃO (MEDICÃO)

- Nominal: 110, 115, 150, 220 ou 380Vc.a.
- Faixa recomendada de utilização: 80 a 120%
- Sobrecarga: 1,2 x Vn (contínua), 1,5 x Vn (1s)
- Consumo interno: < 0,5VA
- Frequência: 50 ou 60 Hz

##### ENTRADA DE CORRENTE (MEDICÃO)

- Nominal: 1Ac.a. ou 5Ac.a.
- Faixa recomendada de utilização: 10 a 110%
- Sobrecarga: 1,5 x In (contínua), 20 x In (1s)
- Consumo: < 0,5VA

#### [7] Saída analógica

- Valores de saída e resistência mínima (saída em tensão) ou máxima (saída em corrente) admissíveis:
  - 0...1 mAc.c. (0-10kΩ)
  - 0...5 mAc.c. (0-2kΩ)
  - 0...10 mAc.c. (0-1kΩ)
  - 0...20 mAc.c. (0-750Ω)
  - 4...20 mAc.c. (0-750Ω)
  - 0...1 Vc.c. (1kΩ mínimo)
  - 0...5 Vc.c. (1kΩ mínimo)
  - 0...10 Vc.c. (2kΩ mínimo)

Opcional: saída do tipo bi-direcional (exemplo: -10...0...10Vc.c.) ou zero central (exemplo: 4...12...20mAc.c.)

- Ripple de saída: < 0,5%
- Tempo de resposta: < 400ms

**KRON Instrumentos Elétricos Ltda.**

Fone: (11) 5525-2000

Site: <http://www.kron.com.br> - Email: [energia@kron.com.br](mailto:energia@kron.com.br)

1/7

	<b>Transdutor de Potência (analógico)</b>	Ficha técnica – K0018
		Revisão 1 – 30/10/2006

### [8] Características Mecânicas

#### INVÓLUCRO

- Material: alumínio extrudado de elevada resistência mecânica e para altas temperaturas
- Grau de proteção: IP-40 para invólucro

#### MONTAGEM

- Tipo: fundo de painel
- Posição de montagem: qualquer
- Fixação: através de parafusos

#### CONEXÕES ELÉTRICAS

- Tipo: borneira (parafuso M3)
- Grau de proteção: IP-00
- Cabo máximo a ser utilizado: 4mm<sup>2</sup> (recomendado: 2,5mm<sup>2</sup> com uso de terminais)

### [9] Condições ambientais relevantes

- Temperatura de operação: -10 a 60°C
- Temperatura de armazenamento e transporte: -25 a 60° C
- Umidade relativa do ar: máximo de 95% (sem condensação)
- Coeficiente de temperatura: 0,01% / °C

### [10] Esquemas de Ligação

- Cabo recomendado: secção mínima de 1,5mm<sup>2</sup> para tensão e alimentação auxiliar.

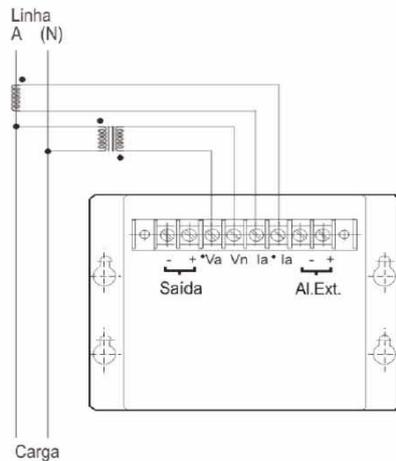
Para o sinal de corrente, o dimensionamento depende da distância e potência dos TCs envolvidos.

- Cabo para saída: o dimensionamento depende da distância e impedância do(s) equipamento(s) a serem conectados na saída.

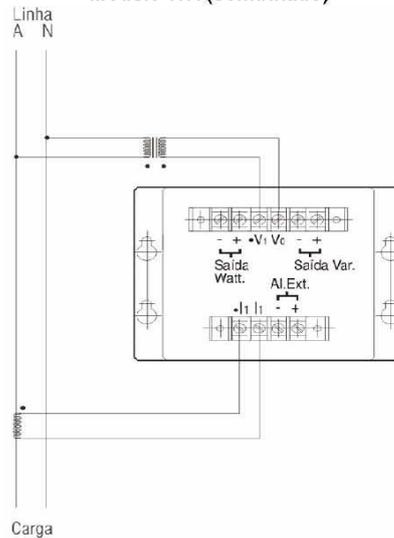
Se utilizado em ambientes com ruídos ou perturbações elétricas, dar preferência a um cabo blindado.

**[10] Esquemas de Ligação (continuação)**

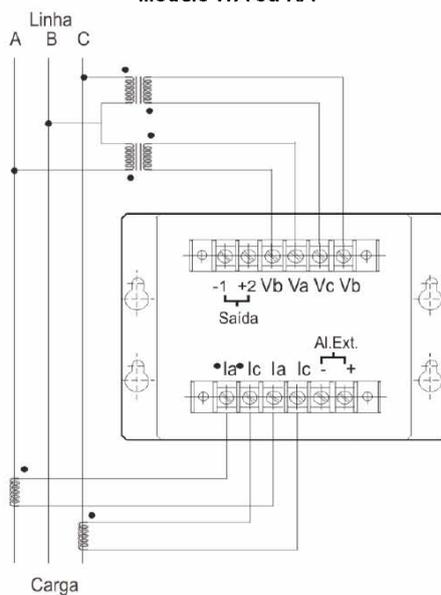
**Transdutor 1 elemento 2 fios  
Modelo WA ou RA**



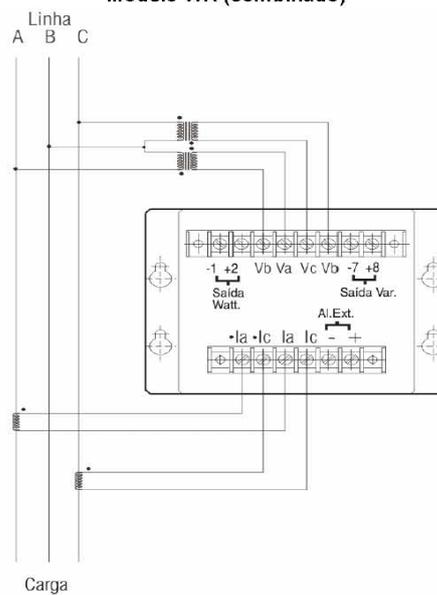
**Transdutor 1 elemento 2 fios  
Modelo WR (combinado)**



**Transdutor 2 elementos 3 fios  
Modelo WA ou RA**



**Transdutor 2 elementos 3 fios  
Modelo WR (combinado)**



### [12] Especificação por código

A codificação do produto permite a correta especificação em projeto, garantindo que o material comprado seja exatamente o necessário para a aplicação.

A identificação é feita por meio de uma seqüência alfanumérica de 11 caracteres.

W	Fixo
—	30: WA (Transdutor de Potência Ativa) 31: RA (Transdutor de Potência Reativa) 32: WR (Transdutor de Potência Ativa + Reativa)
—	<b>Circuito a ser medido:</b> 1: Monofásico: 1 elemento 2 fios 2: Trifásico Delta: 2 elementos 3 fios 4: Trifásico Estrela: 3 elementos 4 fios
—	<b>Entrada de tensão:</b> 11: 110V 15: 115V 20: 150V 38: 380V 50: $115/\sqrt{3}$ V 99: Conforme pedido (sob consulta) <i>A tensão que deve ser informada é sempre a fase-fase (exceto no modelo monofásico)</i>
—	<b>Entrada de corrente:</b> 1: 1 Ac.a. 5: 5 Ac.a.
—	<b>Frequência:</b> 1: 60 Hz 2: Conforme pedido (sob consulta) 3: 50 Hz
—	<b>Saída:</b> 1: 0...1 mA c.c. 2: 0...5 mA c.c. 3: 0...10 mA c.c. 4: 0...20 mA c.c. 5: 4...20 mA c.c. 6: 0...1 V c.c. 7: 0...5 V c.c. 8: 0...10 V c.c. 9: Conforme pedido (exemplo: 4...12...20 mA)
—	<b>Alimentação auxiliar:</b> 1: 110Vca 2: 220Vca 3: 125Vcc 4: 48Vcc 5: 24Vcc 6: 12Vcc 7: Conforme pedido (Vc.a. - sob consulta) 8: Conforme pedido (Vc.c. - sob consulta)
—	<b>Classe:</b> 1: 0,25% (Padrão) 2: 0,2% (Opcional – sob consulta)

### [13] Versões especiais

Podem ser solicitadas características especiais para os transdutores de potência, conforme abaixo:

#### PROTEÇÃO DOS BORNES

Acrílico de proteção para os bornes de conexão, visando impedir o contato com as conexões elétricas após a instalação do transdutor.

#### FATOR DE AFERIÇÃO

O transdutor, por padrão, é fabricado com seu fundo de escala sendo o maior valor possível de potência ativa ou reativa. No entanto, pode ser especificado pelo cliente um fator de aferição entre 0,5 e 1,2.

#### TROPICALIZADO

Tratamento especial para uso em ambientes agressivos ou aplicações específicas (exemplo: concessionária de energia).

