

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial

Julio Nelson Scussel

*Propostas de ações para reduzir o tempo demandado por ensaio de  
desempenho de compressores herméticos*

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para  
obtenção do Grau de Mestre em Metrologia.

Orientador: Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.

Florianópolis, dezembro de 2006.

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

Propostas de ações para reduzir o tempo demandado por ensaio de  
desempenho de compressores herméticos

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de “MESTRE EM  
METROLOGIA” e aprovada na sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Metrologia  
Científica e Industrial

---

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.  
ORIENTADOR  
Universidade Federal de Santa Catarina – Florianópolis – SC

---

Prof. Humberto Ricardo Vidal Gutierrez, Dr. Eng.  
CO-ORIENTADOR  
Universidade de Magalhães – Puntarenas – Chile

---

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr, Dr. Eng.  
COORDENADOR DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

BANCA EXAMINADORA:

---

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr, Dr. Eng.

---

Prof. César José Deschamps, Ph. D.

---

Eng. Marco Aurélio de Oliveira, M. Sc.

---

Prof. Saulo Güths, Dr. Eng.

“Comece fazendo o que é necessário,  
depois o que é possível e, de repente,  
você estará fazendo o impossível.”

São Francisco de Assis

Ofereço este trabalho a Deus,  
aos meus pais – Bruno e Norma e  
à minha noiva Luciane.

## AGRADECIMENTOS

Gostaria agradecer às seguintes pessoas e instituições:

- aos meus pais – Bruno e Norma – pela dedicação que sempre dispensaram à nossa família;
- à minha noiva Luciane pelo amor e carinho, e pela compreensão nas ausências;
- à UFSC e aos seus colaboradores pela oportunidade de estudar em tão conceituada instituição;
- à Whirlpool – unidade Embraco – pela possibilidade de participar do grupo de trabalho;
- ao Prof. Carlos Alberto Flesch pela orientação, pela amizade e pela confiança em mim depositada;
- ao Labmetro, aos professores do PósMCI e demais funcionários por terem sido facilitadores do aprendizado e do trabalho;
- à secretária Rosana pela solicitude e pela atenção que dispensa a todos;
- aos amigos do Labmetro pelos bons momentos e pela amizade estabelecida;
- aos funcionários da Embraco: Marco Aurélio, Maikon, André e Idalécio pela presteza com que sempre nos auxiliaram;
- ao Prof. Sérgio Colle e ao Labsolar pelo suporte financeiro;
- aos amigos do Labsolar, em especial ao Samuel Luna de Abreu pelos conselhos e amizade de tantos anos. Dedico, também, um agradecimento especial à Rosângela, Carolina e ao Humberto Vidal pelos bons momentos compartilhados;
- a todos os meus familiares; especialmente aos meus irmãos e aos meus primos Denise e Gênio por terem sempre me incentivado;
- e, por fim, a todos os que contribuíram com este trabalho.

## SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>9</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>13</b>
<b>LISTA DE ABREVIATURAS.....</b>	<b>15</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>16</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>17</b>
<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>17</b>
1.1 Ensaio de desempenho de compressores herméticos.....	17
1.2 Objetivos, motivação e ambiente de desenvolvimento do trabalho.....	20
1.3 Estrutura do trabalho.....	22
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>23</b>
2.1 Compressores herméticos nos processos de refrigeração.....	23
2.2 Compressor hermético – modelos.....	26
2.2.1 Modelo da unidade compressora.....	27
2.2.2 Motor elétrico do compressor.....	33
2.3 Ciclo de refrigeração.....	35
2.4 Bancada genérica e métodos de ensaio de desempenho de compressores.....	38
2.4.1 Método A – calorímetro a fluido secundário.....	43
2.4.2 Método B – calorímetro inundado.....	47
2.4.3 Método C – calorímetro a seco.....	49
2.4.4 Método D1 e D2 – fluxo de massa.....	50
2.4.5 Método F – medidor de fluxo de massa na fase líquida.....	51
2.4.6 Método G – condensador resfriado a água.....	53
2.4.7 Método J – resfriamento parcial do vapor de refrigerante.....	55
2.4.8 Método K – calorímetro na linha de descarga.....	57
2.5 Variáveis que definem a operação de um circuito de refrigeração.....	61
2.5.1 Pressão.....	62
2.5.2 Temperatura.....	69
<b>3 ANÁLISE DO PROBLEMA E PROPOSTA DE AÇÕES.....</b>	<b>73</b>

3.1 Controle da pressão de sucção .....	74
3.1.1 Medição da pressão de sucção.....	74
3.1.2 Atuador do controle da pressão de sucção .....	75
3.2 Controle da pressão de descarga .....	77
3.2.1 Medição da pressão de descarga .....	77
3.2.2 Atuador do controle da pressão de descarga .....	77
3.3 Estabilidade do calorímetro .....	79
3.3.1 Calorímetro a fluido secundário .....	80
3.3.2 Calorímetro a seco.....	81
3.3.3 Calorímetro inundado.....	84
3.3.4 Método selecionado.....	85
3.4 Temperatura do corpo do compressor.....	86
<b>4 DESENVOLVIMENTO DE RECURSOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>89</b>
4.1 Definição dos experimentos.....	89
4.2 Compressores instrumentados.....	90
4.3 Contrução da bancada auxiliar .....	92
4.3.1 Circuito de refrigeração da bancada auxiliar.....	92
4.3.2 Controle e aquisição de dados da bancada auxiliar.....	93
4.3.3 Sistemas de medição da bancada auxiliar .....	95
<b>5 RESULTADOS OBTIDOS.....</b>	<b>102</b>
5.1 Resultados dos testes realizados na bancada auxiliar .....	102
5.1.1 Testes com variação das condições termodinâmicas .....	104
5.1.2 Ensaio com variação das condições elétricas de alimentação do compressor .....	108
5.2 Resultados obtidos na bancada de ensaio de compressores .....	114
5.2.1 Redução do tempo após as mudanças realizadas na bancada de ensaio de compressores .....	114
5.2.2 Resultado dos ensaios realizados na bancada após as modificações e com a aceleração da estabilização do compressor .....	115
5.3 Visão geral dos resultados.....	129
<b>6 CONCLUSÕES E PROPOSIÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>132</b>
6.1 Conclusões .....	132
6.1.1 Conclusões acerca da estabilização das variáveis na bancada .....	132
6.1.2 Conclusões acerca da redução do transitório .....	135
6.2 Proposta para trabalhos futuros.....	136

<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>139</b>
<b>ANEXO.....</b>	<b>143</b>
Anexo 1 – Dados metrológicos do módulo HP 3497.....	143
<b>APÊNDICES .....</b>	<b>144</b>
Apêndice 1 – Resultados da calibração dos termopares tipo T.....	144
Apêndice 2 – Resultado da calibração dos canais do módulo HP 3497 em conjunto com os termopares.....	146
Apêndice 3 – Calibração dos transdutores de pressão .....	148

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo básico de refrigeração [9] .....	18
Figura 2 – Fase de estabilização e de regime permanente.....	20
Figura 3 – Tempo de estabilização das temperaturas de entrada e saída do compressor .....	25
Figura 4 – Tempo de estabilização das pressões de entrada e saída e temperatura da carcaça do compressor [6] .....	25
Figura 5 – Classificação de compressores de refrigeração.....	26
Figura 6 – Esquema de um compressor hermético.....	27
Figura 7 – Mecanismo biela-manivela de um compressor hermético de simples estágio [12] .....	28
Figura 8 – Relação pressão versus volume do cilindro durante um ciclo do compressor .....	31
Figura 9 – Modelo elétrico do motor de indução .....	33
Figura 10 – Esquema do modelo elétrico do motor de indução .....	34
Figura 11 – Circuito de refrigeração.....	37
Figura 12 – Calorímetro - modelo genérico .....	40
Figura 13 – Circuito de refrigeração para o método A.....	44
Figura 14 – Diagrama p x h do método A .....	44
Figura 15 – Circuito de refrigeração para o método B .....	48
Figura 16 – Diagrama p x h do método B .....	48
Figura 17 – Circuito de refrigeração para o método C .....	49
Figura 18 – Diagrama p x h do método C .....	50
Figura 19 – Circuito de refrigeração para o método D1 .....	51
Figura 20 – Circuito de refrigeração para o método D2.....	51
Figura 21 – Circuito de refrigeração para o método F .....	52
Figura 22 – Circuito de refrigeração para o método G.....	54

Figura 23 – Diagrama p x h do método G .....	54
Figura 24 – Circuito de refrigeração para o método J .....	56
Figura 25 – Diagrama p x h do método J .....	56
Figura 26 – Circuito de refrigeração para o método K.....	58
Figura 27 – Diagrama p x h do método K, com sistema A e aquecimento no calorímetro.....	58
Figura 28 – Diagrama p x h do método K, com sistema A e resfriamento no calorímetro .....	59
Figura 29 – Diagrama p x h do método K, com sistema B e aquecimento no calorímetro .....	59
Figura 30 – Diagrama p x h do método K, com sistema B e resfriamento no calorímetro .....	60
Figura 31 – Válvula termostática [38].....	63
Figura 32 – Diagrama de equilíbrio da válvula termostática.....	64
Figura 33 – Circuito de refrigeração utilizando eletroválvula proporcional .....	65
Figura 34 – Válvula de expansão com operação via PWM [38] [39] .....	66
Figura 35 – Válvula motorizada tipo agulha .....	67
Figura 36 – Vista explodida da válvula de expansão acionada por motor de passo.....	68
Figura 37 – Representação digital do controle ( <i>drive</i> ) de um motor de passo .....	69
Figura 38 – Comportamento da bancada de calorímetro na estabilização e regime permanente antes das modificações .....	73
Figura 39 – Válvula termostática acionada pela eletroválvula proporcional (pneumática) .....	77
Figura 40 – Válvula motorizada da descarga .....	78
Figura 41 – Calorímetro inundado.....	80
Figura 42 – Calorímetro a seco.....	82
Figura 43 – Mudança de fase em dutos .....	83
Figura 44 – Calorímetro expansão direta - inundado .....	84
Figura 45 – Calorímetro a seco modificado .....	86
Figura 46 – Instrumentação do compressor com termopares tipo T .....	91

Figura 47 – Colocação dos transdutores de temperatura nos dutos de entrada e saída do compressor na BPAC.....	92
Figura 48 – Circuito de refrigeração da bancada auxiliar .....	93
Figura 49 – Esquema da bancada de auxiliar de aquecimento de compressores .....	94
Figura 50 – Bancada auxiliar – vista da estrutura pós montagem .....	94
Figura 51 – Módulo Compact Field Point fixado no painel de comando .....	95
Figura 52 – Compressor instrumentado .....	96
Figura 53 – Gráfico de aquecimento em regime normal para compressor modelo A.....	103
Figura 54 – Gráfico de aquecimento em regime normal para compressor modelo B.....	103
Figura 55 – Representação gráfica da determinação do tempo de estabilização e da incerteza do tempo derivada da incerteza da temperatura para a temperatura do compressor .....	105
Figura 56 – Modelo térmico simplificado do corpo do compressor.....	106
Figura 57 – Curva de aquecimento combinado de compressores .....	107
Figura 58 – Combinação de três curvas de aquecimento do compressor modelo B mostrando a possibilidade de ganho de 60 minutos no tempo de ensaio – temperatura do cilindro .....	108
Figura 59 – Curva de aquecimento combinando as curvas da figura 58.....	108
Figura 60 – Curva de resposta das temperaturas internas ao motor com a bobina alimentada com tensão CC de 40 V durante 55 minutos e posterior operação normal até o centésimo minuto, $p_s=1,147$ bar e $p_d=14,7$ bar .....	110
Figura 61 – Injeção de corrente alternada com rotor bloqueado .....	111
Figura 62 – Aplicação de corrente alternada, com tensão limitada em 50 V e corrente limitada pela fonte .....	112
Figura 63 – Ensaio com alimentação em tensão alternada de 110 V (CA) e 15 V(CC) por 40 minutos. Pressão de descarga $p_d=17$ bar por 45 minutos, depois 14,7 bar. Pressão de sucção de 1,147 bar .....	113

Figura 64 – Reaquecimento da carcaça do compressor hermético durante o ensaio na bancada de calorímetro após ter sido previamente aquecido na bancada auxiliar .....	117
Figura 65 – Curva de aquecimento do corpo do compressor em regime acelerado .....	119
Figura 66 – Comportamento da pressão de sucção .....	121
Figura 67 – Temperatura de entrada no compressor .....	122
Figura 68 – Dependência da massa específica do vapor de R134-a em função da variação da pressão e da temperatura, na entrada do compressor (sucção), com $p_s=1,147$ bar e $T_e=32,2^\circ\text{C}$ .....	123
Figura 69 – Comportamento da pressão de descarga .....	124
Figura 70 – Potência CC do calorímetro (evaporador).....	125
Figura 71 – Temperatura na superfície isotérmica do calorímetro.....	126
Figura 72 – Controle da pressão e temperatura de sucção .....	127
Figura 73 – Posicionamento do medidor de fluxo de massa no circuito da BEC .....	129
Figura 74 – Fluxo de massa com as limites de tolerância de $\pm 1\%$ (norma ISO 917).....	129
Figura 75 – Tempo de estabilização e tempo de ensaio antes das modificações na bancada, depois de algumas modificações na bancada e finalmente com aceleração do transitório do compressor para os ensaios de desempenho de compressores seguindo as recomendações da norma ISO 917 .....	129
Figura 76 – Proporção entre tempo de estabilização e de regime permanente para os ensaios de desempenho de compressores seguindo as recomendações da norma ISO 917 .....	130
Figura 77 – Dados metrológicos do módulo HP 3497 [45].....	143
Figura 78 – Curva adotada como característica de resposta para os termopares .....	145
Figura 79 – Curva inversa de resposta para transdutor de pressão absoluta com faixa de medição de 20 bar .....	148
Figura 80 – Curva inversa de resposta para transdutor de pressão absoluta com faixa de medição de 7 bar .....	148

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Calor sensível e calor latente .....	36
Tabela 2 – Tolerâncias para as variáveis medidas - norma ISO 917.....	41
Tabela 3 – Combinação de métodos permitidos pela norma ISO 917 .....	43
Tabela 4 – Tipos de termopares e seus respectivos erros permissíveis (ANSI).....	70
Tabela 5 – Limites de erros admissíveis para os termorresistores de platina [43] .....	71
Tabela 6 – Condições experimentais de aceleração do transitório.....	89
Tabela 7 – Resultados dos ensaios do compressor modelo A .....	104
Tabela 8 – Resultados dos ensaios do compressor modelo B .....	104
Tabela 9 – Temperatura máxima para cada classe de isolamento dos motores elétricos.....	109
Tabela 10 – Resultado do tempo de estabilização com alimentação concomitante CC e CA ....	113
Tabela 11 – Tempo de estabilização – em minutos – das variáveis após modificações da BEC	114
Tabela 12 – Tempo médio de ensaio com compressor pré-aquecido na bancada auxiliar.....	116
Tabela 13 – Resultados do aquecimento acelerado com motor alimentado com tensão CA e CC .....	118
Tabela 14 – Dados de calibração dos termopares para dez leituras em cada ponto.....	144
Tabela 15 – Tendência para cada patamar de temperatura calibrada nos canais do módulo HP 3497 .....	146
Tabela 16 – Valores da correção para cada canal no patamar de 70 °C .....	147
Tabela 17 – Balanço de incerteza para transdutor da pressão absoluta da sucção, considerando a deriva térmica .....	150
Tabela 18 – Balanço de incerteza para o transdutor da pressão da sucção, não considerando a deriva térmica .....	150
Tabela 19 – Balanço de incerteza para transdutor da pressão absoluta da sucção, considerando a deriva térmica .....	152

Tabela 20 – Balanço de incerteza para o transdutor da pressão da sucção, não considerando a deriva térmica .....	152
--	-----

## LISTA DE ABREVIATURAS

ANSI – *American National Standards Institute*

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*

BEC – Bancada de ensaio de desempenho de compressores herméticos

CFP – *Compact field point*

COP – *Coefficient of performance*

EES – *Engineering Equation Solver*

EMBRACO – Empresa Brasileira de Compressores S. A.

HP – *Hewlett Packard*

ISO – *International Organization for Standardization*

LABMETRO – Laboratório de Metrologia e Automatização – UFSC

NI – *National Instruments*

NTC – *Negative temperature coefficient*

PMS – Ponto morto superior

PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica

PTC – *Positive temperature coefficient*

PWM – *Pulse width modulation*

RTD – *Resistance temperature detector*

TCR – *Temperature coefficient of resistance*

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

## RESUMO

Ensaio de desempenho de compressores herméticos são normatizados. A norma mais largamente empregada pelo setor industrial é a ISO 917. Ela estabelece que os ensaios sejam realizados com duração mínima de uma hora após o compressor ter alcançado as previstas condições de estabilidade. Para alcançar a estabilidade – regime permanente – é normal que exista um período anterior a ele, subdividido em transitório e acomodação das variáveis, com duração de três horas ou mais. O transitório é o tempo durante o qual as variáveis evoluem no sentido do regime permanente. A acomodação é o intervalo de tempo no qual as variáveis já estariam em regime permanente, mas pacotes de dados são perdidos por existirem oscilações que extrapolam os limites de tolerância impostos pela norma. As oscilações são resultado de perturbações e da ineficiência dos controles da bancada de ensaio. O objetivo do trabalho foi, a partir dos resultados de análise teórico-experimental, propor ações para reduzir o tempo de transitório e aumentar a estabilidade da bancada. Para cumprir o objetivo foram detectados os pontos críticos que contribuem para a demora da estabilização e dificultam a sua manutenção durante o regime permanente. Conhecidos os pontos críticos e definidas as soluções, foram efetuadas modificações e procedidos ensaios para obter o novo comportamento do sistema. Os resultados alcançados permitem reduzir de forma expressiva o tempo demandado por ensaios. O tempo que antecede o regime permanente foi reduzido para pouco mais de uma hora. A partir dos dados obtidos foram elaboradas recomendações

## **ABSTRACT**

The requirements for evaluation and tests of hermetic compressors for industrial applications are described in ISO 917. It recommends that tests and measurements should be made one hour after the system reaches complete stable steady-state condition. Stable conditions for current testing used on compressors was divided in two phases, transitory and accomodation. Transitory is the phase that all variables are going towards the steady state conditions. Accomodation is the period of time that all variables have already reached steady state conditions. During that time some group of data are lost due to oscillations existent on the hole system, making it slip out of the recommended standard values. These oscilattions on the set up are a consequence of disturbance and inefficiency of the test control system. This current work proposes some procedures to reduce the overall timming of the stabilization, based on the refined analisys of theoretical and experimental conditions. To achieve that, it was determined critical points that contribute to the stabilization delay and made difficult to control its stability during steady state period. After identification of those critical points it was defined and implemented solutions to avoid then. A new practical test was done to evaluate the efficieny of the new procedure. The results obtained on the current work reduced significantly the amount of time taken for the system to reach stability. The overall time was reduced approximately to one hour.

With the data obtained from the experiment it was possible to define an improved procedure recommended to be used to test and evaluation of hermetic compressors, reducing its accomodation phase timming.

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 ENSAIO DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS

O contínuo desenvolvimento de compressores de refrigeração é movido pela concorrência entre fabricantes que visam maiores fatias de participação no amplo mercado mundial. A consecução de novos clientes – e manutenção de antigos – apóia-se na oferta de produtos confiáveis, com baixo custo, elevada capacidade e consumo reduzido de energia.

O tamanho do mercado pode ser dimensionado com a observação de que praticamente todas as residências e estabelecimentos comerciais possuem algum equipamento destinado à produção de frio, como: refrigeradores, *freezers* e condicionadores de ar. Todos esses equipamentos possuem pelo menos um compressor.

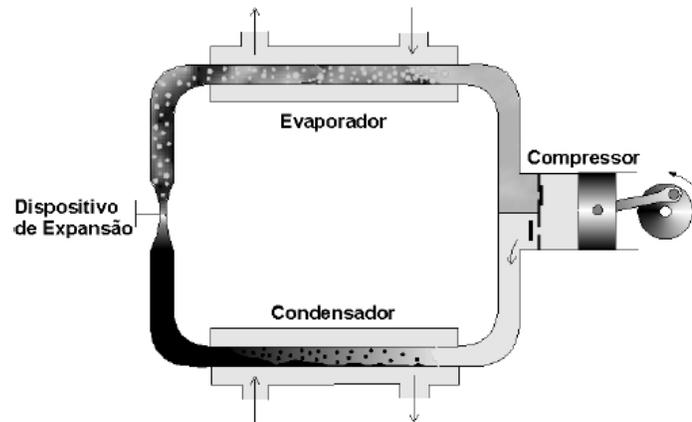
Atualmente, algumas atividades humanas dependem inteiramente da presença de ciclos de refrigeração, alguns exemplos: armazenamento de alimentos, estocagem de medicamentos e laboratórios para fabricação de componentes eletrônicos.

Os compressores empregados nos ciclos de refrigeração (figura 1), têm por função o aumento da pressão do fluido na fase de vapor e a movimentação dele através da tubulação.

O ciclo de refrigeração ocorre com a compressão do vapor pelo compressor; liquefação após compressão, pela remoção de calor no condensador; expansão (diminuição de pressão) e evaporação com a cessão de calor pelo ambiente externo ao fluido que circula no interior do evaporador [2]. Os ciclos básicos de refrigeração, com processo mecânico de compressão e mudança de fase (figura 1), são compostos pelo menos pela junção de cinco elementos: evaporador, condensador, dispositivo de expansão, compressor e dutos. A junção desses elementos para formação de um ciclo obedece a critérios de projeto. Um normalmente presente em todos, é o rendimento.

O rendimento de um circuito de refrigeração é definido como a razão entre a energia útil (calor absorvido no evaporador) e a energia despendida para realizar essa tarefa (energia gasta pelo compressor). Essa razão também é conhecida por COP – *coefficient of performance* [2].

A elevação do COP, segundo [2] e [33], é favorecida com a maximização da energia absorvida no evaporador e pela minimização da energia gasta para conduzi-la até o condensador e lá rejeitá-la.



**Figura 1 – Ciclo básico de refrigeração [9]**

Existe um limite físico do rendimento dentro do qual o ciclo consegue operar. Nele existe um COP real, sempre abaixo do COP de Carnot. O COP de Carnot é o limite teórico máximo do rendimento de ciclos térmicos. O rendimento global do ciclo é dependente, naturalmente, do rendimento individual dos componentes que o formam. A avaliação de cada componente segue normas específicas.

No ciclo real, a energia gasta para conduzir o calor extraído do evaporador (fonte de baixa temperatura) para o condensador (fonte de alta temperatura) é oriunda do compressor. Um bom rendimento do compressor é vital para o rendimento do ciclo. Nos compressores, a melhora do rendimento consiste em modificações ou otimização dos mecanismos que compõem o equipamento. É uma tarefa laboriosa, objeto de incessante pesquisa por parte dos fabricantes.

Ganhos, mesmo que pequenos, consistem numa economia expressiva de energia [1] e se traduzem principalmente em vantagem comercial.

Todas as modificações que visam melhoria no desempenho do compressor podem ser avaliadas através de simulações, mas sempre são validadas através de ensaios.

O principal ensaio de compressores consiste basicamente na mensuração da capacidade de geração de fluxo de massa de fluido refrigerante sob determinadas condições de operação e, também, na mensuração da energia despendida para realização dessa tarefa.

Alguns ensaios são específicos ao fabricante e outros realizados dentro dos requisitos definidos por norma.

As normas são necessárias por estabelecerem bases comuns de ensaio, para que, além da avaliação do compressor, exista um meio de reprodução em diferentes locais e a possibilidade de confrontação dos resultados obtidos entre diferentes fabricantes.

As normas para ensaios de desempenho de compressores alternativos herméticos de simples estágio adotadas neste trabalho são:

- ASHRAE 23-1993 – *Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units* [3];
- ISO 917 – *Testing of Refrigerant Compressors* [4].

Foram adotadas por serem comumente utilizadas pela empresa que participou do desenvolvimento deste trabalho e o financiou. Outras versões e normas foram consultadas [51] [52] [53].

As normas estabelecem que ensaios de desempenho de compressores sejam realizados com auxílio de equipamentos que tenham possibilidade de criar diferentes pontos de operação (*set points*) para os compressores sob ensaio. Esses equipamentos utilizados para ensaio de desempenho de compressores herméticos de refrigeração serão, no âmbito desse trabalho, denominados de bancada de ensaio de compressores – BEC.

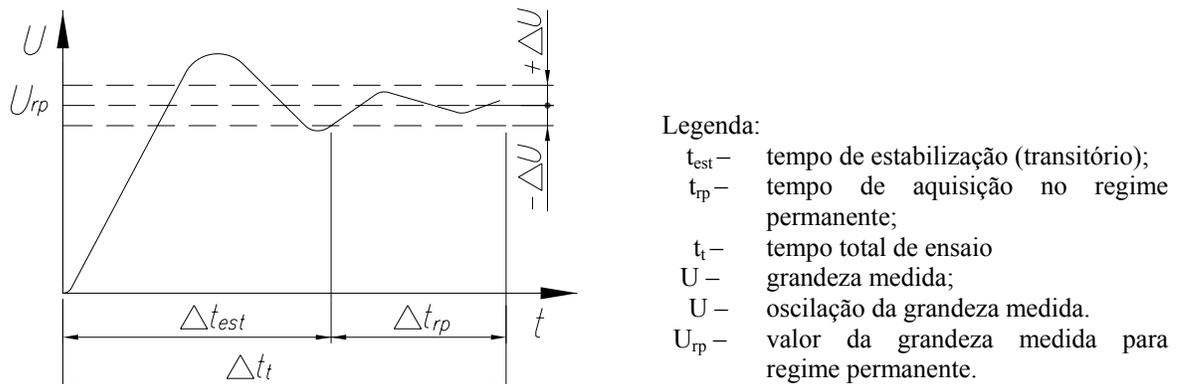
As BEC também devem ser dotadas de sistemas de medição com baixa incerteza, proporcionais às exigências das normas e da empresa envolvida.

Os ensaios realizados com emprego de BEC têm por base a manutenção estável das seguintes variáveis: pressão e temperatura do fluido refrigerante em fase de vapor na entrada do compressor; pressão de descarga do compressor; temperatura do ambiente externo ao compressor. Com a estabilização dessas variáveis é possível a mensuração do fluxo de massa.

A medição do fluxo de massa pode ser feita diretamente através de medidores de fluxo ou através de balanços de energia e massa. Existe um elenco de nove meios de medir o fluxo de massa, segundo [4] – direta ou indiretamente. Cada BEC terá que possuir dois métodos distintos e simultâneos de avaliação [3] [4]. No resultado final são apresentados: o coeficiente de performance do compressor, a capacidade de refrigeração e a potência do compressor.

Segundo [4], os ensaios devem ter duração de uma hora após estabilização de todas as

Um ensaio de capacidade de compressor possui durante a sua realização fases bem características (estabilização e regime) que podem ser associadas a intervalos de tempo (figura 2).



**Figura 2 – Fase de estabilização e de regime permanente**

O tempo de preparação do ensaio não está mostrado na figura 2; nele estão envolvidos o tempo de conexão do compressor à bancada, preenchimento das planilhas e/ou cartas de controle, inspeção da bancada e início do ensaio. Esse tempo é pequeno frente ao restante.

O tempo de estabilização engloba o tempo gasto no aquecimento do compressor e da bancada até o instante em que todas as variáveis sob análise fiquem enquadradas dentro dos limites da tolerância do ensaio. Apresenta duração de três horas ou mais.

Atualmente, o tempo total de ensaio (figura 2) para cada compressor é de quatro horas ou mais. A longa duração dos ensaios reduz significativamente a capacidade produtiva das BEC.

## 1.2 OBJETIVOS, MOTIVAÇÃO E AMBIENTE DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

O presente trabalho teve por objetivo a realização de modificações em todos os pontos que dificultam a estabilização do ensaio de desempenho de compressores ou que comprometam a estabilidade da bancada durante o regime permanente, sem comprometer a confiabilidade dos resultados. A proporção de tempo despendido durante o ensaio nas bancadas é de 75% para estabilização e 25% para aquisição de dados em regime permanente. A proporção é válida para ensaios que seguem norma ISO 917, mas existem ensaios realizados para atender a fins internos à empresa que não requerem uma hora inteira de aquisição de dados em regime permanente; logo, a proporção entre regime permanente e tempo de aquecimento é ainda maior.

O número limite de ensaios diários para uma BEC é seis; considerando a operação contínua nas 24 horas, sem o cômputo do tempo de preparação do ensaio. Do total, praticamente 18 horas são gastas com estabilização.

Os estudos para definição das ações a serem tomadas visando à redução do tempo que antecede o regime permanente foram baseados em forte trabalho experimental. Com essa situação, foi necessária a transferência de uma BEC para as dependências do Laboratório de Metrologia e Automatização – Labmetro. A empresa fornecedora do equipamento foi a Whirlpool S. A. – unidade Embraco. Os trabalhos foram desenvolvidos dentro da parceria firmada com a Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC –, através do Labmetro, do Departamento de Engenharia Mecânica.

Inicialmente, participaram do projeto cinco alunos de pós-graduação em nível de mestrado, dois em nível de iniciação científica e um professor doutor do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, vinculado ao Labmetro.

A motivação da parceria por parte da empresa deve-se ao fato dela possuir atualmente no parque fabril da unidade de Joinville em torno de três dezenas de bancadas de avaliação de desempenho de compressores e mais algumas dezenas pulverizadas pelas filiais localizadas em outros países. As bancadas, apesar do número aparentemente elevado, são insuficientes para atender à demanda de ensaios. A possibilidade de fabricação de mais unidades esbarra na necessidade de mais espaço físico, aumento do passivo laboratorial e demanda por pessoal técnico especializado na operação.

Com essas limitações em vista, a empresa optou pelo estudo sobre a possibilidade de melhorias nas bancadas existentes, visando redução do tempo de ensaio, diminuição das incertezas da bancada, novos métodos de medição e integração de métodos de avaliação baseados em processos computacionais, como a inteligência artificial. A redução de tempo foi o foco deste trabalho. A motivação do trabalho por parte do Labmetro é clara. Com a parceria existe a possibilidade dos alunos fazerem trabalhos de pós-graduação em contato com o ambiente fabril, com aporte de recursos financeiros que, nem sempre são garantidos pela atual estrutura universitária.

### **1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO**

O trabalho foi estruturado na seguinte forma: no capítulo 2 é feita a revisão bibliográfica para fundamentação teórica dos assuntos necessários para o desenvolvimento da dissertação. A revisão não é focada somente no processo de redução do tempo de ensaio de compressores herméticos, pois a literatura sobre o assunto é exígua; então, ao longo do capítulo são abordados assuntos pertinentes que contribuíram para a evolução do trabalho. No capítulo 3 foi feito o trabalho de listagem dos problemas que contribuem para que o tempo de ensaio seja longo e as formas como eles podiam ser resolvidos. No capítulo 4 são apresentados os recursos laboratoriais desenvolvidos e utilizados para viabilizar os testes das soluções apontadas no capítulo 3. No capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos em forma de gráficos e tabelas e, por fim, no capítulo 6 são apresentadas as conclusões e considerações para trabalhos futuros.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

A presente revisão bibliográfica não versa exatamente sobre redução do tempo de ensaio de compressores herméticos, conforme anunciado no título do trabalho, porque o número de fontes sobre o assunto é reduzido. Uma das poucas referências encontradas sobre redução do tempo de ensaio foi [5], datada de 1973. Nela, o foco do autor foi o desenvolvimento de um método computacional, através de modelagem analítica, para avaliação de compressores herméticos a partir dos dados gerados durante o transitório. Não houve propriamente esforços para aceleração da estabilização e/ou redução do tempo de ensaio, mas o desenvolvimento de meios para inferir o comportamento do compressor em regime permanente.

O texto, além de ser superficial na abordagem do tema, não consegue sensibilizar os executores de ensaios (empresas). Já se passaram mais de 30 anos e as ações propostas nessa referência não são consideradas na realização de ensaios.

Foi decidido, então, focar a revisão bibliográfica nos assuntos correlacionados que seriam úteis no desenvolvimento do trabalho, como:

- compressores herméticos;
- ciclos de refrigeração;
- ensaios de compressores herméticos;
- bancadas de ensaio de desempenho de compressores;
- métodos de ensaio de desempenho de compressores herméticos de acordo com a norma ISO 917;
- variáveis de processo de um circuito de refrigeração.

### **2.1 COMPRESSORES HERMÉTICOS NOS PROCESSOS DE REFRIGERAÇÃO**

Os primeiros compressores alternativos para refrigeração foram desenvolvidos por volta dos anos de 1860-1875 e de lá para cá o mecanismo de compressão praticamente não sofreu modificação, apenas ocorreram melhorias construtivas e emprego de novos materiais [10].

Nas décadas de 60 e 70 houve uma melhora significativa em termos tecnológicos. Os compressores passaram a operar em rotações mais elevadas, as válvulas foram aprimoradas e, por fim, em meados de 1970 teve início a crise energética que obrigou definitivamente os fabricantes

a investirem maciçamente em pesquisa e desenvolvimento. Nos anos 90, com o fenômeno da globalização, houve um aumento na concorrência e da necessidade de vanguarda dos produtos.

Essa necessidade se refletiu na redução do tempo de projeto de produto, na redução do tempo de ensaio de protótipos, na melhora dos ensaios em campo, no lançamento de novas linhas e na acurada avaliação mercadológica.

Os desafios tornaram-se permanentes e cada vez mais estarão presentes no dia-a-dia de qualquer fabricante que busque uma posição de destaque nas relações comerciais que vigoram no cenário mundial.

Certamente, cada empresa tratou de apurar os seus métodos de ensaio de desempenho de compressores, mas pouco é divulgado.

Uma nova metodologia, empregando redes neurais foi utilizada recentemente por [25], com objetivo de servir de meio rápido de avaliação de compressores que não estivessem sendo ensaiados sob condições normatizadas. Em caso de ensaios normatizados será possível a definição da interrupção do processo investigativo para compressores ruins e continuidade para compressores de qualidade indefinida ou boa.

A literatura disponível sobre redução do tempo de ensaio de capacidade de compressores herméticos utilizando bancada de calorímetro se resume ao exposto até o momento.

Para embasamento teórico, então, foi recorrido à pesquisa do comportamento dos componentes que constituem um circuito de refrigeração isoladamente. Houve um direcionamento para compressores herméticos e dos componentes e subsistemas que tomam parte na montagem da bancada de calorímetro.

O direcionamento para o compressor se deveu a informações colhidas em campo onde foi constatado que a demora da estabilização do conjunto bancada mais compressor se deve principalmente ao compressor.

Essa afirmação é corroborada pelos estudos realizados por [6] num compressor hermético especialmente instrumentado. De acordo com as figuras 3 e 4, o tempo de estabilização das temperaturas num compressor hermético é bastante longo. De acordo com a figura 3, a temperatura de descarga estabiliza próximo da quinta hora de ensaio, num ambiente com temperatura externa em torno dos 43 °C, com arrefecimento do corpo por convecção natural.