*Poderá haver custo adicional para os opcionais mencionados acima.*

As informações contidas nesta ficha técnica estão sujeitas à alteração sem aviso prévio.

Para correta utilização do produto, deve ser consultado o Manual do Usuário antes de sua instalação ou operação.

Alguns itens apresentados podem ser opcionais, sendo necessária a correta especificação do produto por meio do código.

**KRON Instrumentos Elétricos Ltda.**

Fone: (11) 5525-2000

Site: <http://www.kron.com.br> - Email: [energia@kron.com.br](mailto:energia@kron.com.br)

6/7

### - Curvas de calibração

A calibração do transdutor de potência foi executada por um multímetro calibrado, o qual mede corrente e tensão, esses valores são apresentados na tabela (III.3). Juntamente do multímetro calibrado uma lâmpada de 150 W foi ligada ao transdutor de potência e também a um variador de tensão. Dessa forma os pontos da tabela (III.3) foram obtidos. Junto a isso os valores do sinal obtido na saída do transdutor de potência foram anotados, esses valores são os da ultima coluna da tabela (III.3) e estão em miliamper. Os mesmos foram medidos direto do sistema de aquisição.

Tabela III.3 - Dados da calibração do transdutor de potência

Tensão [V]	Corrente [A]	Potência [w]	Sinal [mA]
4,223	0,110	0,464	0,048
8,032	0,145	1,162	0,112
19,272	0,199	3,830	0,354
33,124	0,252	8,337	0,766
47,518	0,301	14,281	1,317
63,633	0,350	22,270	2,047
81,794	0,401	32,764	3,027
101,877	0,452	46,046	4,243
122,919	0,501	61,593	5,675
146,272	0,550	80,506	7,428
171,956	0,601	103,300	9,617
198,678	0,651	129,291	11,970
218,760	0,685	149,756	13,838

Com os valores da potência e sinal do transdutor a curva de calibração foi obtida e consequentemente a sua equação. Essas informações encontram-se na fig. (III.3)

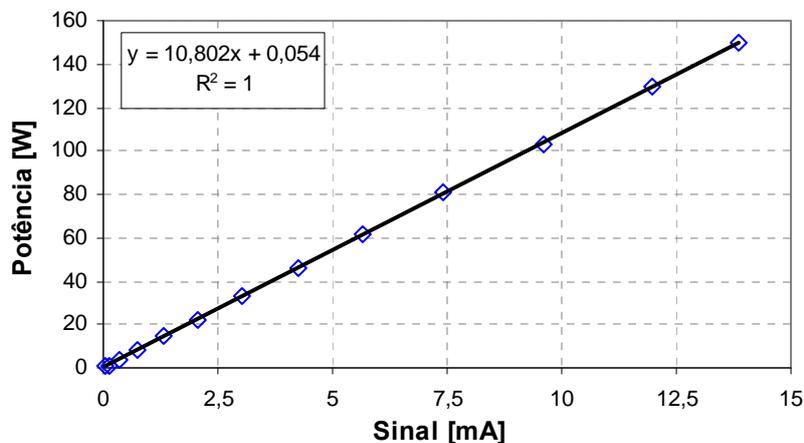


Figura III.3 – Curva de calibração do transdutor de potência.

### 3 – PT 100

A calibração dos transdutores do tipo PT 100 utilizados na sucção e descarga do compressor foram calibrados utilizando um termômetro padrão de um laboratório devidamente credenciado pelo Inmetro.

Os valores obtidos durante a calibração do PT 100 utilizado na sucção do compressor, que pode medir de -15°C a 15°C encontram-se na tabela (III.4)

Tabela III.4 – Resultado obtido durante a calibração do PT 100 utilizado na sucção do compressor.

PT 100 padrão (°C)	PT 100 canal 6 (-15° a 15°C)
-15,130	2,514
-14,387	3,462
-11,644	5,750
-8,151	7,390
-5,163	8,907
-2,221	10,395
0,677	11,904
3,538	13,384
6,540	14,952
9,497	16,485
12,395	18,009
15,448	19,609
17,489	20,000

A curva de calibração e a equação da mesma encontram-se na fig. (III.4).

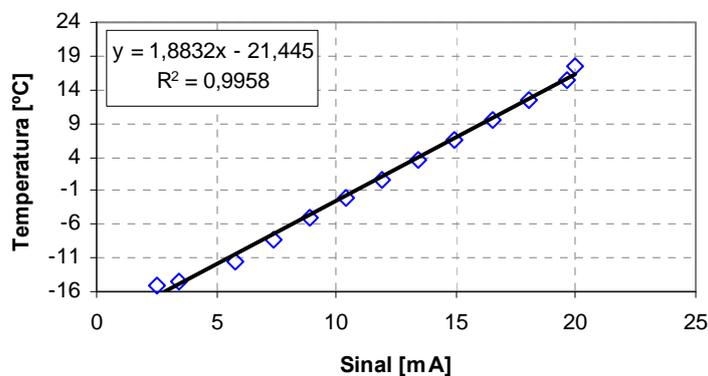


Figura III.4 - Curva de calibração do transdutor de temperatura utilizado na sucção do compressor.

Os valores obtidos durante a calibração do PT 100 utilizado na descarga do compressor, que pode medir de 20°C a 130°C encontram-se na tabela (III.5)

Tabela III.5 – Resultado obtido durante a calibração do PT 100 utilizado na descarga do compressor.

PT 100 padrão (°C)	PT 100 canal 5 (20° a 130°C)
20,583	2,944
30,854	4,244
40,818	5,517
50,882	6,800
60,748	8,067
70,537	9,335
80,558	10,627
90,373	11,900
100,188	13,175
110,157	14,467
119,273	15,663

A curva de calibração e a equação da mesma encontram-se na fig. (III.5).

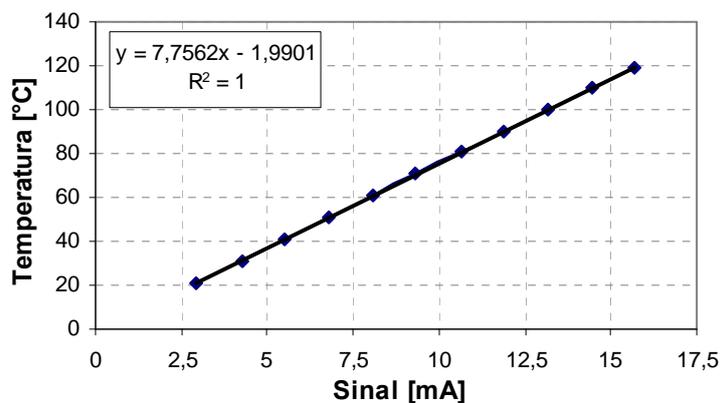


Figura III.5 - Curva de calibração do transdutor de temperatura utilizado na descarga do compressor.

## 4 – Rotâmetro

Medidores de Vazão tipo Rotâmetros



### Rotômetros série AP

#### Características Técnicas:

Os rotômetros da série "AP" são medidores de vazão instantânea, extremamente econômicos, estudados para todas as aplicações, onde  $\pm 2\%$  de precisão de fundo de escala é aplicável.

Construídos em material plástico anti-impacto, resistente a choques, estes instrumentos são para gases e líquidos corrosivos, como por exemplo, soda cáustica ou ácido clorídrico.

Range de medição de 10 –100% da vazão máxima.

Conexões em Polipropileno (opcional PVC e Metálicas), Flutuadores do tipo livre ou guiado.

#### Materiais de Construção:

Tubo de medição: Policarbonato (opcional Polisulfona)  
Flutuador: Aisi-316, PVDF (opcional outros sob consulta).  
Guarnições: Buna ou Viton.

#### Graduação da Escala:

Escala gravada no tubo de medição, vazão direta ou percentual (opcional paralela ao tubo de medição).

#### Condições de Operação:

Pressão máxima: 10bar  
Temperatura máxima: 60° C para conexões em Polipropileno, 100° C para outros materiais.

#### Conexões:

Standard: Rosca BSPF  
Opcional: Range ANSI, DIN.

#### Acessórios:

Alarme de vazão de mínima ou máxima vazão, ou ambos.