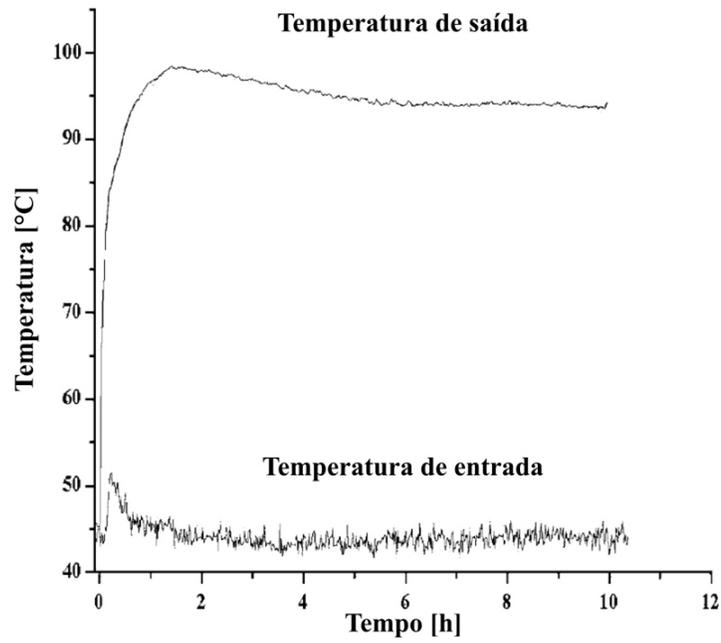


Figura 3 – Tempo de estabilização das temperaturas de entrada e saída do compressor

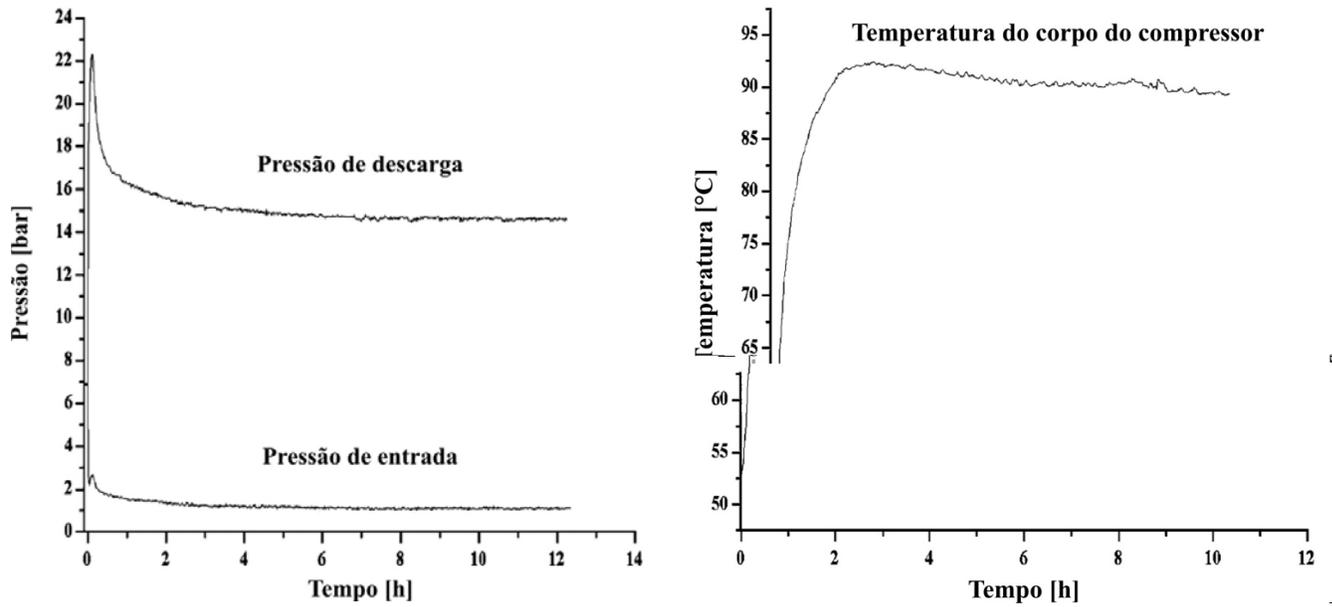


Figura 4 – Tempo de estabilização das pressões de entrada e saída e temperatura da carcaça do compressor

[6]

## 2.2 COMPRESSOR HERMÉTICO – MODELOS

Mecanicamente, segundo o mecanismo de compressão, os compressores podem ser divididos em duas classes: os rotodinâmicos e os de deslocamento positivo.

Os rotodinâmicos aumentam a pressão do fluido pelo acréscimo de energia cinética e posteriormente pela conversão da energia cinética em energia de pressão. Os compressores de deslocamento positivo, dentre eles os alternativos (figura 5), isolam um volume de gás e promovem a compressão até a expulsão pela válvula ou bocal de descarga, criando descarga e sucção pulsantes.



Figura 5 – Classificação de compressores de refrigeração

A energia entregue ao fluxo de gás, que cruza o interior do compressor, faz com que este percorra o circuito vencendo as perdas de carga e realizando as trocas de calor.

Teoricamente, para um circuito de refrigeração, a energia retirada do evaporador somada à energia fornecida ao compressor é igual à energia entregue no condensador, desconsiderando as perdas (equação 1).

$$Q_r = Q_a + Q_{el} \quad (1)$$

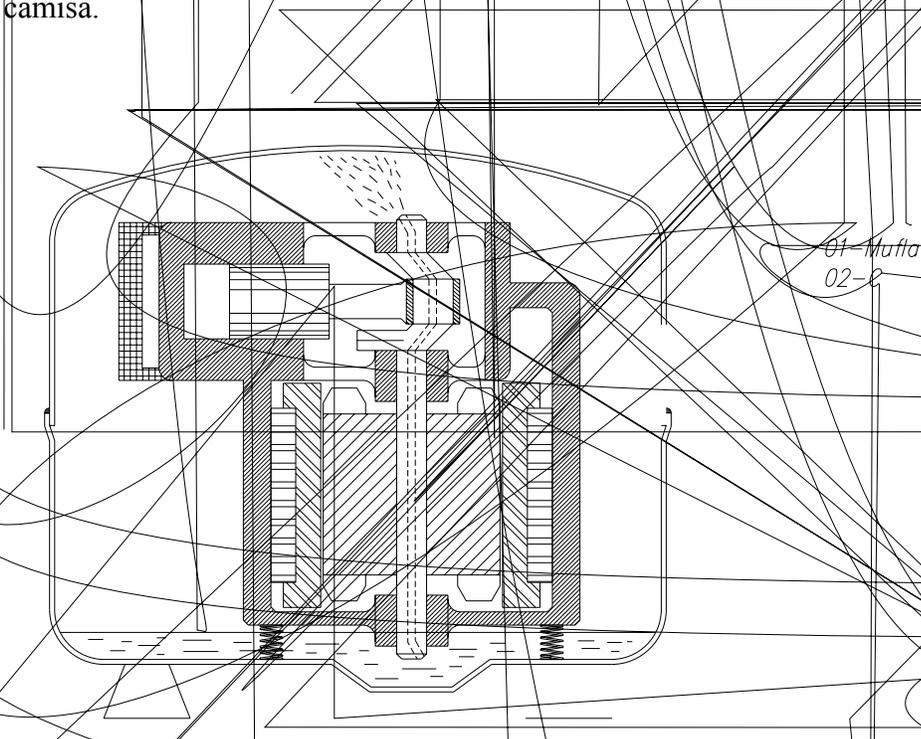
Onde:

$Q_r$	calor rejeitado	[J];
$Q_a$	calor absorvido	[J];
$Q_{el}$	energia elétrica	[J].

### 2.2.1 Modelo da unidade compressora

Existem muitos trabalhos acerca da modelagem física e matemática de compressores, apesar dele ser classificado como uma máquina de baixa complexidade mecânica [46] [47] [48] [49] [50]. O desenho esquemático (figura 6) mostra a montagem do compressor em forma de monobloco com o conjunto cilindro-pistão e motor formando um único elemento que fica centrado no interior da carcaça pela ação de molas.

Sob o ponto de vista térmico, diversos são os pontos de geração de calor, como: processo de compressão (volume interior ao cilindro), motor elétrico, atrito entre os mancais e atrito do pistão com a parede do cilindro. O calor gerado no interior do cilindro é removido parte pela convecção gerada pelo gás que é admitido e expulso a cada ciclo e parte pela condução na parede metálica da camisa.



Normalmente dependem de correlações que podem variar de compressor para compressor.

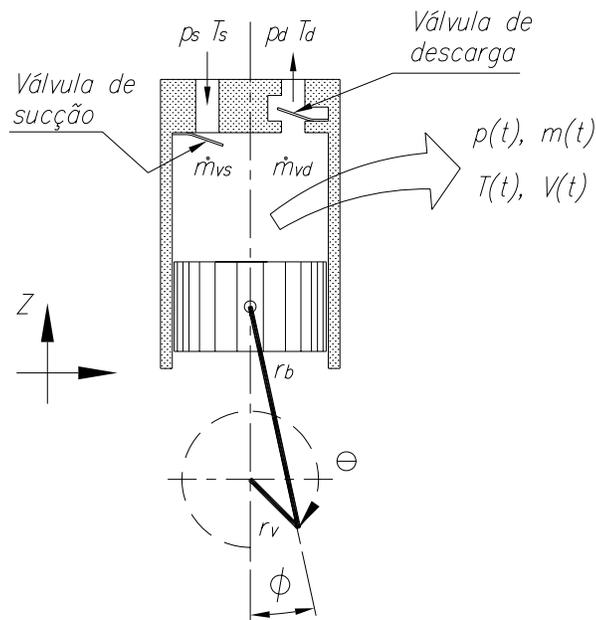
Os fatores que dificultam a modelagem do compressor são:

- complexidade da geometria;
- existência de partes móveis que produzem variação dos volumes sob análise;
- gás que absorve calor por convecção do motor e da parte externa do compressor é o mesmo que nos instantes seguintes será aspirado pela unidade compressora;
- mistura contínua entre fluido refrigerante e óleo de lubrificação do compressor;
- coeficientes de atrito que variam com o uso do compressor e entre compressores.

Pelas dificuldades de modelagem expostas acima é que o direcionamento deste trabalho foi voltado à experimentação.

### 2.2.1.1 Relações cinemáticas do conjunto cilindro e biela-manivela

O equacionamento cinemático que descreve o volume do cilindro como função do tempo é obtido a partir da análise geométrica do mecanismo pistão, biela e manivela [12].



#### Legenda:

- $p_s$  – pressão de sucção;
- $p_d$  – pressão de descarga;
- $T$  – temperatura;
- $T_s$  – temperatura de sucção;
- $T_d$  – temperatura de descarga;
- $\dot{m}_{vs}$  – fluxo de massa na válvula de sucção;
- $\dot{m}_{vd}$  – fluxo de massa na válvula de descarga;
- $t$  – tempo;
- $r_b$  – raio da biela;
- $r_v$  – raio do virabrequim;
- $\theta$  – ângulo de giro do virabrequim;
- $\phi$  – ângulo de oscilação da biela.
- $Z$  – posição do pistão.

Figura 7 – Mecanismo biela-manivela de um compressor hermético de simples estágio [12]

De acordo com a figura 7;

$$V(t) = V_c + \left[ (\pi D_p^2) / 4 \right] [2r_v - z(t)] \quad (2)$$

Sendo as restrições geométricas:

$$r_b + z(t) = r_v - r_v \cos \theta(t) + r_b \cos \theta(t) \quad (3)$$

$$r_b + \text{sen} \phi(t) = r_v \text{sen} \theta(t) \quad (4)$$

$$\text{sen}^2 \phi(t) = 1 - \cos^2 \phi(t) = (r_v / r_b)^2 \text{sen}^2 \theta(t) \quad (5)$$

$$\cos \phi(t) = \sqrt{1 - (r_v / r_b)^2 \text{sen}^2 \theta(t)} \quad (6)$$

Assim:

$$z(t) = r_v - r_b + r_b \sqrt{1 - \left( \frac{r_v}{r_b} \right)^2 \text{sen}^2 \theta(t)} - r_v \cos \theta(t) \quad (7)$$

O volume em função do tempo é:

$$V(t) = V_n + \frac{(\pi D_p^2)}{4} \left\{ 1 + \cos \theta(t) + \frac{r_b}{r_v} \left[ 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{r_v}{r_b} \right)^2 \text{sen}^2 \theta(t)} \right] \right\} \quad (8)$$

Onde

$V(t)$	volume instantâneo interno ao cilindro	$[\text{m}^3]$ ;
$V_n$	volume morto	$[\text{m}^3]$ ;
$D_p$	diâmetro do pistão	$[\text{m}]$ ;
$r_b$	comprimento da biela	$[\text{m}]$ ;
$r_v$	raio do virabrequim	$[\text{m}]$ ;
$\phi(t)$	ângulo de rotação da biela função do tempo	$[\text{rad/s}]$ ;
$\theta(t)$	ângulo de rotação do virabrequim função do tempo	$[\text{rad/s}]$ ;
$z(t)$	deslocamento do pistão em função do tempo	$[\text{m/s}]$ .

### 2.2.1.2 Relações termodinâmicas do processo de compressão

Segundo [12], as trocas de estado do gás no cilindro são resultado de três processos termodinâmicos distintos; tendo como referência geométrica a figura 7, os processos são:

- (i) expansão através da válvula de sucção;
- (ii) compressão ou expansão no cilindro;
- (iii) expansão através da válvula de descarga.

É assumido que:

- a) o gás tem comportamento muito próximo do ideal, então é assumido como ideal;
- b) as propriedades são sempre iguais dentro do volume da câmara, ou seja: elas têm propagação instantânea;
- c) as mudanças de estado (compressão e expansão) se dão por mudanças politrópicas;
- d) é assumido um comportamento unidimensional para o fluido dentro do compressor.

Com as condições acima, o fluxo de massa líquido para, ou do cilindro, é definido pela equação 9.

$$\dot{m}(t) = \dot{m}_{vs} - \dot{m}_{vd} - \dot{m}_{fu} \quad (9)$$

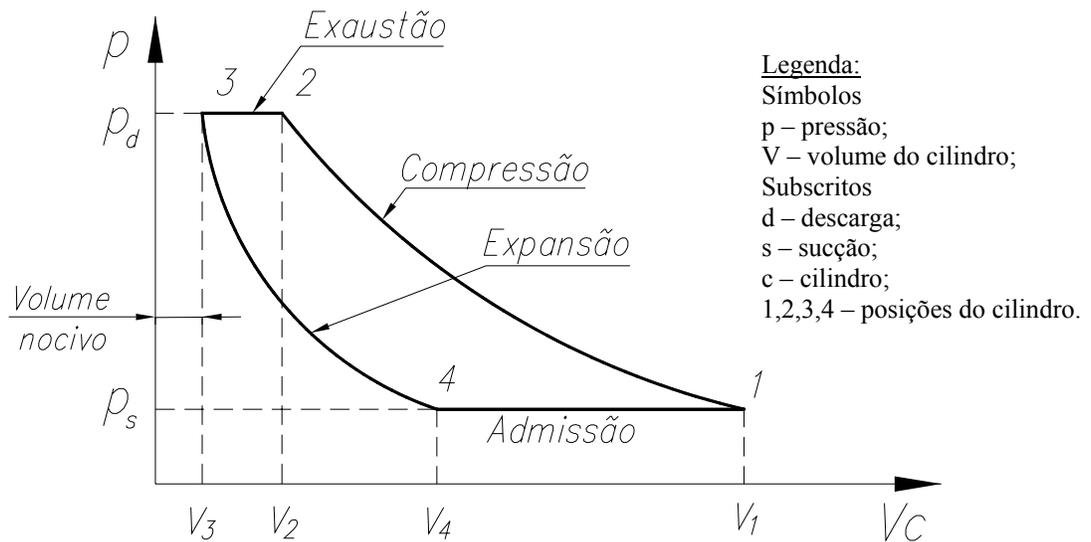
onde:

$\dot{m}(t)$	variação do fluxo de massa	[kg/s];
$\dot{m}_{vs}$	fluxo de massa através da válvula de sucção	[kg/s];
$\dot{m}_{vd}$	fluxo de massa através da válvula de descarga	[kg/s];
$\dot{m}_{fu}$	fluxo de massa através da folga radial entre parede do cilindro e pistão	[kg/s].

$\dot{m}_{vs}$  é tomado como positivo para o fluxo de gás que entra no cilindro e negativo para o fluxo que deixa o volume; da mesma forma para  $\dot{m}_{vd}$  é positivo para o fluxo que sai do cilindro e

negativo para fluxo de massa que entra. A figura 8 mostra o comportamento teórico da pressão,  $p$ , em função do volume interno ao cilindro,  $V_c$ , durante um ciclo.

Partindo do ponto 1, o gás é comprimido até o ponto 2, condição em que a válvula de descarga é deslocada permitindo a passagem de gás para fora do cilindro. Do ponto 2 ao 3 o gás é expulso do cilindro, com o giro do virabrequim (ou mecanismo Scotch-Yoke) o pistão em 3 inicia o movimento de afastamento do cabeçote, re-expandindo o gás que ficou contido no volume morto, pelo fato do pistão chegar ao ponto morto superior (PMS) pouco antes de entrar em contato com o cabeçote e não fazer o esvaziamento completo do refrigerante.



**Figura 8 – Relação pressão versus volume do cilindro durante um ciclo do compressor**

Atingindo o ponto 4, a válvula de admissão abre e o gás é aspirado para preencher novamente o volume do cilindro, misturando-se ao gás quente, remanescente da re-expansão do gás retido no volume morto. Segundo o descrito acima, o fluxo de gás na saída e na entrada do compressor é pulsado, mas segundo [5], esses pulsos são bem filtrados pelas cavidades da descarga antes do fluxo de massa chegar à parte externa do compressor. Assumindo que esse comportamento pulsante da vazão é bem amortecido, pode-se definir que o fluxo de massa é o produto do volume de aspiração do cilindro pela rotação e pela densidade do gás.

O processo de compressão é considerado politrópico [26]. A pressão é definida com a relação à massa específica do gás conforme a equação 10:

$$\frac{P(t)}{\rho(t)^n} = \frac{P_o}{\rho_o^n} \quad (10)$$

Onde:

$P(t)$	pressão no câmara do cilindro	[Pa];
$\rho(t)$	massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ];
$P_o$	pressão de referência – inicial	[Pa];
$\rho_o$	massa específica inicial (entrada)	[kg/m <sup>3</sup> ];
$n$	coeficiente politrópico	[adimensional].

A relação politrópica para a compressão do gás significa que o processo está localizado entre uma compressão adiabática e uma isotérmica, isto é: durante o processo de compressão está acontecendo uma remoção parcial de calor [33]. Essa é uma das parcelas que aquecem o compressor durante a estabilização e o ajudam ficar aquecido durante a operação em regime permanente, suprindo as trocas com o meio externo.

Sabendo que:

$$\rho(t) = \frac{m(t)}{V(t)} \quad (11)$$

Onde:

$\rho(t)$	massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ];
$m(t)$	massa contida no volume V	[kg];
$V(t)$	volume	[m <sup>3</sup> ].

Unindo as equações (10) e (11) tem-se:

$$P(t) = P_o \left\{ \frac{m(t)}{\rho_o V(t)} \right\}^n \quad (12)$$

Onde:

$P(t)$	pressão instantânea	[Pa];
$P_o$	pressão inicial	[Pa];
$V(t)$	volume	[m <sup>3</sup> ];
$n$	coeficiente politrópico	[adimensional].

Desta forma, conhecidos o fluxo de massa e o volume instantâneo do cilindro, é possível conhecer a pressão. O problema fica definido com o conhecimento das relações geométricas e do coeficiente (índice) politrópico.

A temperatura instantânea do gás no cilindro pode ser calculada através da equação 13:

$$T(t) = T_o \left\{ \frac{P(t)}{P_o} \right\}^{\frac{n-1}{n}} \quad (13)$$

O trabalho realizado para comprimir o gás no processo de compressão politrópico ( $n \neq 1$ ) é:

$$\int_1^2 p dV = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1 - n} \quad (14)$$

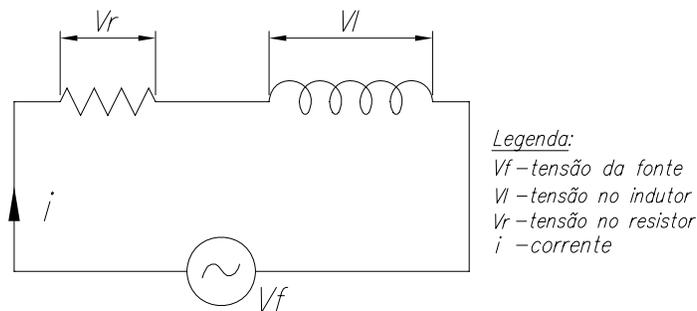
Onde:

$P$	pressão	[N/m <sup>2</sup> ];
$V$	volume	[m <sup>3</sup> ];
$n$	coeficiente politrópico	[ adimensional].

### 2.2.2 Motor elétrico do compressor

O motor elétrico utilizado para movimentação dos compressores herméticos é do tipo monofásico de indução. Existem estudos correntes sobre compressores acionados com motores de velocidade variável, mas não se enquadram no objetivo desta dissertação.

Um motor elétrico, segundo [16], pode ser modelado como uma resistência em série com um indutor, conforme segue (figura 9):



**Figura 9 – Modelo elétrico do motor de indução**

Assim,

$$V_f = V_r + V_l \quad (15)$$

Onde:

$V_f$	tensão da fonte	[V];
$V_r$	tensão sobre a resistência	[V];
$V_l$	tensão sobre o indutor	[V].

No indutor, a tensão é gerada pela variação do fluxo, logo;

$$V_f = Ri + \frac{d\phi}{dt} \quad (16)$$

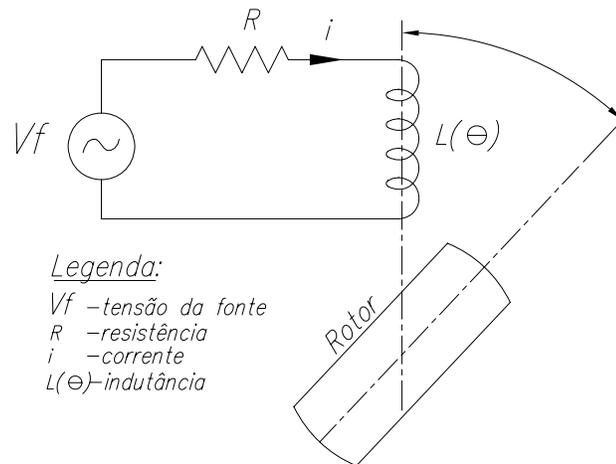
Sendo,

$$\phi = L(\theta) i \quad (17)$$

o resultado é:

$$V_f = Ri + L(\theta) \frac{di}{dt} + i \frac{dL(\theta)}{dt} \quad (18)$$

A equação 18 pode ser entendida com o apoio da figura 10;



**Figura 10 – Esquema do modelo elétrico do motor de indução**

O último termo refere-se à variação da indutância pela modificação geométrica da configuração estator e rotor com o giro do eixo.

Multiplicando toda a equação 18 pela corrente  $i$ , tem-se,

$$V_f i = Ri^2 + iL(\theta)\frac{di}{dt} + i^2 \frac{dL(\theta)}{dt} \quad (19)$$

Arranjando a equação 19, tem-se,

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} L(\theta) i^2 \right] = L(\theta) i \frac{di}{dt} + \frac{1}{2} i^2 \frac{dL(\theta)}{dt}$$

$$L(\theta) i \frac{di}{dt} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} L(\theta) i^2 \right] - \frac{1}{2} i^2 \frac{dL(\theta)}{dt} \quad (20)$$

Levando (19) em (20) tem-se,

$$V_f i = Ri^2 + \frac{d}{dt} \left[ \frac{L(\theta) i^2}{2} \right] + \frac{1}{2} i^2 \frac{dL(\theta)}{dt} \quad (21)$$

A equação (21) mostra que a potência entregue ao motor é igual à soma: das perdas por efeito Joule no enrolamento; da potência armazenada pelo campo magnético do motor e da potência elétrica convertida em mecânica.

### 2.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Um circuito de refrigeração, que é a implementação física de um ciclo de refrigeração, é formado por um conjunto de equipamentos interconectados que têm por função a transferência de calor do ambiente de baixa para um ambiente de alta temperatura [14]. Uma fonte externa de energia é necessária para que essa transferência ocorra.

O circuito, basicamente, é composto por cinco elementos: compressor, condensador, dispositivo de expansão, evaporador e tubulação [19].

A base de todo o processo de refrigeração é a mudança de fase. É nela que está o grande volume de energia trocada. O compressor tem participação somente na compressão e na movimentação da massa de refrigerante através do circuito. O refrigerante é o meio de transporte de energia entre os trocadores de calor.

Na tabela 1 estão as relações de calor sensível e latente para água, amônia e R 134-a.

**Tabela 1 – Calor sensível e calor latente**

<b>Fluido</b>	<b>Calor sensível (kJ/kg K)</b>	<b>Calor latente (kJ/kg)</b>	<b>Proporção</b>
água	4,2	2257 <sup>(1)</sup>	1:54
amônia	4,8	1185,9 <sup>(2)</sup>	1:25
R- 134a	1,4	182,3 <sup>(3)</sup>	1:12

(1) – Pressão de 101,325 kPa e T=100°C

(2) – Pressão de 857,5 kPa e T= 20°C

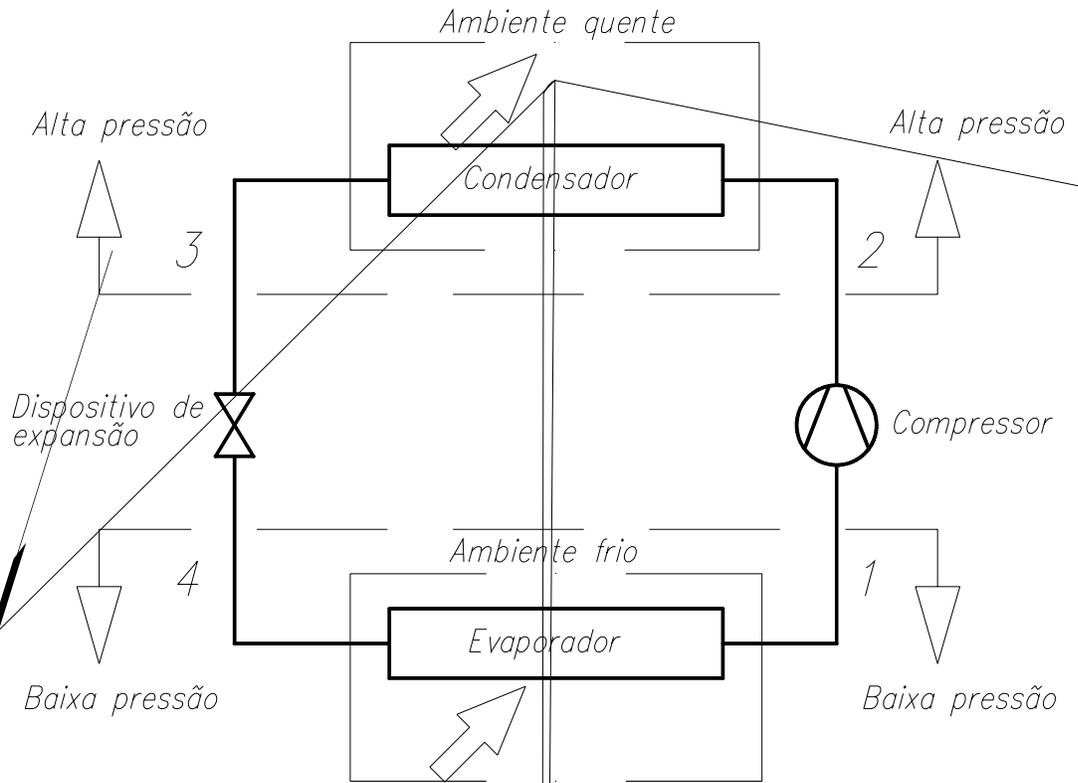
(3) – Pressão de 572,8 kPa e T= 20°C

A tabela 1 é útil para mostrar a diferença entre o calor gasto para mudar de temperatura (calor sensível) e calor gasto para mudar de fase (calor latente).

Um ciclo está representado na figura 11: o refrigerante em forma de vapor superaquecido no ponto 1 é aspirado pelo compressor e entregue no ponto 2 em condição de alta temperatura e pressão, na condição, também, de vapor superaquecido.

Impelido no sentido 1-2-3-4-1, o gás atravessa o trocador de calor a alta temperatura (condensador) onde passa, pela extração de calor, do estado gasoso superaquecido para líquido saturado ou subresfriado. Seguindo no circuito: ao passar pelo dispositivo de expansão a pressão é diminuída (expansão isoentálpica) e no ponto 4 o fluido refrigerante está na condição de líquido saturado ou superaquecido. Qualquer acréscimo de energia provoca evaporação e essa energia é aproveitada (retirada) da fonte de baixa temperatura. Pode parecer paradoxal uma fonte de baixa temperatura fornecer energia para evaporação do fluido refrigerante, mas este, na condição de pressão e temperatura do ponto 4 está apto a fazê-lo.

Na passagem pelo interior do trocador de calor de baixa temperatura – evaporador – o fluido refrigerante absorve calor, resfriando-o ainda mais ou mantendo a temperatura constante, compensando as perdas de calor que possam passar pelo isolamento da parede. Ao chegar no final do trocador já terá passado da condição de líquido para vapor e estará novamente pronto para ser succionado pelo compressor. O trocador de baixa temperatura estará sempre localizado –



## 2.4 BANCADA GENÉRICA E MÉTODOS DE ENSAIO DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES

Inicialmente é necessária uma diferenciação entre bancada de ensaio de compressores e calorímetro.

Em [14] encontra-se a definição clássica de calorímetro como um ambiente ou volume dedicado à quantificação das trocas térmicas entre os elementos fixos em seu interior ou daqueles que cruzam a fronteira do sistema. Já em [5], um calorímetro é tratado como um equipamento completo, não contendo somente o vaso isolado para quantificação das trocas de calor, mas todos os periféricos que fazem com que o conjunto opere de forma manual ou automatizada. Para o presente trabalho foi feita a opção de tratar de forma diferenciada a bancada de ensaio de compressores (BEC) e o calorímetro propriamente dito.

Foi adotada a definição de [5], com a substituição do termo calorímetro – quando equipamento completo – por bancada de ensaio de compressores (BEC). A bancada não necessita de um calorímetro para quantificar o fluxo de massa.

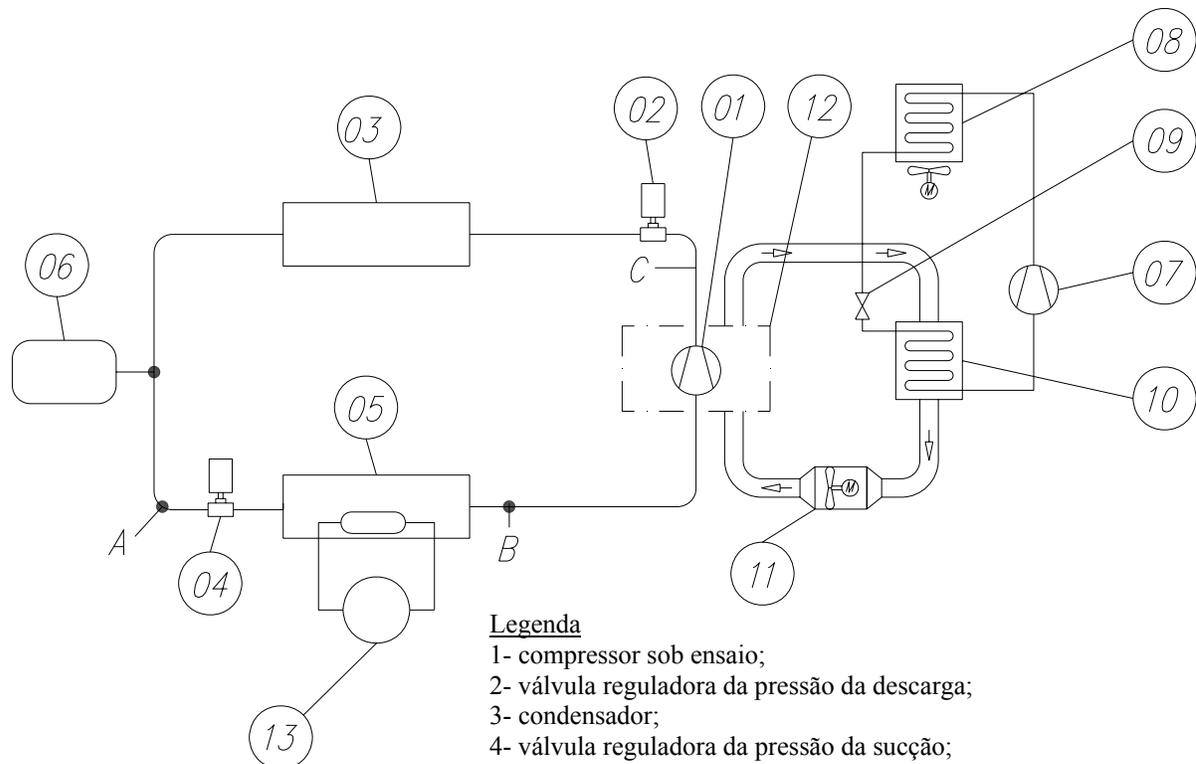
O calorímetro é modelado como um conjunto de câmaras interconectadas que transferem massa através de válvulas e bocais, de acordo com o diferencial de pressão que atua sobre cada componente. Fisicamente é o elemento que reúne condições de medição de quantidade de calor trocada entre os elementos contidos em seu interior. De acordo com [14], existem três formas de se quantificar o calor trocado:

- (i) identificação da variação da temperatura do corpo sob ensaio, sabendo em que condições – de pressão ou volume constante – o ensaio se desenrola e conhecendo, de antemão, calor específico à pressão ou volume constante;
- (ii) medição da quantidade de potência necessária para manter a temperatura constante dentro de um calorímetro, sendo que esta potência pode ser fornecida por uma fonte elétrica ou por uma fonte que apresente mudança de fase de uma substância durante o ensaio;
- (iii) conhecer o transiente de temperatura ao longo de um corpo, tendo as condições de transporte de calor previamente conhecidas, como a sua geometria, condições de contorno e condutividade térmica.

Em [3], o calorímetro é um aparato contendo trocador de calor que serve para determinar o fluxo de massa de um fluido refrigerante através da medição do calor cedido ou recebido e pela variação da entalpia no fluxo de refrigerante.

O circuito de uma bancada de ensaio de compressor – BEC – consiste de trocadores de calor, válvulas de controle de pressão de descarga, válvula de controle da pressão de sucção, transdutores de pressão, transdutores de temperatura e acessórios. O compressor 1 da figura 12, em ensaio, tem a sua pressão de sucção e de descarga impostas pelas válvulas 4 e 2. A quantificação da vazão de refrigerante é definida pelas trocas de calor no evaporador 5 e por outro método não mostrado na figura 12. São medidas as pressões e temperaturas na entrada A e na saída B; dessa forma são conhecidas, a partir de uma tabela de propriedades termodinâmicas de refrigerante, as entalpias em A e em B. O fornecimento de energia para o evaporador poder ser a partir de qualquer fonte, desde que o valor da potência entregue pela fonte 13 seja conhecida e a partir dela, com um balanço de energia e massa, seja possível definir o fluxo de massa de fluido refrigerante. Conhecendo o fluxo de massa é possível definir, a partir das exigências da norma [4], os valores finais do ensaio. Os elementos do circuito secundário: 07, 08, 09, 10, 11 e 12, são respectivamente: compressor auxiliar, condensador, sistema de expansão, evaporador, ventilador de circulação de ar e envoltório (*box*) para troca de calor entre compressor sob ensaio e ar de arrefecimento. O último item tem por função manter a temperatura e movimentação de ar em torno do compressor (01) sob ensaio. Não foi colocado no esquema da figura 9, mas conjuntamente pode ser colocado no circuito um medidor de fluxo de massa.

Esse equipamento fornece diretamente o fluxo mássico de fluido refrigerante que circula por dele. Na norma ISO 917 [4] é prevista a necessidade de dois tipos de avaliação de fluxo de massa e uma das opções é o emprego do medidor do fluxo diretamente no circuito.



**Legenda**

- 1- compressor sob ensaio;
- 2- válvula reguladora da pressão da descarga;
- 3- condensador;
- 4- válvula reguladora da pressão da sucção;
- 5- evaporador;
- 6- acumulador;
- 7- compressor do circuito de refrigeração do *box*;
- 8- condensador do circuito de refrigeração do *box*;
- 9- capilar do circuito de refrigeração do *box*;
- 10- evaporador do circuito de refrigeração do *box*;
- 11- aquecedor e ventilador de ar para o *box*;
- 12- *box*;
- 13 – fonte fornecedora de energia ao calorímetro.