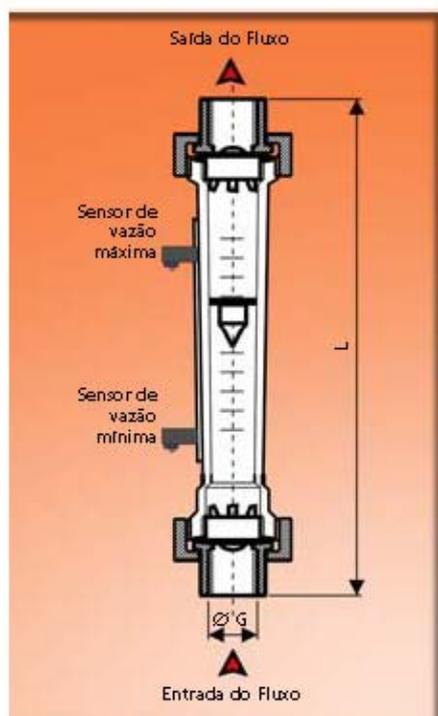


TABELA DE VAZÃO DOS ROTÔMETROS DA SÉRIE AP

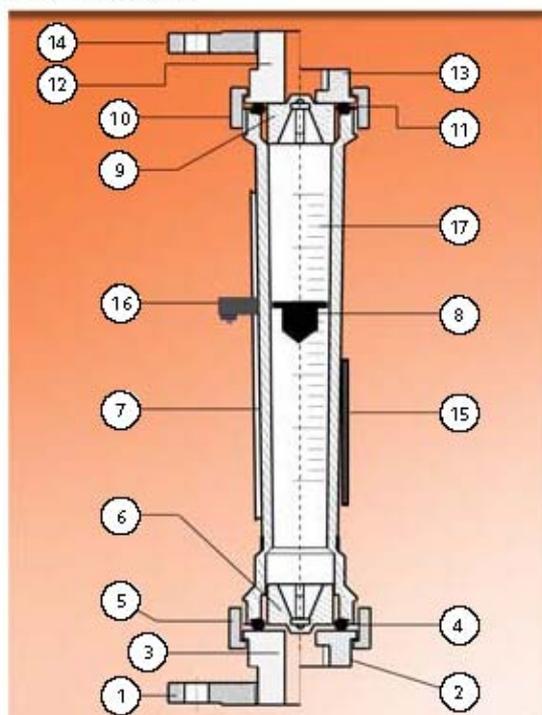
Modelo	Altura L (mm)	Conexão Rosca Ø G	Vazão min./max. H <sub>2</sub> O (l/h)		ΔP m Bar	Vazão min./max. Ar (nl/h -760mmHg - 0° C)		ΔP mBar
			Flutuador			Flutuador		
			SS 316	Teflon	SS 316	Teflon		
AP 300	400	1/2" ou 3/4"	30-300	10-110	30	900-9.000	380-3.800	30
AP 500			50-500	18-180	30	1.500-15.000	650-6.500	30
AP 750			75-750	27-270	30	2.200-22.000	900-9.000	30
AP 1300			130-1.300	48-480	30	4.000-40.000	1.700-17.000	30
AP 2000	408	1" ou 1 1/4"	200-2.000	80-800	35	6.000-60.000	2.500-25.000	35
AP 3500			350-3.500	130-1.300	35	10.000-100.000	4.500-45.000	35
AP 4000			400-4.000	150-1.500	35	12.000-120.000	-	35
AP 7000			700-7.000	250-2.500	35	20.000-200.000	-	35
POLICARBONATO								
AP 10000	430	2"	400-4.000	150-1.500	55	-	5.000-50.000	25
			600-6.000	220-2.200	55	-	7.500-75.000	25
			1.000-10.000	380-3.800	55	-	12.000-120.000	25
			1.200-12.000	-	55	-	-	-
			1.500-15.000	-	55	-	-	-

Tabela Uniformações sujeitas a variação sem aviso prévio

Rotâmetros série AP



Desenho de corte



Lista de peças

Posição	Q.de.	Descrição	Código
01	01	Terminal inferior flangeado	AP-M301 YYY
02	01	Terminal inferior roscaado	AP-M302 YYY
03	01	Terminal inferior roscaado para Range	AP-M303 YYY
04	01	Anel de vedação inferior	AP-M304 YYY
05	01	União inferior	AP-M305 YYY
06	01	Stop flutuador	AP-M306 YYY
07	01	Tubo cônico de medição	AP-M307 YYY
08	03	flutuador	AP-M308 YYY
09	01	Stop flutuador	AP-M309 YYY
10	01	União Superior	AP-M310 YYY
11	01	Anel de vedação superior	AP-M311 YYY
12	01	Terminal superior roscaado para Range	AP-M312 YYY
13	01	Terminal superior roscaado	AP-M313 YYY
14	03	Terminal superior flangeado	AP-M314 YYY
15	01	flaca de identificação n° de série	AP-M315 YYY
16	01	Sensor Alarme ( Sob Encomenda )	AP-M316 YYY
17	01	Escala gravada	AP-M317 YYY

---

---

## 8017 Specifications

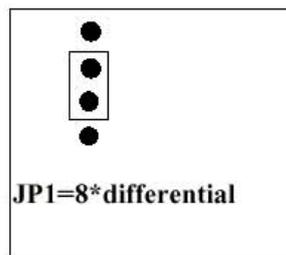
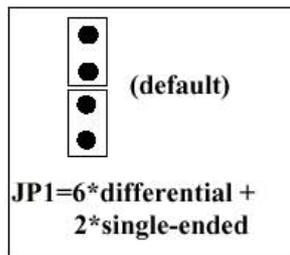
### 8017: 8 Channel Analog Input Module

#### Analog Input

- Channels: 6 differential + 2 single-ended or 8 differential (selected by JP1)
- Input type: mV, V, mA
- Input range:  $\pm 150\text{mV}$ ,  $\pm 500\text{mV}$ ,  $\pm 1\text{V}$ ,  $\pm 5\text{V}$ ,  $\pm 10\text{V}$  and  $\pm 20\text{mA}$
- Sample rate: 10 sample/sec(total)
- Bandwidth: 13.1 Hz
- Accuracy:  $\pm 0.1\%$  or better
- Zero drift:  $\pm 0.03\mu\text{V}/^\circ\text{C}$
- Span drift:  $\pm 25\text{ppm}/^\circ\text{C}$
- CMR @ 50/60 Hz : 92 dB min
- Over voltage protection:  $\pm 35\text{V}$

#### Power:

- Power consumption: 2W



## 8018 Specifications

### 8018: 8-Channel Thermocouple Input Module

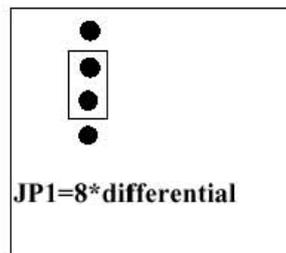
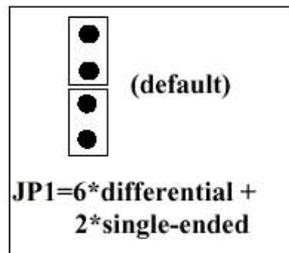
#### Analog Input

- Type: thermocouple, mV, V, or mA
- Channels: 6 differential + 2 single-ended or 8 differential(jumper select)
- Thermocouple type:

Type	Range	Type	Range
J	-210 <sup>o</sup> C ~ 760 <sup>o</sup> C	S	0 <sup>o</sup> C ~ 1768 <sup>o</sup> C
K	-270 <sup>o</sup> C ~ 1372 <sup>o</sup> C	B	0 <sup>o</sup> C ~ 1820 <sup>o</sup> C
T	-270 <sup>o</sup> C ~ 400 <sup>o</sup> C	N	-270 <sup>o</sup> C ~ 1300 <sup>o</sup> C
E	-270 <sup>o</sup> C ~ 1000 <sup>o</sup> C	C	0 <sup>o</sup> C ~ 2320 <sup>o</sup> C
R	0 <sup>o</sup> C ~ 1768 <sup>o</sup> C		

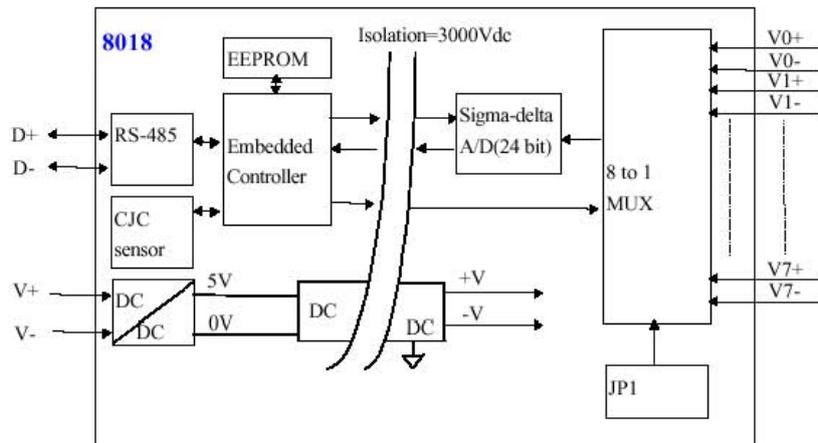
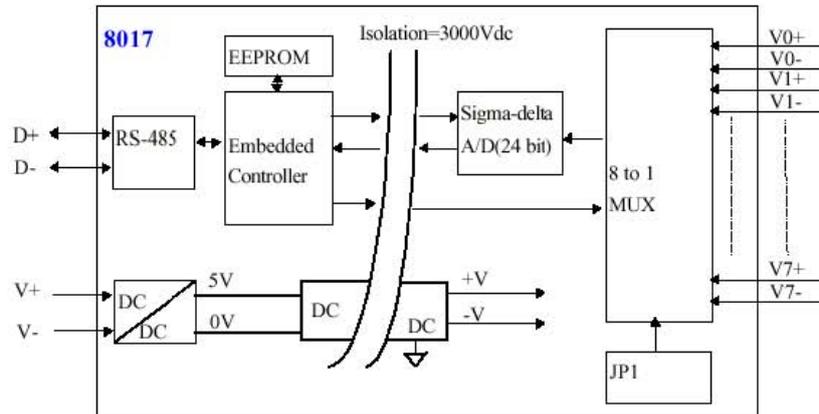
- Voltage range: ±15mV, ±50mV, ±100mV, ±500mV, ±1V, ±2.5V
- Current range: ±20mA
- Sampling rate: 10 samples/sec(total)
- Bandwidth: 13.1 Hz
- Accuracy: ±0.05% or better
- Zero drift: ±0.033ppm/<sup>o</sup>C
- CMR @ 50/60 Hz: 150 dB
- NMR @50/60 Hz: 100 dB
- Span drift: 25ppm/<sup>o</sup>C
- Over voltage protection: ±35V