**Figura 12 – Calorímetro - modelo genérico**

Um ensaio desenvolvido de acordo com a norma deve ter um conjunto de parâmetros mantidos dentro de limites. As variáveis medidas e controladas são:

- pressão de descarga;
- pressão de sucção;
- temperatura da sucção;
- tensão e corrente elétrica da alimentação do compressor;
- temperatura e velocidade do fluxo de ar em torno do compressor;
- temperatura interna ao trocador de calor (evaporador);
- temperatura externa ao trocador de calor (evaporador);

- vazão e temperatura da água de condensação;
- subresfriamento do fluido refrigerante na entrada do trocador.

As variáveis somente medidas são:

- temperatura de descarga do compressor;
- temperatura do corpo do compressor;
- potência elétrica entregue no evaporador;
- potência elétrica entregue ao compressor;
- resistência do enrolamento do compressor;
- medidas diversas, de acordo com o tipo de ensaio que está sendo utilizado e interesse do fabricante.

Os limites de tolerância para as variáveis considerados essenciais no ensaio de compressores herméticos, segundo a norma ISO 917 estão listadas na tabela 2.

**Tabela 2 – Tolerâncias para as variáveis medidas - norma ISO 917**

<b>Item</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Variável</b>	<b>Limites de operação</b>
1	$T_{EC}$	temperatura da entrada do compressor	$\pm 3^{\circ}\text{C}$
2	$T_{ET}$	temperatura de entrada do trocador	$\pm 3^{\circ}\text{C}$
3	$T_{BOX}$	temperatura do box	$\pm 3^{\circ}\text{C}$
4	$T_{AT}$	temperatura ambiente do trocador	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
5	$T_C$	temperatura do corpo	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
6	$P_S$	pressão de sucção	$\pm 1\%$
7	$P_D$	pressão de descarga	$\pm 1\%$
8	$V_{rms}$	tensão RMS de alimentação do compressor	$\pm 1\text{V}$
9	$T_{ST(segur)}$	controlador de segurança	$\pm 0,6^{\circ}\text{C}$
10	FMR – filtrado	fluxo de massa de refrigerante	$\pm 1\%$
11	$P_{DC}$	potência DC do calorímetro	$\pm 1\%$

Na figura 12 foi apresentado um modelo de BEC e assumido como genérico, apesar dele apresentar características de uma família de modelos nas quais ocorre mudança de fase do fluido refrigerante. Existem métodos que a mudança de fase não é necessária.

A norma ISO 917 [4] apresenta um elenco de nove tipos – métodos – de montagens de circuitos que podem ser utilizadas para ensaios de desempenho compressores, sendo eles:

- método A – método do calorímetro com fluido secundário, posicionado na linha de sucção;
- método B – método do calorímetro inundado, posicionado na linha de sucção;
- método C – método do calorímetro a seco, posicionado na linha de sucção;
- método D1 – método de medição de vazão de refrigerante na linha de sucção, no estado gasoso;
- método D2 – método de medição de vazão de refrigerante na linha de descarga, no estado gasoso;
- método F – medição da vazão de refrigerante no estado líquido;
- método G – método do condensador com circulação de água gelada;
- método J – método da condensação parcial de fluido refrigerante;
- método K – método do calorímetro na linha de descarga.

Neste ponto, antes do início da descrição dos métodos que podem ser empregados para avaliação de compressores, é feita a distinção entre capacidade de refrigeração de um circuito e a capacidade de refrigeração do compressor:

- capacidade de refrigeração de um circuito: produto do fluxo de massa de refrigerante e da diferença das entalpias do fluido entre entrada e saída do evaporador [32];
- capacidade de refrigeração de um compressor: produto do fluxo de massa de refrigerante e da diferença das entalpias do fluido em fase de vapor na entrada do compressor e entalpia de líquido saturado na pressão de descarga do compressor [4].

Os métodos presentes na norma ISO 917 [4] foram estudados em detalhes porque os métodos têm influência direta no tempo de ensaio.

A determinação do fluxo de massa deve ser feita através de dois métodos distintos e simultâneos, chamados de X e Y. A norma ISO 917 [4] estabelece que sejam selecionados métodos dentro das combinações apresentadas na tabela 3.

**Tabela 3 – Combinação de métodos permitidos pela norma ISO 917**

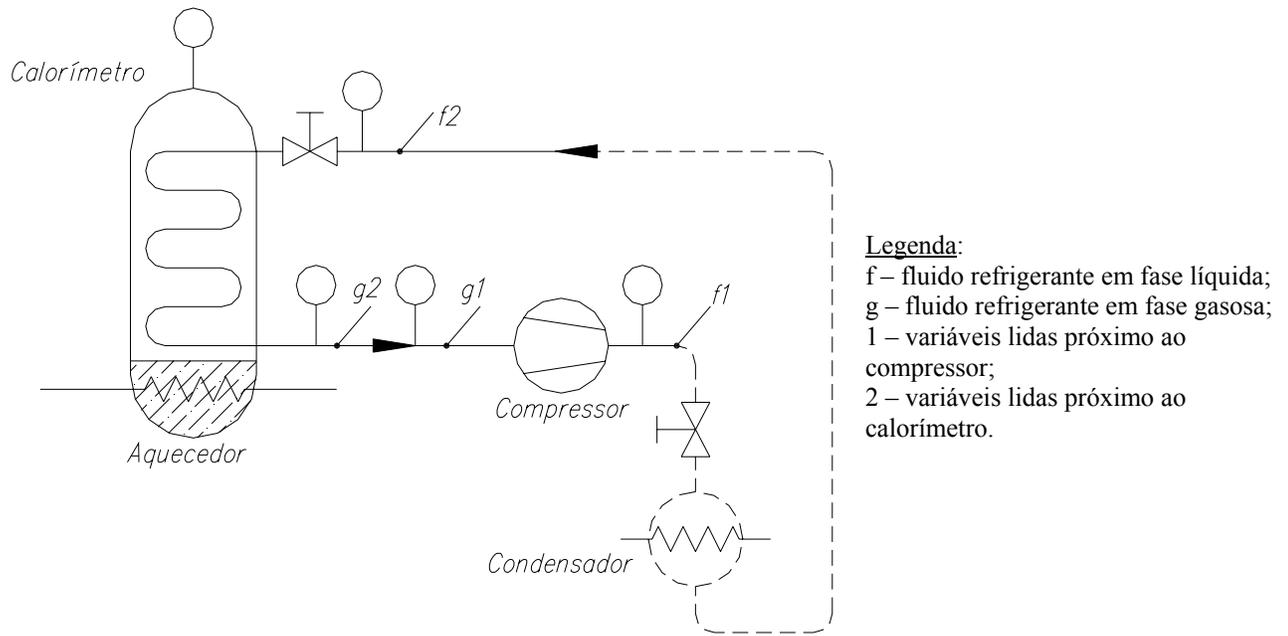
Métodos para o ensaio X	Métodos para o ensaio Y	
	Permitidos	Recomendados
A	D1,D2,F,G,K	F,G,K
B	D1,D2,F,G,K	F,G,K
C	D1,D2,F,G,K	F,G,K
D1	A,B,C,D2,F,G,J,K	F,G,J,K
D2	A,B,C,D1,F,J	F,J
F	A,B,C,D1,D2,J,K	D1,D2,J,K
G	A,B,C,D1,F,J	D1,J
K	A,B,C,D1,F,J	D1,J

#### 2.4.1 Método A – calorímetro a fluido secundário

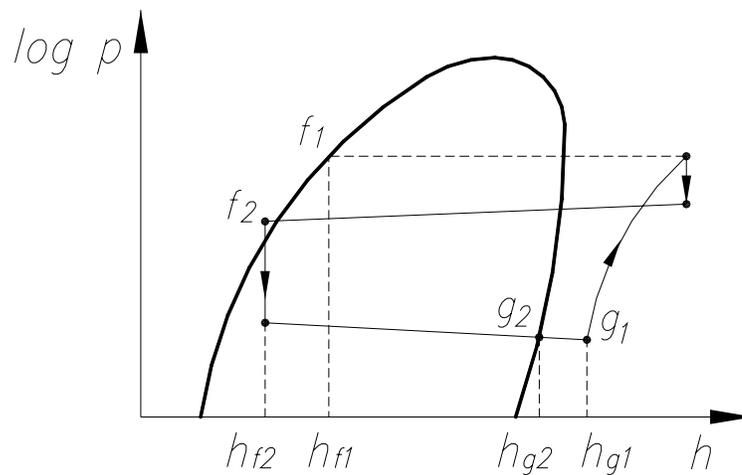
O compressor é acoplado a um circuito de refrigeração (figura 13) onde as pressões de sucção e de descarga podem ser controladas independentemente através de válvulas. O ciclo a ser cumprido é o representado na figura 14.

A pressão de descarga é controlada por uma válvula situada imediatamente após o compressor e a de controle da pressão de sucção é localizada na entrada do calorímetro, desempenhando o papel de válvula de expansão. O calorímetro possui em seu interior uma serpentina no interior da qual o gás sofre evaporação após deixar a válvula. O calor normalmente cedido através de um conjunto de resistências elétricas ou através de dutos que conduzem um fluido de trabalho aquecido. As fontes que cedem calor são posicionados no fundo, mergulhadas num fluido de homogeneização denominado de secundário.

A condição termodinâmica do fluido secundário é de saturação, mantendo, desta forma, a temperatura estável e praticamente homogênea dentro do volume de troca. Esta configuração de calorímetro apresenta como ponto positivo o fato de ser estável em termos de equilíbrio da temperatura no evaporador (bom para o caso de controle manual de processo); em caso de controle automático esta condição passa a ser uma desvantagem visto que as plantas com muito atraso no controle tornam-se difíceis de serem modeladas e automatizadas [27].



**Figura 13 – Circuito de refrigeração para o método A**



**Legenda**

- f – fluido refrigerante em fase líquida;
- g – fluido refrigerante em fase gasosa;
- $h_{f1}$  – entalpia específica de líquido saturado na pressão de saída do compressor;
- $h_{g1}$  – entalpia específica de vapor na entrada do compressor;
- $h_{f2}$  – entalpia específica de líquido na entrada do evaporador (antes da válvula de expansão);
- $h_{g2}$  – entalpia específica de vapor saturado na saída do evaporador.

**Figura 14 – Diagrama p x h do método A**

Outro fator tido como desvantajoso é a pressão interna ao calorímetro ser alta; em caso de superaquecimento pode ocorrer ruptura do vaso de pressão. Durante o ensaio são lidas as pressões e temperaturas de entrada e saída do gás refrigerante no calorímetro; junto a esses dados

é conhecida, também, a quantidade de energia cedida na base do calorímetro pela fonte externa. Através de um balanço de energia e massa é possível conhecer o fluxo de massa do refrigerante que passa pelas fronteiras do sistema.

Admitindo que no calorímetro e na fonte fornecedora de calor o fluxo de massa e de calor sejam constantes, as seguintes situações podem ser assumidas:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (22)$$

Onde:

$dm$	variação de massa no interior do calorímetro	[kg];
$dt$	variação do tempo	[s];
$\frac{dm}{dt}$	taxa de variação da massa no interior do calorímetro	[kg/s].

$$\sum \text{Energia} = 0 \quad (23)$$

A hipótese de regime permanente é correta porque durante o ensaio os dados são considerados válidos somente após a estabilização. O fluxo de massa de refrigerante é definido através de;

$$q_{mf} = \frac{\phi_i + F_l(T_a - T_g)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad (24)$$

Onde:

$q_{mf}$	fluxo de massa de fluido refrigerante	[kg/s];
$\phi_i$	fluxo de calor cedido pela fonte externa	[kJ];
$F_l$	fator de perda	[kJ/K];
$T_a$	temperatura ambiente	[K];
$T_g$	temperatura interna ao calorímetro	[K];
$h_{g2}$	entalpia do gás saturado saindo do calorímetro	[kJ/kg];
$h_{f2}$	entalpia do líquido entrando no calorímetro	[kJ/kg].

A capacidade, de acordo com a norma ISO 917 é dada por;

$$\phi_o = q_{mf} \frac{V_{ga}}{V_{gl}} (h_{g1} - h_{f1}) \quad (25)$$

Onde;

$q_{mf}$	fluxo de massa de refrigerante	[kg/s];
$\phi_o$	capacidade do compressor	[W];
$V_{ga}$	volume específico do fluido refrigerante (gás) entrando no compressor, durante o ensaio	[m <sup>3</sup> /kg];
$V_{gl}$	volume específico do refrigerante entrando no compressor estabelecido anteriormente ao ensaio	[m <sup>3</sup> /kg];
$h_{g1}$	entalpia específica do refrigerante entrando no compressor nas condições básicas específicas de ensaio	[kJ/kg];
$h_{f1}$	entalpia específica do refrigerante líquido na pressão correspondente à descarga do compressor	[kJ/kg].

O fator de perda  $F_l$  da equação (24) é obtido a partir da simplificação da Lei de Fourier para a condução de calor [40]:

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (26)$$

Estabelecendo que a variação da temperatura não tem outra dependência senão do ponto geométrico onde ela é considerada na parede do calorímetro, a equação (26), pode ser modificada para diferenças finitas;

$$q = \frac{-kA}{\Delta x} \Delta T \quad (27)$$

Considerando o termo agrupado;

$$F_l = \frac{-kA}{\Delta x}$$

Tem-se

$$q = F_l \Delta T \quad (28)$$

Onde:

q	fluxo de calor	[W];
F <sub>l</sub>	fator de perda	[W/K];
k	coeficiente de condutividade	[W/(mK)];
A	área	[m <sup>2</sup> ];
T	temperatura	[K];
x	espessura da parede	[m].

Para levantamento do fator de perda, a norma estabelece que o calorímetro (vaso de pressão) tenha a sua temperatura interna aumentada em 15 °C em relação à temperatura externa e que nessa condição seja medido o fluxo de calor que atravessa a parede. Esse valor é obtido pela quantidade de calor cedido à base do calorímetro. O fluxo de calor somente poderá ser obtido após a estabilização dos gradientes de temperatura e do próprio fluxo.

Os seguimentos tracejados na figura 13 sugerem uma forma de fechamento do circuito, mas, a norma permite uma certa liberdade para modificações. A figura 14 representa o diagrama p x h do método A.

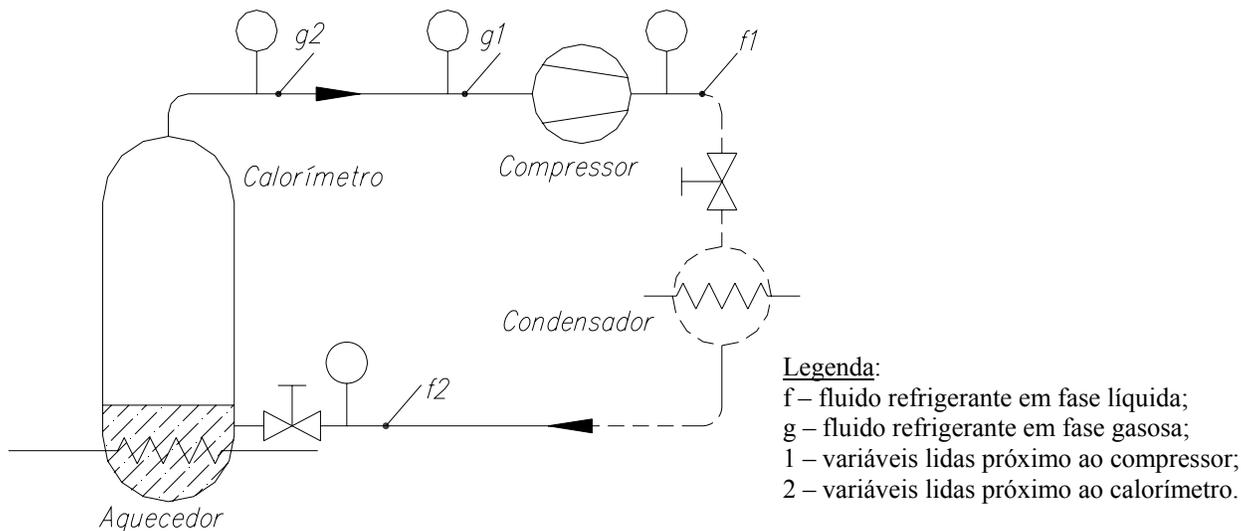
#### 2.4.2 Método B – calorímetro inundado

De acordo com a figura 15, o circuito que utiliza calorímetro inundado possui a mesma configuração física do circuito que usa calorímetro com fluido secundário. No calorímetro inundado o fluido expande e muda de fase dentro de uma câmara com volume relativamente maior que uma serpentina, fato que atenua bastante a pulsação da pressão de sucção, mas pode se tornar um problema pela possibilidade de acumulação ou esvaziamento de massa no interior do calorímetro. A condição imposta pela equação 22 pode não ser verdade.

O problema de risco de rompimento do vaso em caso de sobrepressão continua, visto que o gás está em contato direto com a parede do recipiente, mas é menor que no calorímetro a fluido

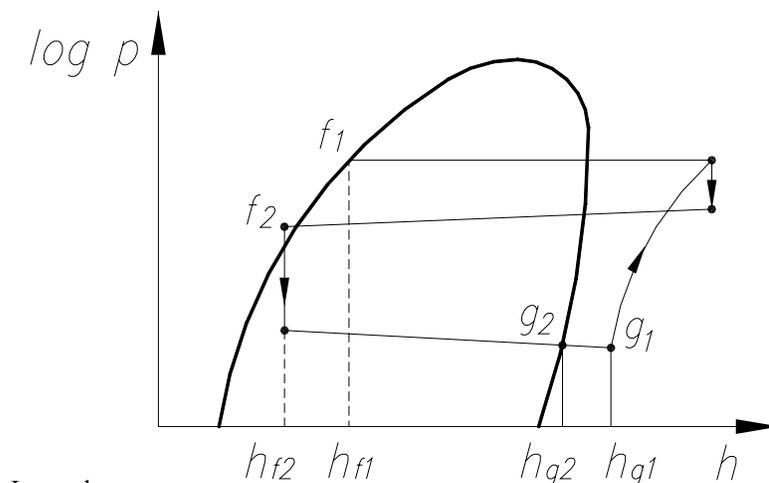
secundário. O menor risco se deve ao fato que a pressão máxima do vaso será durante o desligamento do circuito onde as pressões são equalizadas. Neste instante a pressão é intermediária entre a pressão de descarga e sucção. No calorímetro do método A, a resistência pode sobre aquecer o fluido e gerar pressões elevadas, maiores que o suportado pelo vaso.

A formulação matemática é a mesma que foi apresentada no método A.



**Figura 15 – Circuito de refrigeração para o método B**

O diagrama pressão x entalpia da figura 16 é o mesmo do método A.



**Legenda:**  
 f – fluido refrigerante em fase líquida;  
 g – fluido refrigerante em fase gasosa;  
 $h_{f1}$  – entalpia de líquido saturado na pressão de saída do compressor;  
 $h_{g1}$  – entalpia de vapor na entrada do compressor;  
 $h_{f2}$  – entalpia de líquido na entrada do evaporador (antes da válvula de expansão);  
 $h_{g2}$  – entalpia de vapor saturado na saída do evaporador.

**Figura 16 – Diagrama p x h do método B**

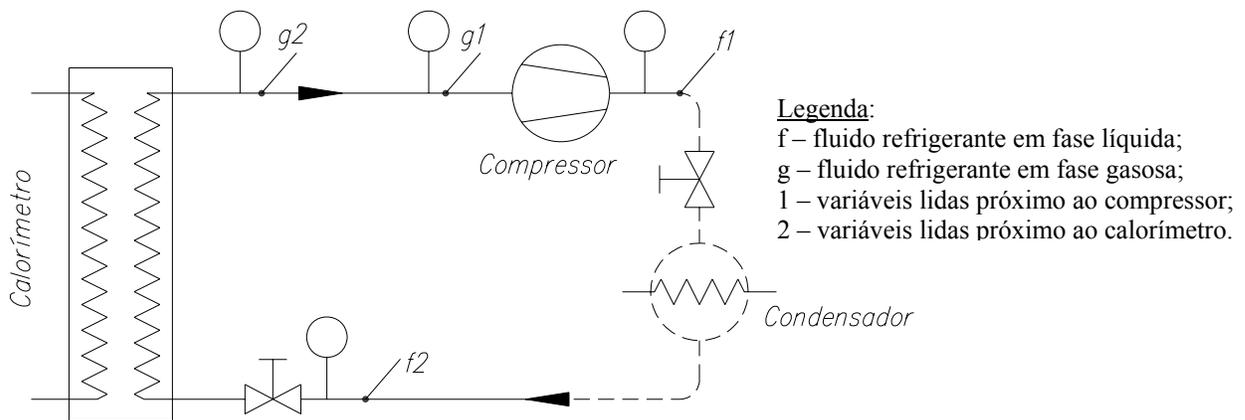
### 2.4.3 Método C – calorímetro a seco

Na figura 17 consta a representação do circuito do método C e na figura 18 o respectivo diagrama  $p \times h$ . Uma serpentina secundária fornece calor a serpentina primária (do fluido refrigerante), caso da fonte fornecedora de energia seja um fluido. Caso o fornecimento seja por resistências elétricas, essa deve ser enrolada em torno da serpentina primária.

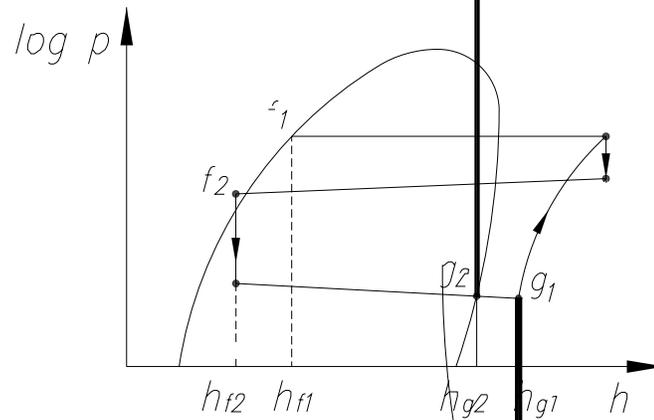
Esse tipo de calorímetro apresenta boa resposta dinâmica, se comparado com os métodos anteriores. Em termos de segurança é melhor que os métodos A e o B, pois o gás não deixa a tubulação durante o processo de evaporação.

Em comparação com ao método B possui desvantagem no que tange o fato da pressão de sucção ser influenciada pela mudança de estado dentro de uma canalização e não num volume que funciona como *damper*.

A formulação matemática é a mesma do método A.



**Figura 17 – Circuito de refrigeração para o método C**



Legenda:

- f – fluido refrigerante em fase líquida;
- g – fluido refrigerante em fase gasosa;
- h – entalpia de líquido saturado na pressão de saída do compressor;
- h – entalpia de vapor na entrada do compressor;
- h – entalpia de líquido na entrada do evaporador (antes da válvula de expansão);
- h – entalpia de vapor saturado na saída do evaporador.

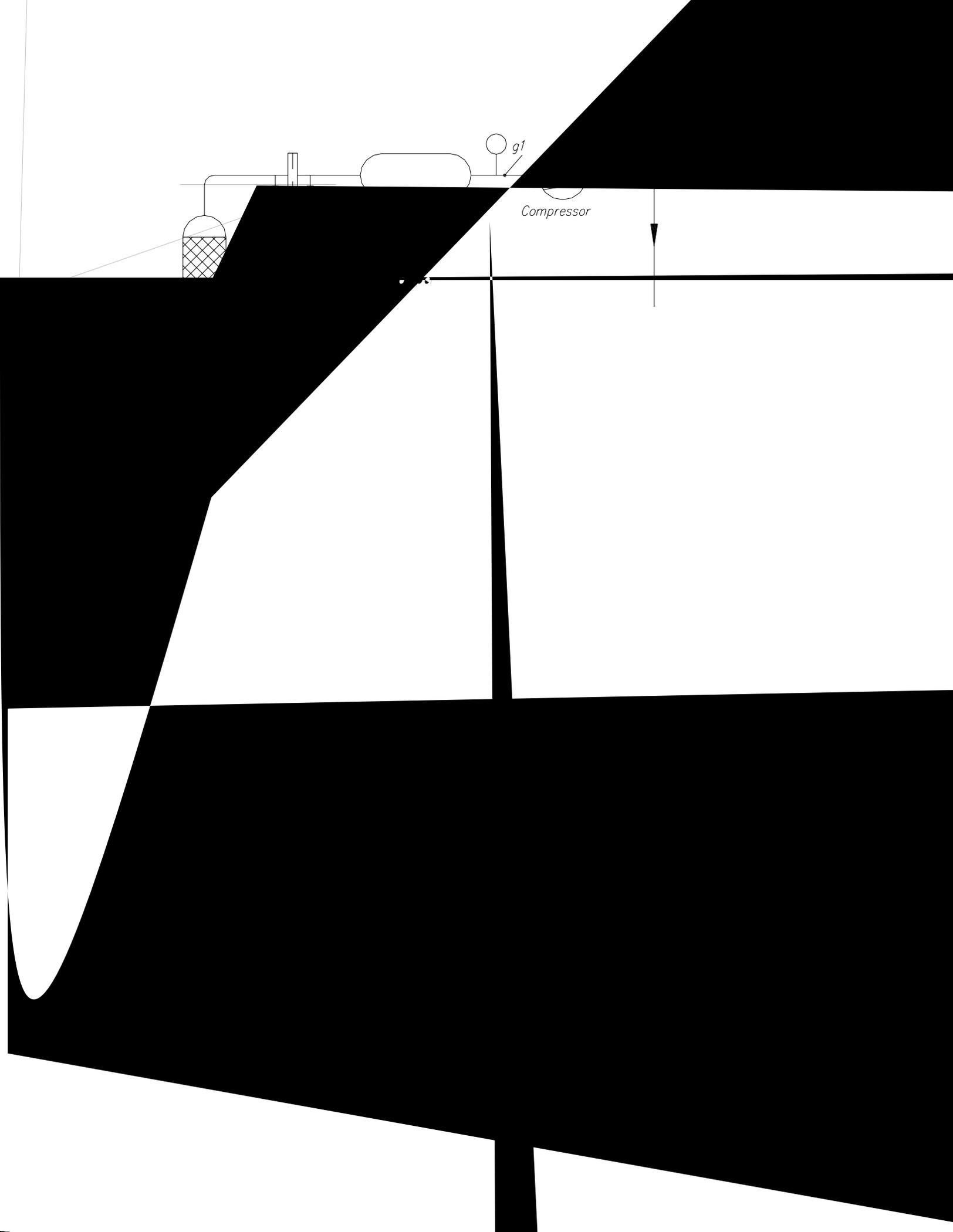
**Figura 18 – Diagrama p x h do método C**

Nestes métodos o fluxo de massa é medido diretamente através de sistemas de medição, sem a necessidade de balanços de massa e energia. A medição pode ser situada na linha de sucção para o método D1 (figura 19) e na linha da descarga para o método D2 (figura 20). Em ambos os casos o fluido refrigerante não necessita de mudança de fase. O circuito deve possuir dispositivos de controle de temperatura e pressão para os valores estipulados por norma.

Para esses dois métodos o cálculo da capacidade do compressor continua de acordo com a equação 25.

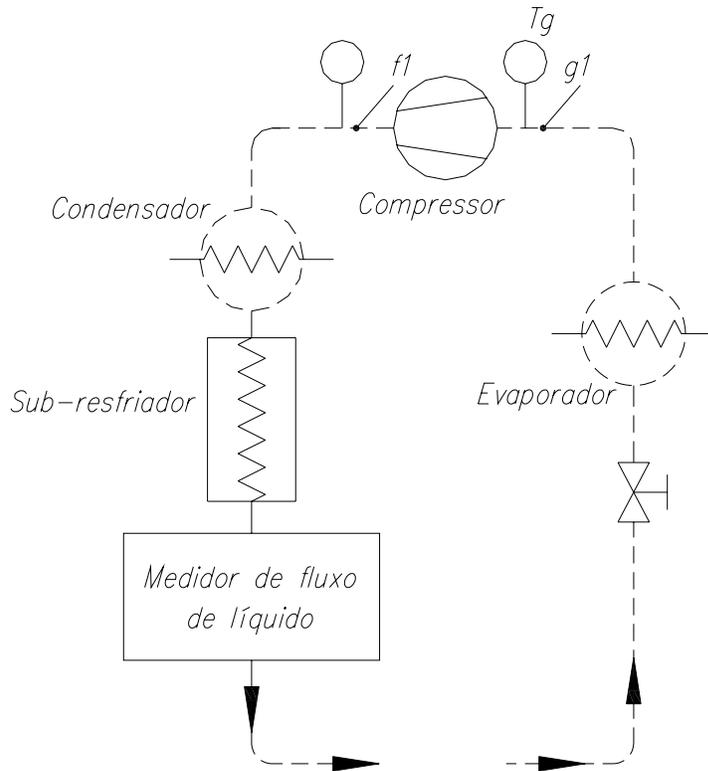
A medição do fluxo de massa é fortemente influenciada pela presença de óleo no fluxo de gás [4].

A norma ISO 917 [4] não apresentou diagrama p x h para estes dois métodos, mas a entalpia de líquido saturado na pressão de descarga – h – e a entalpia de vapor na entrada do compressor – h – são as mesmas utilizadas para o método A, B e C.



gl

Compressor

**Legenda:**

f – fluido refrigerante em fase líquida;

g – fluido refrigerante em fase gasosa;

1 – variáveis lidas próximo ao compressor.

**Figura 21 – Circuito de refrigeração para o método F**

$$\phi_o = \frac{q_v \rho}{1 - x(1 - \mu \rho)} \left[ (1 - x)(h_{g1} - h_{f1}) - c_o x(t_f - t_g) \right] \frac{V_{ga}}{V_{gl}} \quad (29)$$

Onde:

$\phi_o$	capacidade do compressor	[kJ];
$V_{ga}$	volume específico do refrigerante entrando no compressor, durante o ensaio	[m <sup>3</sup> /kg];
$V_{gl}$	volume específico do refrigerante entrando no compressor estabelecido anteriormente ao ensaio	[m <sup>3</sup> /kg];
$h_{g1}$	entalpia específica do refrigerante entrando no compressor nas condições básicas específicas de ensaio	[kJ/kg];
$h_{f1}$	entalpia específica do refrigerante líquido na pressão correspondente à descarga do compressor	[kJ/kg];
$q_v$	vazão volumétrica da mistura fluido refrigerante e	[m <sup>3</sup> /s];

	óleo	
$\rho$	massa específica do refrigerante referente à pressão e temperatura do local das medições	[kg/ m <sup>3</sup> ];
$x$	proporção de óleo contida na mistura óleo e fluido refrigerante	[Adimensional];
$\mu$	volume específico do óleo	[m <sup>3</sup> /kg];
$c_o$	calor específico do óleo	[kJ/(kg K)].

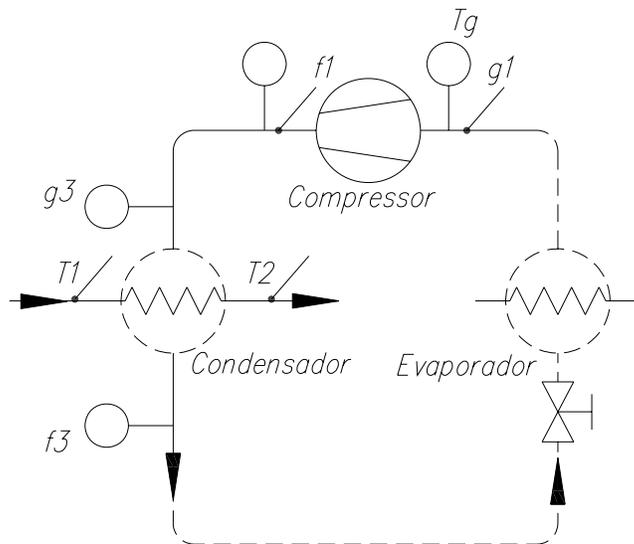
É necessário o uso da equação 29 porque o valor do volume específico do óleo lubrificante é considerável frente ao volume específico do fluido refrigerante condensado. Para os métodos D1 e D2, o volume específico do fluido refrigerante refere-se a fase gasosa, maior que o óleo que circula conjuntamente a ele e essa proporção maior permite o emprego da equação 25.

#### 2.4.6 Método G – condensador resfriado a água

O método G possui a mesma concepção dos métodos A, B e C, nos quais é quantificada a energia envolvida na mudança de fase para que seja conhecido o fluxo de massa de refrigerante (figura 22). Nesse método o condensador é um trocador de calor onde o fluido de arrefecimento é água.

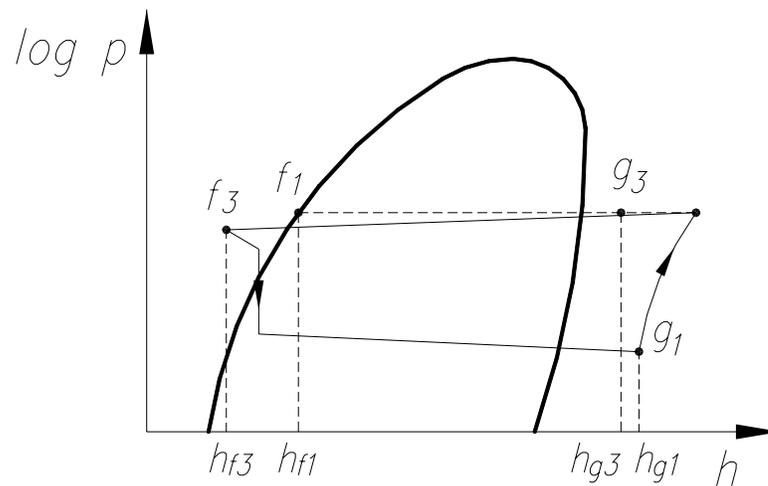
Conhecendo o fluxo de massa, a temperatura de entrada e de saída da água do trocador é possível calcular a potência entregue pelo fluido que está condensando. Para definir o fluxo de massa de refrigerante é necessário medir a pressão e temperatura de entrada e saída do refrigerante e dessa forma definir a entalpia, que, novamente com o balanço de massa, torna possível o conhecimento do valor final.

Na figura 22 tem-se o esquema de montagem do circuito de refrigeração e na 23 o diagrama p x h, do método F.

**Legenda:**

f – fluido refrigerante em fase líquida;  
 g – fluido refrigerante em fase gasosa;  
 1 – variáveis do fluido de trabalho lidas próximo ao compressor;  
 3 – variáveis do fluido de trabalho lidas próximo ao condensador;  
 T1 – temperatura do fluido de condensação na entrada do condensador;  
 T2 – temperatura do fluido de condensação na saída do condensador.

**Figura 22 – Circuito de refrigeração para o método G**

**Legenda**

f – fluido refrigerante em fase líquida;  
 g – fluido refrigerante em fase gasosa;  
 $h_{f1}$  – entalpia de líquido saturado na pressão de saída do compressor;  
 $h_{g1}$  – entalpia de vapor na entrada do compressor;  
 $h_{f3}$  – entalpia de líquido subresfriado na saída do condensador;  
 $h_{g3}$  – entalpia de vapor superaquecido na entrada do condensador;  
 p – pressão.

**Figura 23 – Diagrama p x h do método G**

O fluxo de massa é;

$$q_{mf} = \frac{c(T_2 - T_1)q_{mc} + F_l(T_r - T_a)}{h_{g3} - h_{f3}} \quad (30)$$

Onde:

$q_{mf}$	fluxo de massa de refrigerante	[kg/s];
$c$	calor específico da água	[J/(kg K)];
$T_1$	temperatura de entrada no trocador	[K];
$T_2$	temperatura de saída do trocador	[K];
$q_{mc}$	fluxo de massa de água no condensador	[kg/s];
$F_l$	fator de perda	[W/K];
$T_r$	temperatura de saturação de líquido	[K];
$T_a$	temperatura ambiente	[K];
	entalpia específica do vapor de refrigerante	
$h_{g3}$	entrando no condensado	[J/kg];
	entalpia específica do refrigerante líquido saindo	
$h_{f3}$	do condensador	[J/kg].