#### Power



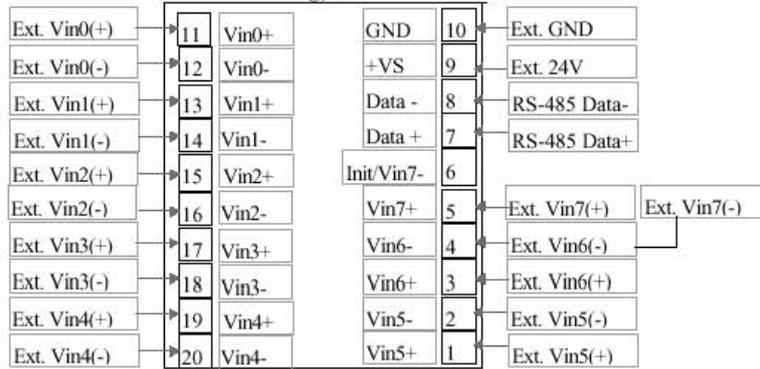
- Power consumption: 2W

## 8017 Block Diagrams



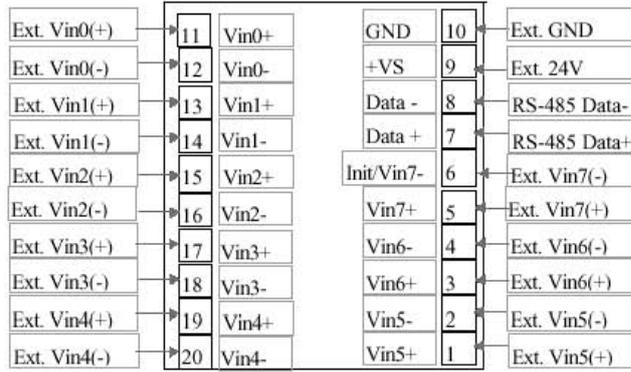
## 8017 Application Wiring

Where JP1 is set for 6\*differential + 2\*single-ended inputs  
(refer to Sec. 1.3 for JP1 setting):



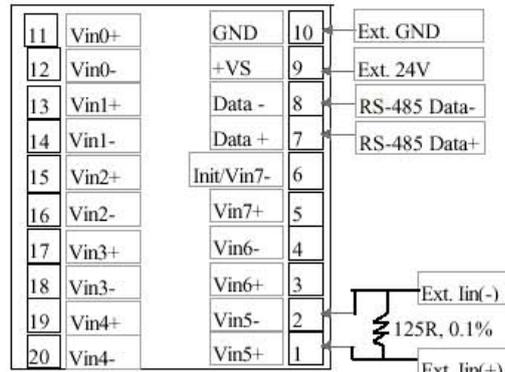
8017 & 8018

Where JP1 is used to select 8\* differential inputs  
(refer to Sec. 1.3 for JP1 setting):



8017 & 8018

**Current Measurement**



8017 & 8018

---

## 8017 Default Settings

The default settings for 8000 analog modules are:

```
. address=01, baud rate=9600, checksum disabled
. type=08 - ±10V input range (for 8017)
. type=05 - ±2.5V input range (for 8018)
. type=20 - platinum, ±100 °C (for 8013)
. data=1 start+8 data+1 stop(no parity)
```

### NOTE:

On the 8017 and 8018, JP1 is used to select analog input channels as either 6 differential and 2 single-ended or 8 differential. The default setting is for the 6/2 combination. (See section 1.3 for more information).

## 8017 Calibration

Zero/Span Table for 8017 Calibration.

Input Range Code	Input Range	Zero Voltage	Span Voltage
08	±10V	0V	10V
09	±5V	0V	5V
0A	±1V	0V	1V
0B	±500mV	0V	500mV
0C	±150mV	0V	150mV
0D	±20mA	0V or 0mA with 125 0.1%	2.5V or 20mA with 125 0.1%

**NOTE: One type calibrating is enough.**

---

## 8018 Calibration

Zero/Span Table for 8018 Calibration.

Input Range Code	Input Range	Zero Voltage	Span Voltage
00	$\pm 15\text{mV}$	0V	15mV
01	$\pm 50\text{mV}$	0V	50mV
02	$\pm 100\text{mV}$	0V	100mV
03	$\pm 500\text{mV}$	0V	500mV
04	$\pm 1\text{V}$	0V	1V
05	$\pm 2.5\text{V}$	0V	2.5V
06	$\pm 20\text{mA}$	0V or 0mA with 125 0.1%	2.5V or 20mA with 125 0.1%
0E	J-type	0mV	42.922mV
0F	K-type	0mV	54.875mV
10	T-type	0mV	20.9mV
11	E-type	0mV	76.358mV
12	R-type	0mV	21.108mV
13	S-type	0mV	18.698mV
14	B-type	0mV	13.814mV
15	N-type	0mV	47.502mV
16	C-type	0mV	37.107mV

**NOTE: One type calibrating is enough.**

---

## 8017 Tables

### Configuration Code Table : CC (for 8017)

CC	Baud Rate
03	1200 BPS
04	2400 BPS
05	4800 BPS
06	9600 BPS
07	19200 BPS
08	38400 BPS
09	57600 BPS
0A	115200 BPS

### Configuration Code : FF, 2-char (for 8017)

7	6	5	4	3	2	1	0
0	checksum 0=disable 1=enable	0					00: engineering unit 01: % of FSR 10: 2's complement of hexadecimal 11: Ohms (for 8013)

### Configuration Code Table : TT (for 8017)

TT	Input Range
08	+/- 10V
09	+/- 5V
0A	+/- 1V
0B	+/- 500mV
0C	+/- 150mV
0D	+/- 20mA

## 8018 Tables

### Configuration Code Table: CC (for 8018)

CC	Baud Rate
03	1200 BPS
04	2400 BPS
05	4800 BPS
06	9600 BPS
07	19200 BPS
08	38400 BPS
09	57600 BPS
0A	115200 BPS

### Configuration Code: FF, 2-char (for 8018)

7	6	5	4	3	2	1	0
0	checksum 0=disable 1=enable	0				00: engineering unit 01: % of FSR 10: 2's complement of hexadecimal 11: Ohms (for 8013)	

### Configuration Code Table: TT (for 8018)

Type Code	00	01	02	03	04	05	06
Min. Input	-15 mV	-50 mV	-100 mV	-500 mV	-1 V	-2.5 V	-20 mA
Max Input	+15 mV	+50 mV	+100 mV	+500 mV	+1 V	+2.5 V	+20 mA

Type Code	0E	0F	10	11	12	13	14	15	16		
T.C. Type	J	K	T	E	R	S	B	N	C		
Min Temp.	-210	-270	-270	-270	0	0	0	-270	0		
Max Temp.	760	1372	400	1000	1768	1768	1820	1300	2320		

The temperature is shown in degree Celsius

## Anexo IV Componentes da Bancada

### 1 – Compressor

# R 600a - R 134a - R 12 (Misturas)

## 1) - TIPO DE RESFRIAMENTO DO COMPRESSOR

### 1.1) - Estático - Ventilação Estática (S)

O compressor não necessita de ventilação forçada, entretanto, deve ser instalado de maneira que permita seu resfriamento pelo ar ambiente evitando o sobre aquecimento.

### 1.2) - Forçado - Ventilação Forçada (F)

O compressor necessita de um fluxo mínimo de ar de 3 m/s para seu resfriamento. Valores de fluxo de ar menores devem ser avaliados em provas de laboratório.

### 1.3) - T.R.O. - Tubo Resfriador de Óleo (OC)

O compressor utiliza uma serpentina interna imersa no óleo e conectada ao sistema hermético para auxiliar o resfriamento do compressor. O emprego de compressores mais eficientes pode eliminar o uso do T.R.O.

## 2) - CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO

### 2.1) - Tensão de Partida e Operação

Os compressores partem com 90% da tensão nominal

- Pressões equalizadas a 4 kgf/cm<sup>2</sup> manométrica (58 psig) (R 600a).
- Pressões equalizadas a 5 kgf/cm<sup>2</sup> manométrica (R 12 / Misturas).
- Pressões equalizadas a 6 kgf/cm<sup>2</sup> manométrica (R 134a).

Dependendo das condições de funcionamento e as características do sistema, o compressor pode funcionar com tensões ainda mais baixas, veja na tabela de performance.

### 2.2) - Temperatura de Bobina

A temperatura de bobina não deve exceder 130°C durante operação contínua. Para avaliar a temperatura de bobina é recomendado o "Método de Resistência Ôhmica". (Conforme Manual de Aplicação Embraco).

### 2.3) - Limite de Pressão de Condensação

Os compressores devem operar de acordo com as pressões descritas abaixo:

#### R 600a

Pressões de condensação devem ser inferiores a 7,7 kgf/cm<sup>2</sup> (113 psig) quando em funcionamento contínuo na máxima temperatura ambiente esperada (43°C) e inferior a 9,8 kgf/cm<sup>2</sup> (145 psig) como pressão de pico.

#### R 12 (Misturas)

Pressões de condensação devem ser inferiores a 14,5 kgf/cm<sup>2</sup> (206 psig) quando em funcionamento contínuo na máxima temperatura ambiente esperada (43°C) e inferior a 18,2 kgf/cm<sup>2</sup> (259 psig) como pressão de pico.

#### R 134a

Pressões de condensação devem ser inferiores a 16,2 kgf/cm<sup>2</sup> (230 psig) quando em funcionamento contínuo na máxima temperatura ambiente esperada (43°C) e inferior a 20,6 kgf/cm<sup>2</sup> (293 psig) como pressão de pico.

### 2.4) - Faixa de Temperatura de Evaporação

APLICAÇÃO	FAIXA DE TEMPERATURA
LBP	-35°C até -10°C (-31°F até +14°F)
L / MBP	-35°C até -5°C (-31°F até +23°F)
M/HBP	-10°C até +15°C (-14°F até +5°F)
HBP	-5°C até +15°C (-23°F até +59°F)
L/M/HBP	-35°C até +15°C (-31°F até +59°F)

## 3) - MOTOR

Os compressores da tabela de performance são equipados com motores monofásicos, de indução.

### 3.1) - Torque do Motor

Os motores de compressores são denominados:

LST - Low Starting Torque - Baixo torque de partida, empregado em sistemas com tubo capilar

HST - High Starting Torque - Alto torque de partida, empregado em sistemas com válvula de expansão ou com tubo capilar

### 3.2) - Tipos de Motores Elétricos

RSIR (PTCSIR) - Resistive Start - Inductive Run  
Não utiliza capacitores

CSIR - Capacitive Start - Inductive Run  
Utiliza capacitor eletrolítico (de partida)

RSCR (PTCSCR) - Resistive Start - Capacitive Run  
Utiliza capacitor permanente (de funcionamento)

CSR (CSCR) - Capacitive Start & Run  
Utiliza capacitor eletrolítico (de partida) e permanente ao mesmo tempo - usado com PTC de 4 terminais

#### 4) - ADVERTÊNCIAS

O compressor não pode ser carregado com agentes anti-congelantes, pois estes poderão afetar vários materiais utilizados, comprometendo a vida útil do compressor (o uso de anti-congelantes anulará a garantia).

Lembramos que o uso de qualquer outro capacitor não indicado nas tabelas deste catálogo ou na Tabela de Aplicação, implicará em mau funcionamento do relé de partida e do protetor térmico, podendo levar inclusive a queima do motor do compressor.

Recomenda-se que fabricantes de sistemas de refrigeração que utilizam refrigerantes inflamáveis como o R 600a, desenvolvam método de carga preciso, teste de vazamento e teste de sistema para garantir que todos os procedimentos de segurança necessários sejam cumpridos.

Utilize substâncias compatíveis com o refrigerante utilizado como agentes de remoção para limpar os sistemas.

O sistema ao qual o compressor será montado deve ser desenvolvido e adequadamente preparado para uso com R 134a e óleo éster, ou seja, sem agentes anti-congelantes, resíduos de graxa, óleo mineral, impurezas em R 134a ou a presença de substâncias cloradas, resíduos alcalinos e umidade.

O compressor não pode ser testado isoladamente, exceto se estiver conectado ao sistema de refrigeração.

O compressor não deve ser submetido a teste de alta voltagem ou teste de partida enquanto estiver sob vácuo. Todos os compressores Embraco já foram submetidos a um teste de alta voltagem de 1650 V por um segundo.

O carregamento de gás e o equipamento de vácuo devem ser de uso exclusivo para R 134a afim de evitar contaminação por resíduos clorados.

Os detectores de vazamento de halogênio atualmente utilizados em sistemas de R 12 não são eficientes com R 134a. Este tipo de detector de vazamento reage com cloro, um halogênio, que é ausente em R 134a. Por isto se recomenda o uso de equipamentos com detectores à base de hélio, para detectar fugas nas linhas de montagem de sistemas com R 134a. Há detectores de vazamento eletrônicos compactos no mercado que são compatíveis com o refrigerante R 134a.

Para manter o desempenho apresentado na tabela de performance, a linha de retorno (sucção) deve ser ligada obrigatoriamente ao passador de sucção.

Para cada tipo de fluido refrigerante existem filtros secadores apropriados. (Conforme manual de aplicação Embraco).

Para evitar que umidade excessiva entre no compressor, os passadores devem ser mantidos vedados todo o tempo. Os plugs somente devem ser removidos imediatamente antes da brasagem dos conectores aos tubos do sistema (tempo máximo permitido é 15 minutos).

#### 5) - TIPO DE ÓLEO E ESPECIFICAÇÃO

Os compressores recebem na fábrica uma carga de óleo especial totalmente desgaseificado e isento de umidade em quantidade e qualidade especificadas:

##### R 600a

- Mineral Naftênico (ISO 32 / ISO 10).
- Alquilbenzeno (ISO 32).

##### R 12 (Blends)

- Mineral Naftênico (ISO 32).
- Alquilbenzeno (ISO 32).

Nota: As misturas R 401a e R 401b somente podem ser aplicadas com óleo alquilbenzeno aditivado.

Os compressores fornecidos com óleo Alquilbenzeno aditivado, recebem a etiqueta abaixo.

REFRIGERANTES	
ASHRAE	Nome Comercial
R 401a	SUVA MP39
R 401b	SUVA MP66
R 409a	FORANE FX56
R 413a	ISCEON 49

##### R 134a

- Óleo éster (ISO 22).
- Óleo éster (ISO 10).
- Óleo éster (ISO 7).

Nota: A carga de óleo não pode ser retirada ou misturada.

#### 6) - CONDIÇÕES DE TESTE

TEMPERATURA	CHECK POINT HBP (ASHRAE)		CHECK POINT LBP (ASHRAE)		CHECK POINT (CECOMAF)	
	°C	°F	°C	°F	°C	°F
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO	7,2	45	-23,3	-10	-25	-13
TEMPERATURE DE CONDENSAÇÃO	54,4	130	54,4	130	55	131

#### 7) - CONVERSÃO

- 1 Watt = 3,41 Btu/h
- 1 Watt = 0,86 kcal/h
- 1 kcal/h = 3,97 Btu/h
- 1 cu.ft. = 28,32 litros

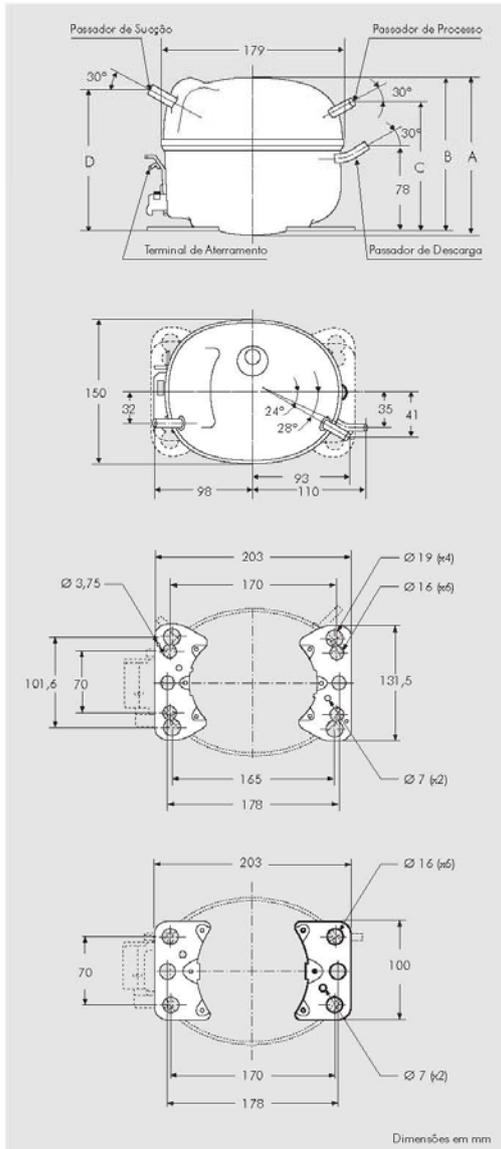
#### 8) - TOLERÂNCIA

- Capacidade = ±5%
- Consumo de Potência = ±5%
- Consumo de Corrente = ±5%
- Eficiência = ±7%