Este método apresenta alta incerteza. Essa afirmação é baseada em dados experimentais e encontra respaldo teórico no elevado valor da capacidade térmica da água frente à potência de refrigeração dos circuitos que ensaiam compressores domésticos.

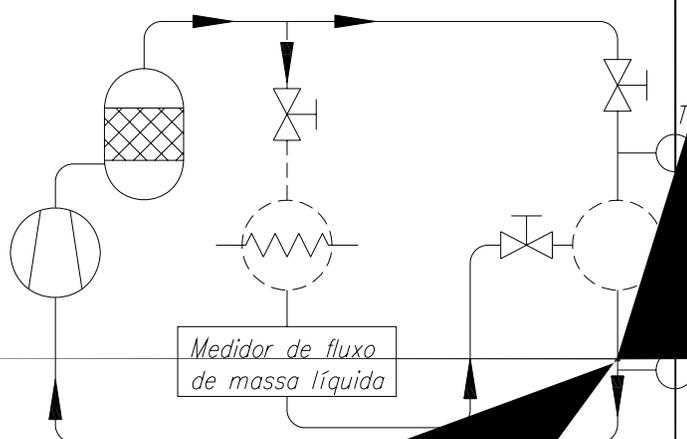
A capacidade de refrigeração ajustada para as condições específicas de ensaio é calculada pela equação 25.

#### 2.4.7 Método J – resfriamento parcial do vapor de refrigerante

A vazão mássica de refrigerante é definida através da condensação parcial do refrigerante que circula a alta pressão, da medição do fluxo de massa do fluido condensado e, depois, pela re- evaporação desta fração condensada com finalidade de resfriamento do gás remanescente – figura 24.

Após correção das perdas, a razão do refrigerante condensado para o não condensado é o inverso da razão das entalpias específicas dos dois fluxos de fluido que se misturam no resfriador de gás. A figura 24 mostra esquematicamente o método de medição do fluxo de massa e a figura 25 o diagrama  $p \times h$ .

Este método é aplicado para altas vazões. Possui como ponto negativo o fato de ter um número maior de fontes de incerteza na determinação da vazão mássica do refrigerante.



O Fluxo de massa do método J é dado pela equação (31).

$$q_{mf} = q_{ml} \left[ 1 + \frac{(h_{g5} - h_{f2}) - F_l / q_{ml} (T_a - T_f)}{(h_{g4} - h_{g5})} \right] \quad (31)$$

Onde;

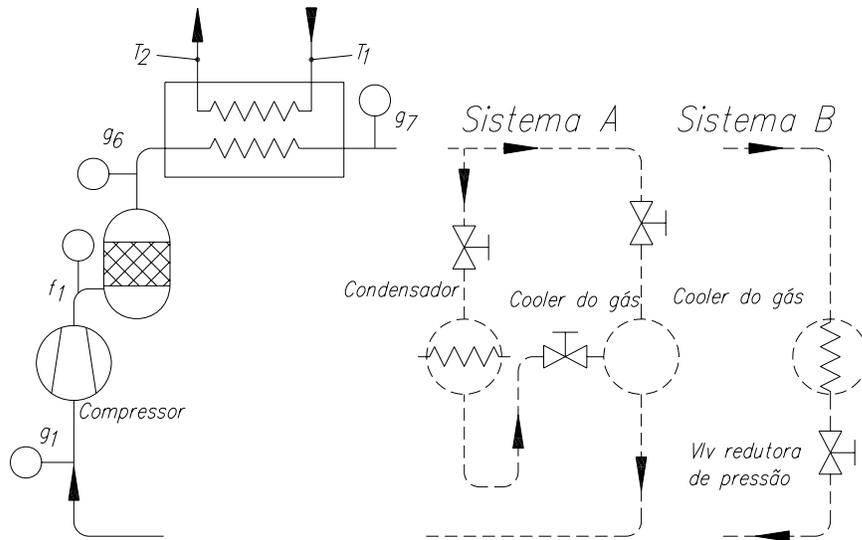
$q_{mf}$	fluxo de massa de refrigerante (total)	[kg/s];
$q_{ml}$	fluxo de massa de refrigerante na fase líquida	[kg/s];
	entalpia específica do vapor de refrigerante	
$h_{g5}$	resfriado saindo do trocador de calor	[kJ/kg];
	entalpia específica do fluido refrigerante líquido	
$h_{f2}$	entrando na válvula de expansão	[kJ/kg];
$F_l$	fator de perda	[W/K];
$T_a$	temperatura ambiente	[K];
	temperatura de saturação correspondente a pressão	
$T_f$	de descarga do compressor	[K];
	entalpia específica do vapor de refrigerante	
$h_{g4}$	entrando no trocador de calor	[kJ/kg].

#### 2.4.8 Método K – calorímetro na linha de descarga

O método do calorímetro na descarga compreende a medição do fluxo de massa de refrigerante a partir da quantificação de energia necessária para variar a entalpia do gás, aquecendo-o ou resfriando-o; porém, sem mudança de fase.

O meio de resfriamento ou aquecimento é um líquido de calor específico conhecido.

O circuito pode ser completado de acordo com os esquemas A ou B da figura 26. As condições do gás na entrada e saída do compressor devem ser mantidas fixas, pois é através dela que é calculado a capacidade do compressor, de acordo com a recomendação da norma.

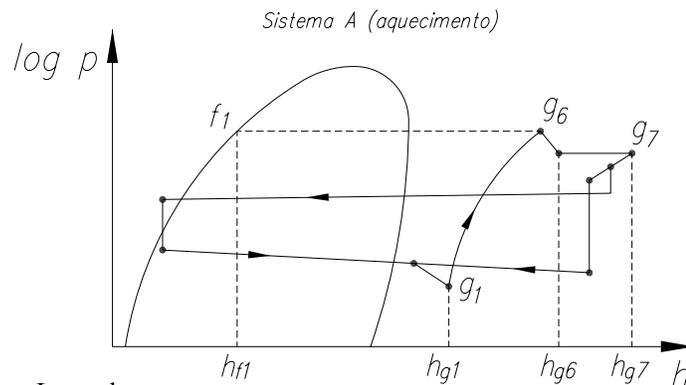


**Legenda:**

- f – fluido refrigerante em fase líquida;
- g – fluido refrigerante em fase gasosa;
- 1 – variáveis do fluido de trabalho próximo ao compressor;
- 6,7 – variáveis do fluido de trabalho próximas ao calorímetro;
- $T_1$  – temperatura do fluido de arrefecimento ou aquecimento na saída;
- $T_2$  – temperatura do fluido de arrefecimento ou aquecimento na saída.

**Figura 26 – Circuito de refrigeração para o método K**

Os diagramas  $p \times h$  ( $\log(p) \times h$ ) para as diferentes configurações são representados nas figuras 27, 28, 29 e 30.

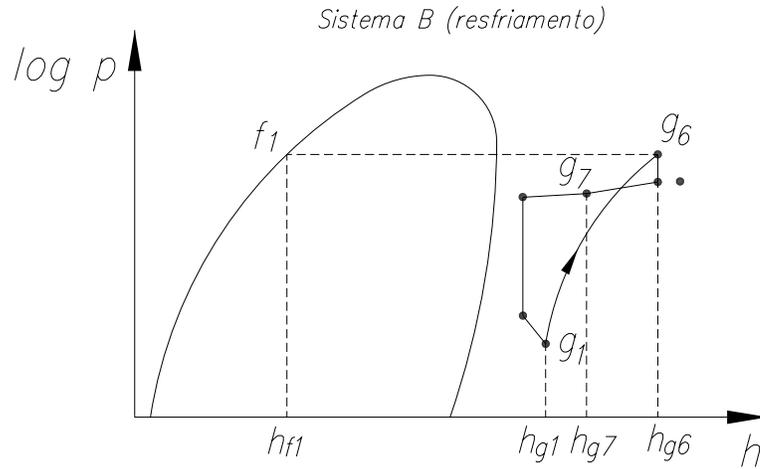


**Legenda**

- f – fluido refrigerante em fase líquida;
- g – fluido refrigerante em fase gasosa;
- 1 – variáveis do fluido de trabalho próximo ao compressor;
- 6,7 – variáveis do fluido de trabalho próximas ao calorímetro
- $h_{f1}$  – entalpia de líquido saturado na pressão de saída do compressor;
- $h_{g1}$  – entalpia de vapor na entrada do compressor;
- $h_{g6}$  – entalpia de vapor superaquecido na entrada do calorímetro;
- $h_{g7}$  – entalpia de vapor superaquecido na saída do calorímetro.

**Figura 27 – Diagrama  $p \times h$  do método K, com sistema A e aquecimento no calorímetro**



**Legenda**

- f – fluido refrigerante em fase líquida;
- g – fluido refrigerante em fase gasosa;
- 1 – variáveis do fluido de trabalho próximo ao compressor;
- 6,7 – variáveis do fluido de trabalho próximo ao calorímetro
- $h_{f1}$  – entalpia de líquido saturado na pressão de saída do compressor;
- $h_{g1}$  – entalpia de vapor na entrada do compressor;
- $h_{g6}$  – entalpia de vapor superaquecido na entrada do calorímetro;
- $h_{g7}$  – entalpia de vapor superaquecido na saída do calorímetro.

**Figura 30 – Diagrama p x h do método K, com sistema B e resfriamento no calorímetro**

O fluxo de massa é dado do método K é dado pela equação 32.

$$q_{mf} = \frac{q_{ml}c(T_2 - T_1) + F_l(T_c - T_a)}{(h_{g5} - h_{g7})} \quad (32)$$

Onde:

$q_{mf}$	fluxo de massa de refrigerante (total)	[kg/s];
$q_{ml}$	fluxo de massa de refrigerante na fase líquida	[kg/s];
	entalpia específica do vapor de refrigerante	
$h_{g6}$	entrando no calorímetro	[kJ/kg];
	entalpia específica do fluido refrigerante líquido	
$h_{g7}$	saindo do calorímetro	[kJ/kg];
$F_l$	fator de perda	[W/K];
$T_a$	temperatura ambiente	[K];
$T_c$	temperatura do corpo (referência) do calorímetro	[K];

	temperatura de entrada do fluido de resfriamento	
$T_1$	ou aquecimento no calorímetro	[K];
	temperatura de saída do fluido de resfriamento ou	
$T_2$	aquecimento no calorímetro	[K];
	calor específico do fluido de resfriamento ou	
$c$	aquecimento	[J/(kgK)];

A capacidade do compressor é dada pela equação 25

## 2.5 VARIÁVEIS QUE DEFINEM A OPERAÇÃO DE UM CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO

São definidas como variáveis de um circuito de refrigeração: pressão, temperatura e vazão.

Pressão e temperatura definem o estado termodinâmico do fluido em qualquer ponto do circuito; tornam a entalpia conhecida. A vazão aliada ao conhecimento da variação de entalpia entre entrada e saída do evaporador – por exemplo – define a capacidade de refrigeração do circuito. Com relação à pressão, será abordada a forma de controle que pode ser utilizada na BEC. Com relação à temperatura serão abordados os meios disponíveis para medição. Foi feita essa opção porque a pressão é uma variável de fácil leitura, mas de difícil controle; a temperatura possui mais fácil controle, mas, em termos metrológicos, difícil leitura.

Os transdutores de pressão foram selecionados para medições absolutas, para evitar as correções da pressão atmosférica, que poderiam introduzir erros e prejudicar os objetivos do trabalho desenvolvido por [24].

Com relação à temperatura ocorre o inverso da pressão (dentro dos limites da aplicação da BEC), ou seja: possui maior complexidade de medição e menor complexidade no controle.

A leitura da vazão, igualmente a pressão, foi definida em conjunto com [24]. A opção foi pelo medidor baseado no efeito de Coriolis, que oferece a possibilidade de medição direta da vazão mássica. O controle da vazão mássica é realizado, de forma implícita, pelo controle da pressão na descarga e na sucção e pela temperatura desses pontos. O grau de abertura das válvulas de sucção e de descarga permite que seja estabelecida uma vazão volumétrica referente ao diferencial de pressão. A vazão volumétrica atrelada à densidade do fluido resulta na vazão mássica.

A seguir está a apresentação relativa às definições tomadas acerca do controle da press

condicionadores de ar [17]. Os tubos capilares possuem um diâmetro que varia de 0,5 a 1,5 mm e comprimento que pode chegar a 5 metros [18]. É utilizado com pouco custo no controle automático da vazão quando a carga varia. A variação da temperatura no condensador ou no evaporador dita a diferença de pressão que será imposta sobre o capilar, aumentando ou diminuindo a vazão. O seu baixo custo, simplicidade e a condição de partida de baixo torque para o compressor (por permitir a equalização da pressão) são as razões para o seu uso. Não possui partes móveis e os parâmetros de projeto selecionados durante a concepção do circuito são o diâmetro e o comprimento, de acordo com a capacidade de refrigeração exigida e do tipo de refrigerante utilizado.

#### 2.5.1.1.2 Válvulas termostáticas

A válvula termostática (figura 31) [38] opera modulando a passagem de fluido refrigerante de acordo com a pressão interna ao bulbo e com a diferença de pressão entre entrada e saída. A pressão a montante tem participação no esforço do deslocamento da agulha de fechamento, mas pode ser desconsiderada em termos de descrição de funcionamento.

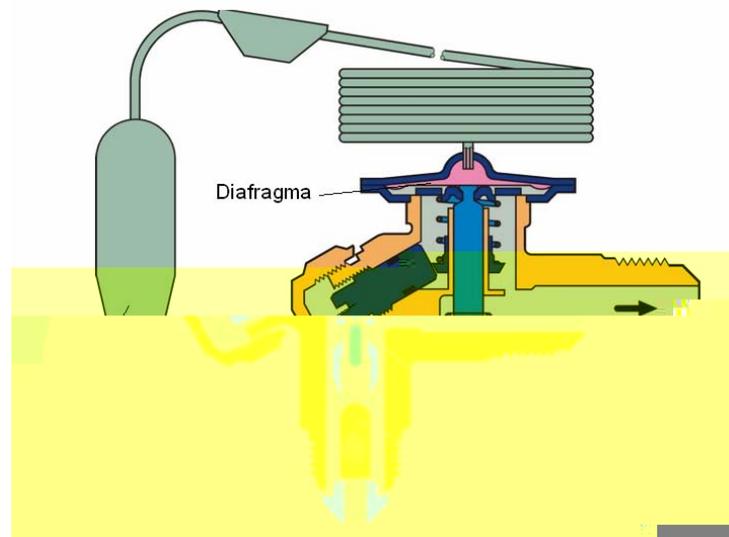
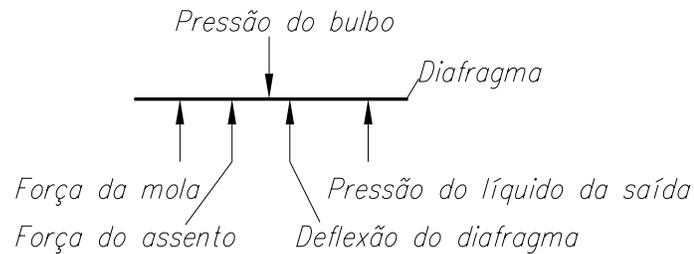


Figura 31 – Válvula termostática [38]

O gás entra na válvula pelo orifício inferior, inicialmente passa pelo filtro e depois atinge a agulha. Essa é ligada diretamente ao diafragma que abre a passagem do fluido quando a pressão do bulbo é maior que a pressão do líquido de saída. Fecha em situação contrária.

Em equilíbrio, a força gerada pela pressão do gás do bulbo na parte superior da válvula se iguala à soma da força da mola, da pressão de descarga do fluido refrigerante, com a força do assento e a resistência da deflexão do diafragma (figura 32).

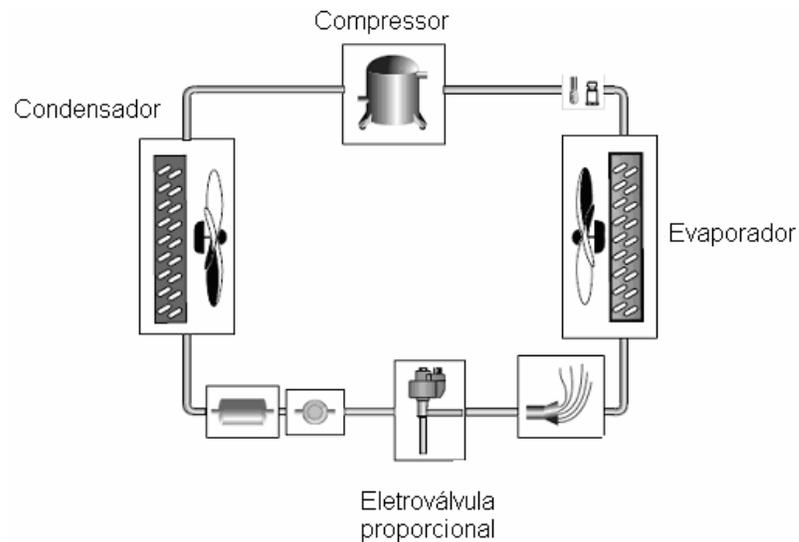


**Figura 32 – Diagrama de equilíbrio da válvula termostática**

Quando a temperatura aumenta no evaporador é sinal que está faltando fluido refrigerante na fase líquida para dar manutenção ao ponto de operação. Com o aumento da temperatura, ocorre um aumento da pressão dentro do bulbo, que por seu turno, provoca o desequilíbrio (deflexão) do diafragma e possibilita a passagem de fluido refrigerante. Quando a pressão no evaporador aumenta, pelo aumento do volume de refrigerante, a contra pressão obriga o fechamento da válvula e daí a queda de pressão dentro do bulbo, restabelecendo o equilíbrio. A temperatura permanece baixa durante a evaporação do fluido deixado dentro do evaporador e, por conseguinte, a pressão do bulbo permanece igualmente abaixo do equilíbrio do diafragma. O processo volta a se repetir até que o equilíbrio seja atingido, situação na qual a válvula deixa de

oscilar para operar com uma abertura estabelecida.

pressão de um bulbo. Algumas operam com realimentação para orientação da posição do mecanismo de abertura, outras dependem de sensores ou de transdutores externos para fechamento da malha de controle.