# R 600a - R 134a - R 12 (Misturas)

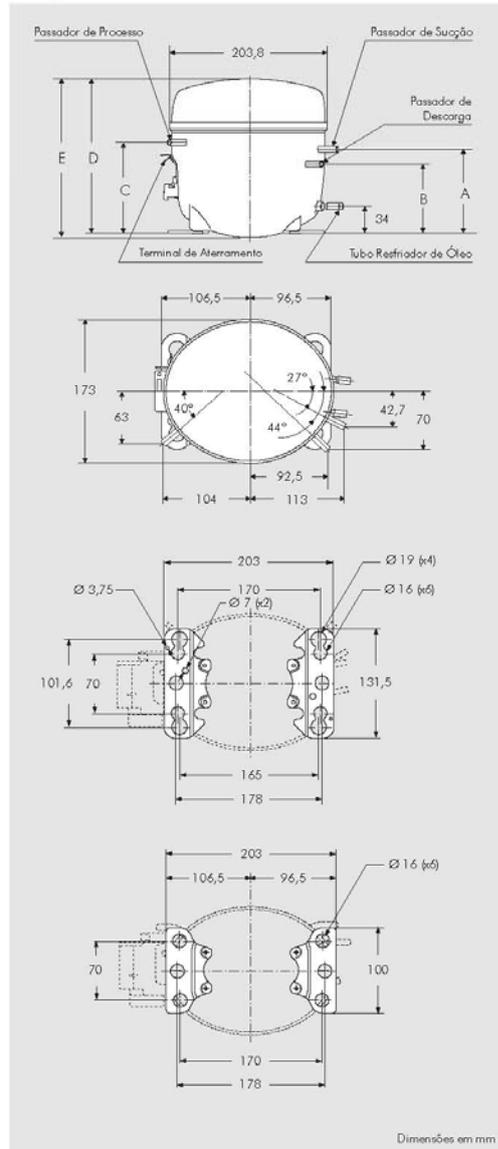
## 9) - CARÇA DO COMPRESSOR

### EM



COMPRESSORES	A	B	C	D
EM (alto)	168	166	150	155
EM (baixo)	157	155	139	144

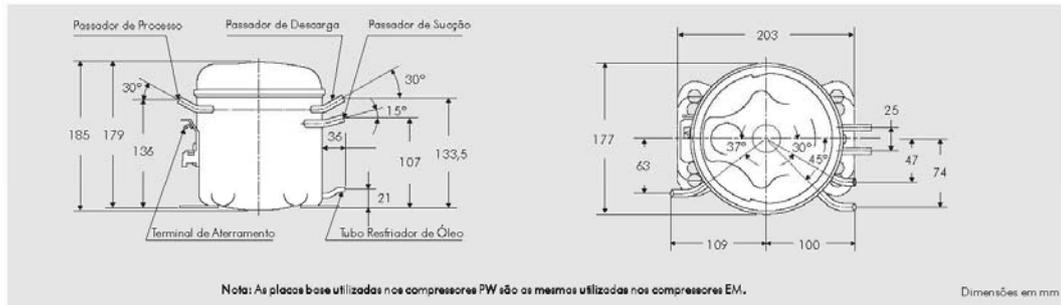
### EG / F



COMPRESSORES	A	B	C	D	E
EG / F (alto)	109	90	118	201	207
EG / F (baixo)	103	84	112	195	201

Os compressores podem ser fornecidos com qualquer uma das placas base acima. Favor informar a placa base desejada.

## PW



DIÂMETROS INTERNOS DOS PASSADORES - mm															
COMPRESSORES		EM							PW						
PASSADORES	MATERIAL	COBRE					AÇO COBREADO			COBRE			AÇO COBREADO		
SUCÇÃO		6,50	6,50	8,20	8,20	6,50	6,10	6,50	6,50	6,50	8,20	8,20	6,50	8,20	6,10
DESCARGA		4,94	6,50	4,94	6,50	5,10	5,00	5,00	6,50	4,94	6,50	6,50	5,00	6,50	5,00
PROCESSO		6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,10	6,50	6,50	6,50	8,20	6,50	6,50	6,50	6,10
TUBO RESFRIADOR DE ÓLEO		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4,77	-	-

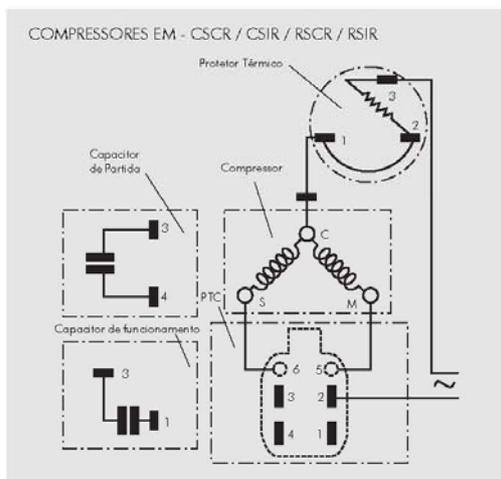
DIÂMETROS INTERNOS DOS PASSADORES - mm																	
COMPRESSORES		F / EG															
PASSADORES	MATERIAL	COBRE						AÇO COBREADO									
SUCÇÃO		6,50	6,50	6,50	6,50	8,20	8,20	6,10	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	8,20	8,20	6,50	6,50
DESCARGA		4,94	4,94	6,50	6,50	6,50	4,94	5,00	5,00	5,00	5,00	6,50	6,50	5,00	6,50	6,50	6,50
PROCESSO		6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,10	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50
TUBO RESFRIADOR DE ÓLEO		4,90	5,10	4,90	6,50	6,50	-	-	4,90	5,10	6,50	6,50	5,10	5,10	6,50	4,77	4,90

Para diâmetros internos diferentes, favor consultar nosso departamento de vendas.

TOLERÂNCIA									
MATERIAL	COBRE					AÇO COBREADO			
PASSADORES	4,94	5,10	6,50	8,20	5,00	6,10	6,50	8,20	
	+0,08	+0,10	+0,12	+0,12	+0,18	+0,10	+0,12	+0,12	
	-0,08	-0,00	-0,08	-0,08	+0,06	-0,00	-0,08	-0,08	
TUBO RESFRIADOR DE ÓLEO	4,77	4,90	5,10	6,50					
	+0,17	+0,02	+0,10	+0,09					
	-0,17	-0,05	-0,00	+0,09					

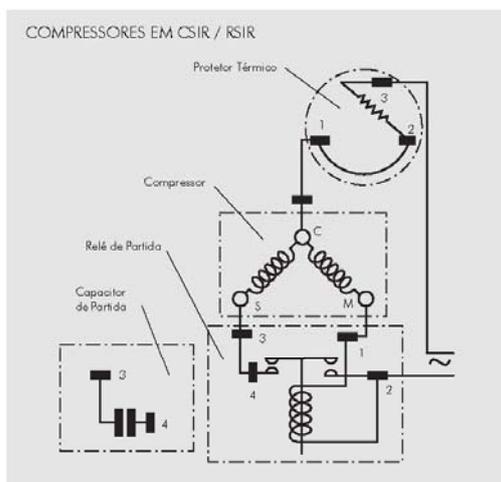
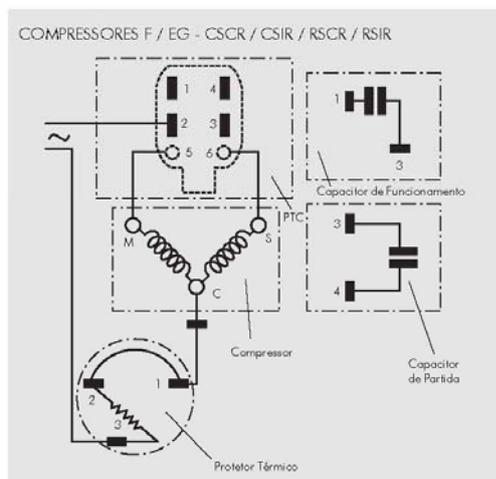
# R 600a - R 134a - R 12 (Misturas)

## 10) - DIAGRAMAS ELÉTRICOS

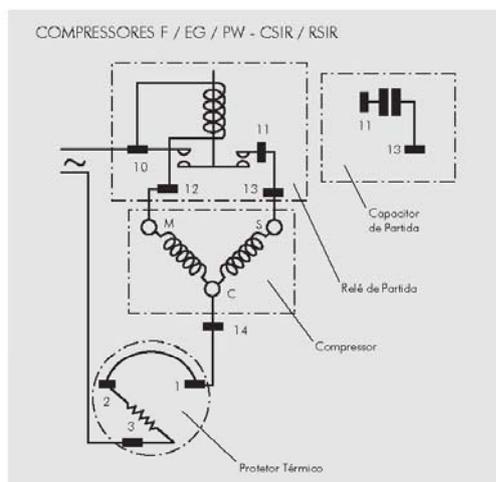


Compressores aplicados com capacitor de funcionamento devem obrigatoriamente usar PTC com 3 terminais.

Compressores aplicados sem capacitor de funcionamento usam PTC com 1 terminal.



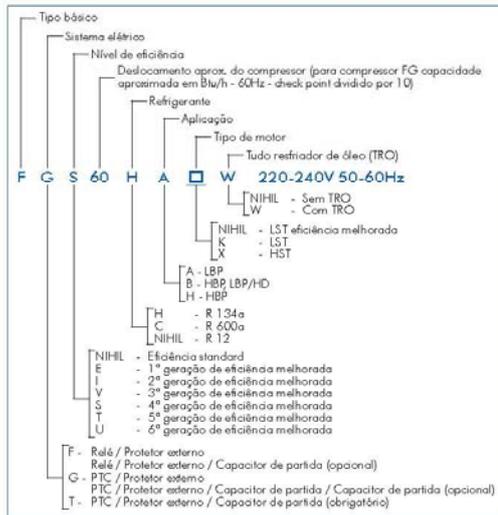
Caso seja necessário um capacitor de partida, a aplicação pode ser realizada entre os terminais 3 e 4, bastando para isso romper esta ponte.



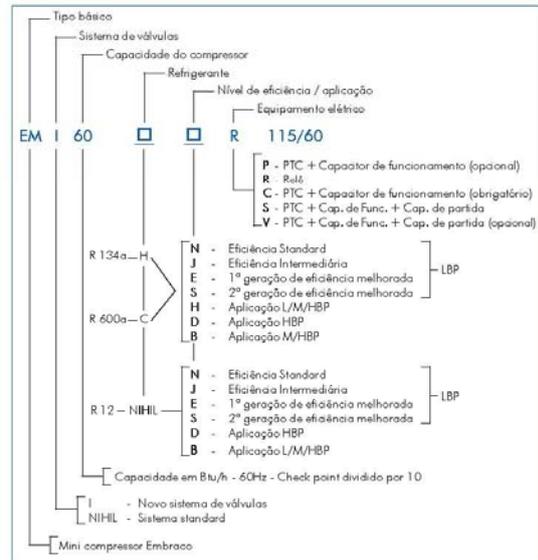
Caso seja necessário um capacitor de partida, a aplicação pode ser realizada entre os terminais 11 e 13. Um relé específico, com terminais "fast-on" pode ser fornecido.

## 11) - DENOMINAÇÃO DO COMPRESSOR

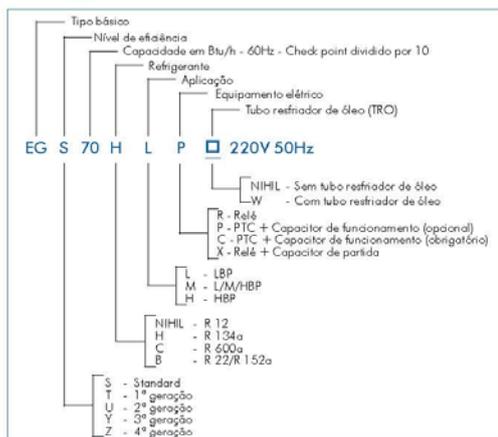
### 11.1) - F



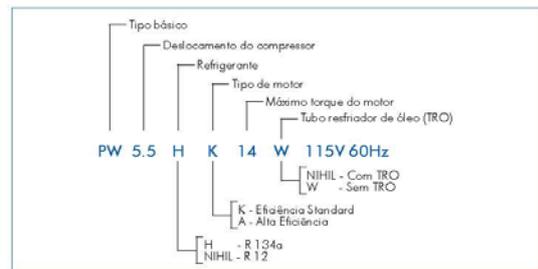
### 11.2) - EM



### 11.3) - EG



### 11.4) - PW





# R 134a - Tabela de Performance

APLICAÇÃO	MODELO	VOLUME / FREQUÊNCIA	TAMANHO RAMENHO	TUBULAÇÃO	TIPO DE RESERVA	MATERIAL DO TUBO	PONTOS DE CALDEAMENTO	5		15		25		35		45		55		65		75		85		TIPO DE MOTOR	DEPOSITO DE PARTÍCULAS	PROTEÇÃO TUBULAR	CAPACIDADE DE PARTÍCULAS
								W	Wh	W	Wh	W	Wh	W	Wh	W	Wh	W	Wh	W	Wh	W	Wh	W	Wh				
EM 2014E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	41	58,3	84	25	249	73	280	82	78	1,20	3,58	1,20	499	146	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	97-116	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	41	58,3	84	25	249	73	280	82	78	1,20	3,58	1,20	499	146	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	50-60		
EM 2018E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	188-242	5	8010	41	58,3	85	29	247	72	280	82	71	0,96	3,05	1,16	472	138	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	64-77	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	188-242	5	8010	41	58,3	85	29	247	72	280	82	71	0,96	3,05	1,16	472	138	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	72-88		
EM 2019P	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	188-242	5	8022	41	57,7	70	21	190	58	247	82	74	0,31	3,05	1,14	472	138	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1402	420x27xRPPV-53	2	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	188-242	5	8022	41	57,7	70	21	190	58	247	82	74	0,31	3,05	1,14	472	138	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1402	420x27xRPPV-53	2		
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	44	58,9	74	28	255	78	289	89	78	1,05	3,09	1,14	490	144	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1403	420x27xRPPV-53	18-118	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	44	58,9	74	28	255	78	289	89	78	1,05	3,09	1,14	490	144	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1403	420x27xRPPV-53	38-44		
EM 2019P	109V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	50	58,7	54	28	255	78	289	89	87	0,71	3,05	1,20	499	146	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1402	420x27xRPPV-53	-	
	109V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	50	58,7	54	28	255	78	289	89	87	0,71	3,05	1,20	499	146	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1402	420x27xRPPV-53	-	
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	60	58,4	44	19	242	71	275	81	76	1,12	3,62	1,26	476	139	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	64-77	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	60	58,4	44	19	242	71	275	81	76	1,12	3,62	1,26	476	139	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	72-88		
EM 2019C	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	66	58,5	102	30	275	81	305	89	74	0,56	3,84	1,13	482	141	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1403	420x27xRPPV-53	17	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	66	58,5	102	30	275	81	305	89	74	0,56	3,84	1,13	482	141	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1403	420x27xRPPV-53	17		
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	67	58,4	114	33	272	81	310	91	69	0,89	4,49	1,32	519	159	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	67	58,4	114	33	272	81	310	91	69	0,89	4,49	1,32	519	159	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-		
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	75	58,4	144	42	311	91	345	101	76	0,84	4,57	1,34	549	158	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	75	58,4	144	42	311	91	345	101	76	0,84	4,57	1,34	549	158	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-		
EM 2019C	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	75	58,5	144	42	311	91	345	101	76	0,52	4,54	1,29	540	158	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	-	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	75	58,5	144	42	311	91	345	101	76	0,52	4,54	1,29	540	158	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	-		
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,00	187-242	5	8010	77	58,9	135	37	292	84	330	97	86	1,20	3,80	1,13	548	161	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	97-116	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,00	187-242	5	8010	77	58,9	135	37	292	84	330	97	86	1,20	3,80	1,13	548	161	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	50-60		
EM 2019P	109V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,77	188-242	5	8022	72	58,9	124	34	292	84	330	97	86	0,65	3,80	1,13	549	161	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	2	
	109V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,77	188-242	5	8022	72	58,9	124	34	292	84	330	97	86	0,65	3,80	1,13	549	161	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	2	
EM 2019P	109V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,77	185-242	5	8022	70	58,5	123	35	294	83	329	94	88	1,60	3,68	1,24	536	155	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-	
	109V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,77	185-242	5	8022	70	58,5	123	35	294	83	329	94	88	1,60	3,68	1,24	536	155	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-	
EM 2019P	109V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,77	185-242	5	8022	70	57,6	136	37	290	85	329	94	88	1,60	3,27	0,96	331	156	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-	
	109V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,77	185-242	5	8022	70	57,6	136	37	290	85	329	94	88	1,60	3,27	0,96	331	156	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-	
EM 2019P	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	4,08	187-242	5	8010	82	58,5	146	43	328	105	360	111	104	1,30	3,65	1,20	642	190	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	4,08	187-242	5	8010	82	58,5	146	43	328	105	360	111	104	1,30	3,65	1,20	642	190	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-		
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,77	187-242	5	8010	81	58,6	132	39	322	94	375	110	105	0,70	4,10	1,20	691	200	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	18-108	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,77	187-242	5	8010	81	58,6	132	39	322	94	375	110	105	0,70	4,10	1,20	691	200	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	33-44		
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,77	187-242	5	8010	81	58,6	143	42	328	105	375	110	90	0,65	4,14	1,21	650	185	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	150-180	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,77	187-242	5	8010	81	58,6	143	42	328	105	375	110	90	0,65	4,14	1,21	650	185	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	38-44		
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,77	187-242	5	8010	81	58,6	142	42	310	91	330	97	96	0,89	3,45	1,20	544	160	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,77	187-242	5	8010	81	58,6	142	42	310	91	330	97	96	0,89	3,45	1,20	544	160	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	-		
EM 2019E	115-127-60Hz	220V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	4,08	189-242	5	8010	84	58,9	148	43	313	92	340	100	124	0,45	4,32	1,27	700	206	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	50-60	
	220V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	4,08	189-242	5	8010	84	58,9	148	43	313	92	340	100	124	0,45	4,32	1,27	700	206	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1405	420x27xRPPV-53	50-60		
EM 2019P	109V-50-60Hz (fórmula 50Hz)	3,77	191-242	5	8010	81	58,4	160	47	376	110	420	123	93	0,68	4,50	1,32	674	197	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	-	
	109V-50-60Hz (fórmula 60Hz)	3,77	191-242	5	8010	81	58,4	160	47	376	110	420	123	93	0,68	4,50	1,32	674	197	-	-	-	-	-	157 / RMR-C2H	2131-1406	420x27xRPPV-53	-	



## Anexo V Ensaios Realizados

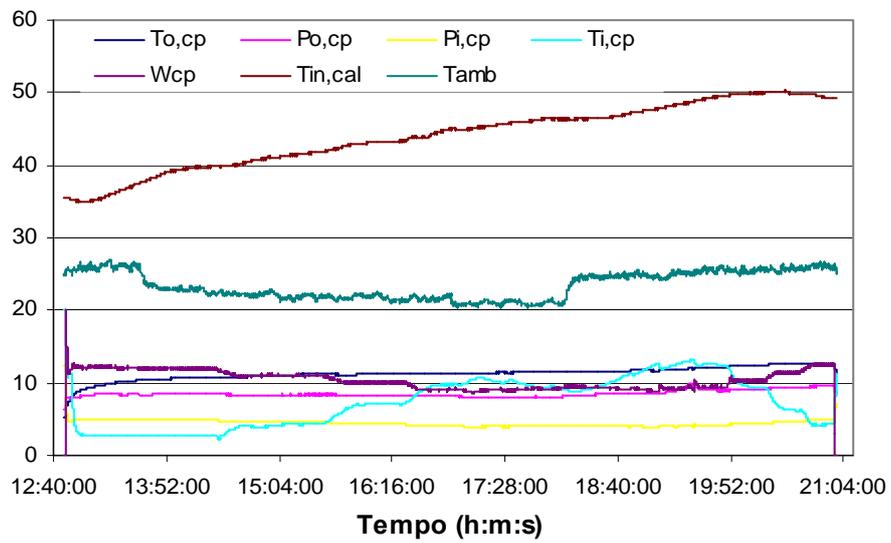


Figura V.1 – Ensaios de 1 a 8

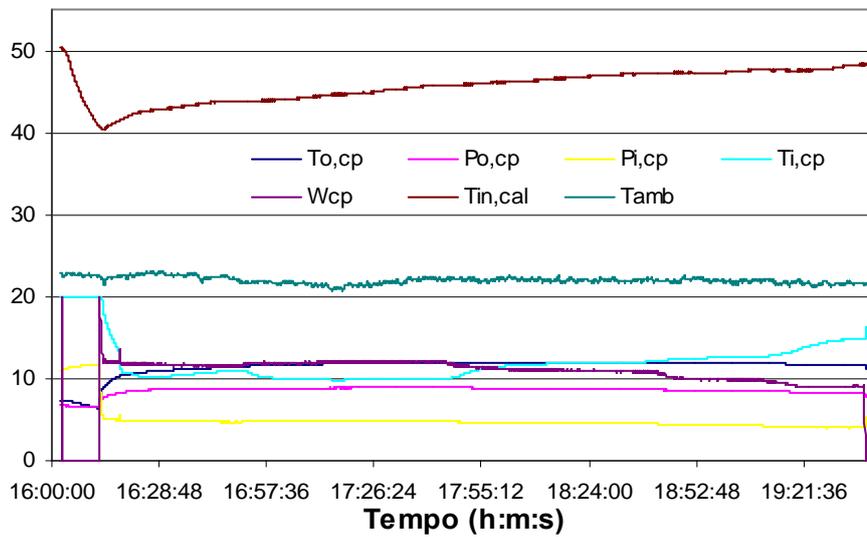


Figura V.2 – Ensaios de 9 a 12.

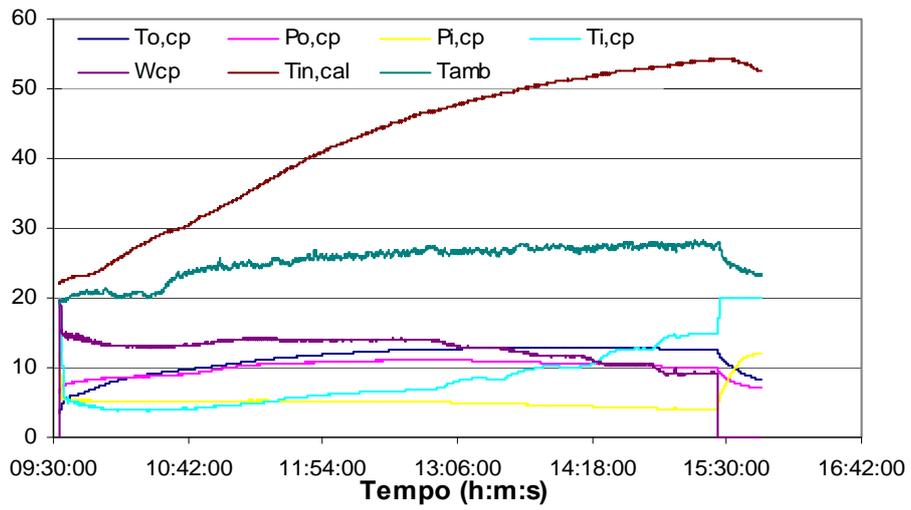


Figura V.3 – Ensaio de 13 a 16.

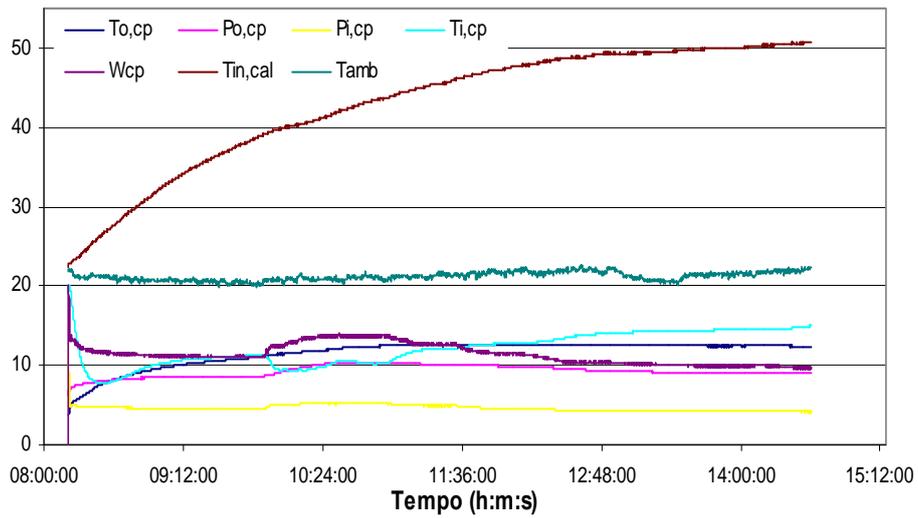


Figura V.4 – Ensaio de 17 a 20.

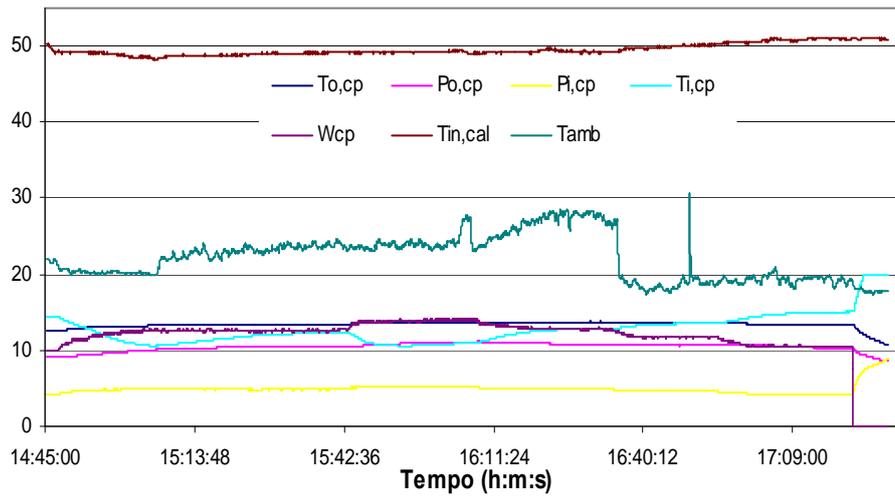


Figura V.5 – Ensaio de 21 a 24.

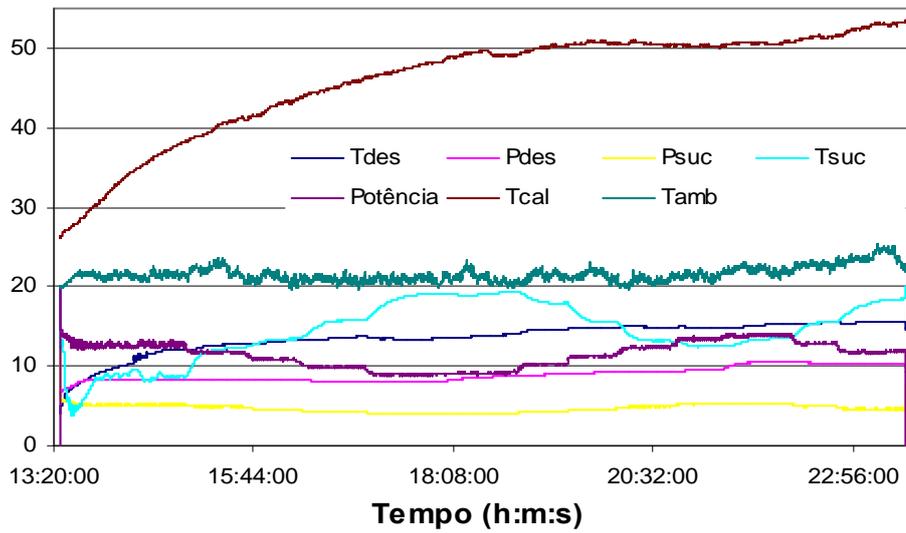


Figura V.6 – Ensaio de 25 a 36.