**Figura 33 – Circuito de refrigeração utilizando eletroválvula proporcional**

São indicadas para aplicações automatizadas, onde, por exemplo, o ponto de operação tenha que ser variado ao longo do processo, como maturação de certos produtos alimentícios.

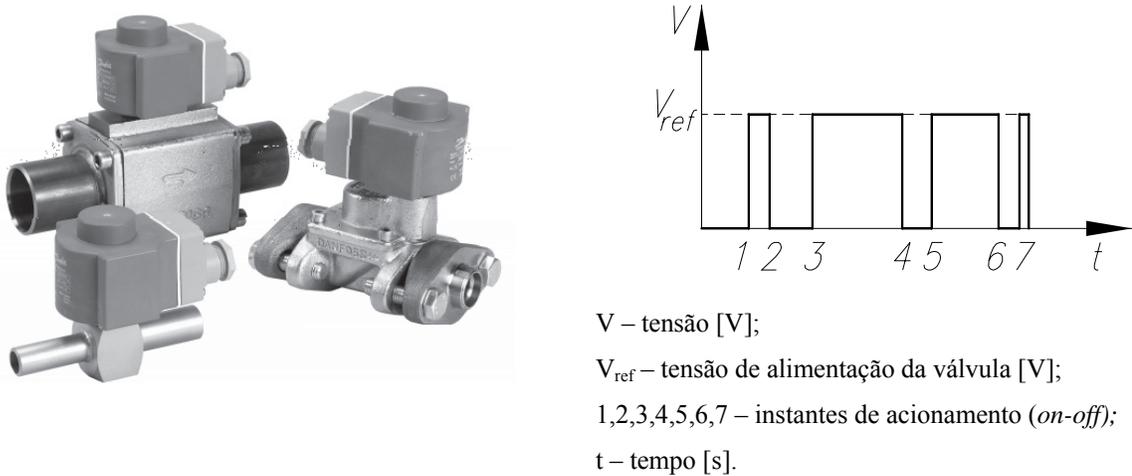
Alguns dados de catálogo sugerem que possa haver problemas no ensaio de compressores de baixa vazão mássica, pois o funcionamento no início da faixa de operação é instável no controle da vazão e não completamente estanque com o fechamento total da válvula.

#### ***2.5.1.1.4 Válvulas com modulação PWM***

As válvulas com modulação de vazão por PWM (*pulse width modulation*) são válvulas de expansão que se confundem com válvulas solenóides *on/off* comuns, pois operam com fechamento e abertura total do fluxo [38] – figura 34.

A diferença reside na condição de operação em ciclos que mantêm, durante intervalos de tempo, a válvula totalmente aberta ou totalmente fechada. A vazão média é proporcional à proporção de tempo em que a passagem de fluido permaneceu aberta ou fechada.

As válvulas *on/off* não resistem à severidade da operação em ciclos com alta frequência.

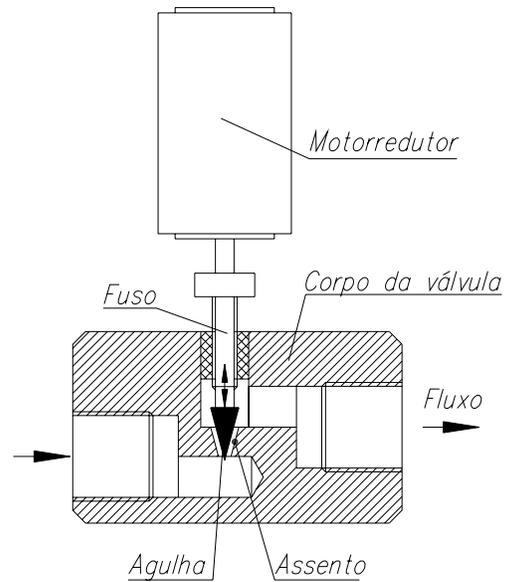


**Figura 34 – Válvula de expansão com operação via PWM [38] [39]**

Possuem, como característica básica, um escoamento pulsado e aplicação para circuitos com capacidade de refrigeração entre média a elevada.

#### **2.5.1.1.5 Válvulas agulha com acionamento por motor**

A válvula agulha acionada por motor é uma montagem (adaptação) utilizando uma válvula com obturação por agulha [40] (em uso nos circuitos de refrigeração) e um mini motor-reductor que aciona o fuso de abertura e fechamento (figura 35). Este tipo de configuração permite ajuste fino da vazão em altas pressões pela boa relação de proporcionalidade entre número de voltas do fuso e o ganho de área da sede e agulha válvula. Fato negativo é a lenta resposta dinâmica.



**Figura 35 – Válvula motorizada tipo agulha**

A relação de dependência entre vazão e pressão é dada pela equação 33.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (33)$$

onde

$Q$	vazão volumétrica	[m <sup>3</sup> /s];
$\Delta p$	diferença de pressão sobre a válvula	[N/m <sup>2</sup> ];
$\rho$	massa específica do fluido refrigerante	[kg/m <sup>3</sup> ];
$A$	área de passagem da válvula	[m <sup>2</sup> ];
$C_d$	coeficiente de descarga	[adimensional].

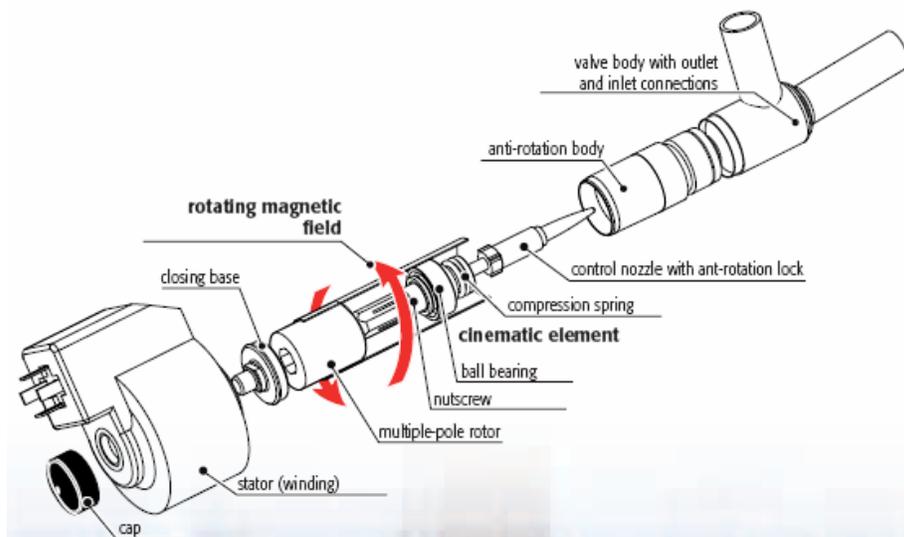
Pela equação 33, considerando a diferença de pressão estável, a variação da vazão é diretamente proporcional à variação da área; logicamente isso pode ser assumido para pequenas mudanças de área e tempos pequenos, pois a pressão tem dependência da vazão; e a vazão da área.

Vale lembrar que as válvulas motorizadas tipo agulha, controladas via PWM e válvula proporcional, são funcionalmente empregadas para controle de vazão e o emprego para controle

de pressão se deve ao fato de ser possível o controle da queda de pressão entre montante e jusante do fluxo (equação 33).

#### 2.5.1.1.6 Válvulas acionadas por motor de passo

As válvulas acionadas por motor de passo (figura 36) possuem as mesmas características que as válvulas descritas no item 2.7.1.1.5, com a diferença que o motor de passo permite programação do valor do ângulo de abertura ou fechamento do fuso de acionamento do assento de obturação da válvula (figura 37). Com a válvula motorizada tipo agulha não existe nenhum tipo de controle da variação da área de passagem, apenas a informação do efeito da abertura ou fechamento, que pode ser a resposta em pressão ou vazão.



**Figura 36 – Vista explodida da válvula de expansão acionada por motor de passo**

A válvula controlada a partir do motor de passo permite que na partida (início do ensaio) as válvulas sejam ajustadas próximas do ponto de operação, evitando oscilações desnecessárias na pressão e na vazão. Aqui também os dados de catálogo sugerem instabilidade na operação próxima ao início da faixa de controle.

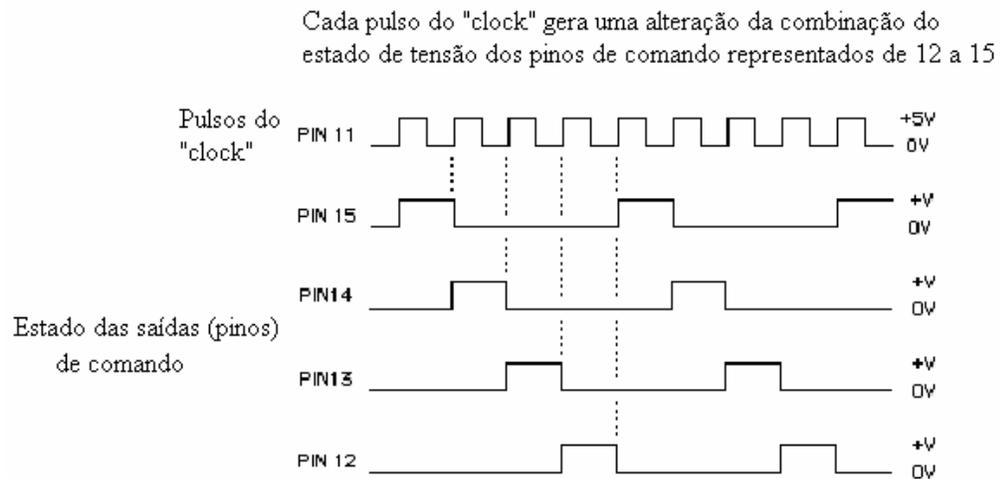


Figura 37 – Representação digital do controle (*drive*) de um motor de passo

### 2.5.1.2 Controle de pressão de descarga

Para controle da pressão de descarga podem ser utilizados os mesmos elementos descritos no item 2.7.1.1, excetuando o tubo capilar. Atenção especial deve ser dada à temperatura e à pressão de operação.

### 2.5.2 Temperatura

Temperatura é uma propriedade bastante familiar, mas de difícil conceituação [33]. A mesma fonte [33] define igualdade de temperatura e não propriamente temperatura, como sendo a ausência da variação de qualquer propriedade mensurável em dois corpos quando colocados em contato por um longo período.

A mensuração da temperatura pode ser feita de diversas formas; algumas são: variação de volume, variação de pressão e variação de características elétricas.

Cerca de 80% das medições de temperatura são realizadas com transdutores elétricos [42] e a quase totalidade é composta por termopares, termorresistores e termistores.

### 2.5.2.1 Termopares

Termopar é um transdutor que se vale do efeito de Seebeck, onde uma corrente é gerada quando dois metais dissimilares (normalmente em forma de fios) são conectados formando um circuito, com as junções expostas a temperaturas diferentes [42].

Abrindo um dos dois lados do circuito pode-se medir a “tensão de Seebeck” gerada pela diferença de temperatura dos dois extremos. Com a temperatura conhecida na extremidade aberta (conectada ao módulo de aquisição de temperatura) e sendo conhecida a relação entre temperatura e tensão do par metálico que forma o termopar, a temperatura da outra extremidade (unida) se torna igualmente conhecida. Para cada tipo de termopar existe um polinômio que correlaciona a temperatura com a tensão gerada. Sempre existe uma junta de referência quando se realizam medições com termopares [32].

Os termopares mais comuns são:

- tipo J: formado pelo par ferro e constantan;
- tipo K: formado pelo par níquel/cromo e níquel;
- tipo T: formado pelo par cobre e constantan;
- tipo E: formado pelo par níquel/cromo e constantan;
- tipo B: formado pelo par platina +30% de ródio e platina + 6% de ródio;
- tipo S e R: formados pelo par platina e platina/ródio.

Na tabela 4 constam as faixas de medição e o erro permitido para cada termopar em cada faixa.

**Tabela 4 – Tipos de termopares e seus respectivos erros permissíveis (ANSI)**

<b>Norma ANSI</b>	<b>Faixa de temperatura [°C]</b>	<b>Limite de erro</b>	<b>Materiais</b>
J	0 a 277	± 2,2 °C	ferro-constantan
	277 a 760	± 0,75%	
K	0 a 277	± 2,2 °C	NiCr-Ni
	277 a 1260	± 0,75%	
T	-101 a -59	± 2 °C	cobre-constantan
	-59 a +93	± 0,8 °C	
	93 a 371	± 0,75%	
E	0 a 316	± 1,7 °C	NiCr-constantan
B	316 a 971	± 0,5%	
S e R	871 a 1705	± 0,5%	Pt-PtRh 10%
	0 a 538	± 1,4 °C	Pt-PtRh 13%
	538 a 1462	± 0,75%	PtRh-PtRh 30/6%

### 2.5.2.2 Termorresistores

Os termorresistores, ao contrário dos termopares, não são transdutores auto-geradores, isto é; necessitam de alimentação elétrica externa. Corrente elétrica deve circular através do sensor para que a variação de resistência seja detectada com a variação de temperatura.

São produzidos a partir de materiais de alta pureza. Os mais comuns são: platina, cobre e níquel. Possuem como características positivas estabilidade e incertezas menores que outros transdutores. Como características negativas possuem custo mais elevado e a necessidade alimentação externa estabilizada, que pode gerar auto-aquecimento.

O material largamente empregado na fabricação de termorresistores ou RTD (*Resistance Thermal Detector*), como são chamados, é a platina. Seguem na tabela 5 os erros admissíveis desse tipo de termorresistência [43] [46].

**Tabela 5 – Limites de erros admissíveis para os termorresistores de platina [43]**

Temperatura [°C]	Tolerância			
	Classe A		Classe B	
	[±°C]	[±Ω]	[±°C]	[±Ω]
-200	0,55	0,24	1,3	0,56
-100	0,35	0,14	0,8	0,32
0	0,15	0,06	0,3	0,12
100	0,35	0,13	0,8	0,30
200	0,55	0,20	1,3	0,48
300	0,75	0,27	1,8	0,64
400	0,95	0,33	2,3	0,79
500	1,15	0,38	2,8	0,93
600	1,35	0,43	3,3	1,06
650	1,45	0,46	3,6	1,13
700	-	-	3,8	1,17
800	-	-	4,8	1,28
850	-	-	4,6	1,34

Igualmente aos termopares, os termorresistores possuem polinômios que correlacionam a resistência com temperatura.

### 2.5.2.3 Termistores

Termistores são transdutores resistivos fabricados a partir de materiais semicondutores.

Apresentam grande variação de resistência com a variação de temperatura. A variação pode ser positiva (PTC – *Positive Temperature Coefficient*) ou negativa (NTC – *Negative Temperature Coefficient*)[32].

Os termistores são empregados normalmente dentro da faixa de (-70 a + 130)°C na função de junta de referência para termopares ou de sistemas de controle de temperatura ambiente; devido a sua alta sensibilidade. Possibilitam medições com incerteza de  $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ [42].

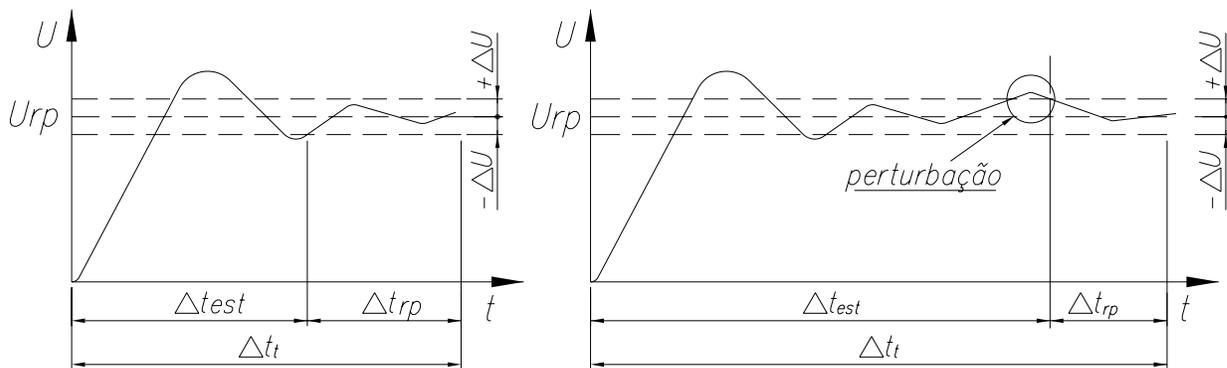
São problemas a falta de normatização e a carência de informações acerca da estabilidade com o tempo.

Através da revisão bibliográfica buscou-se conhecer de forma mais aprofundada o compressor, os procedimentos de ensaios e as formas usuais de medição e controle das principais variáveis envolvidas.

### 3 ANÁLISE DO PROBLEMA E PROPOSTA DE AÇÕES

As propostas de melhorias foram baseadas na relação de deficiências apresentadas pela empresa no momento do estabelecimento da parceria com o Labmetro. O elenco de melhorias necessárias à consecução dos objetivos foi dividido em frentes: redução global de incerteza da bancada; desenvolvimento de métodos de medição de corrente, tensão e potência com baixo custo e baixa incerteza; análise computacional do transitório para inferir os resultados em regime permanente e redução do tempo total de ensaio.

O objetivo deste trabalho é a redução da duração dos ensaios pela diminuição do tempo demandado no transiente e na eliminação das limitações que comprometem a estabilidade do ensaio durante o regime permanente - figura 38.



#### Legenda

$t_{est}$	tempo de estabilização;
$t_{rp}$	tempo de aquisição dos dados válidos (regime permanente);
$t_t$	tempo total de ensaio;
$U$	grandeza medida;
$\Delta U$	oscilação da grandeza medida;
$U_{rp}$	valor de regime permanente para grande medida.

**Figura 38 – Comportamento da bancada de calorímetro na estabilização e regime permanente antes das modificações**

Alguns requisitos foram respeitados na análise do problema para definição das ações a serem tomadas, como:

- máxima preservação da configuração existente nas bancadas de calorímetro em uso para que as soluções adotadas fossem economicamente viáveis;
- segurança sob o ponto de vista da operação;
- modularidade, facilidade de manutenção, robustez, confiabilidade metrológica e fornecedores confiáveis.

Para que o circuito de refrigeração empregado na BEC entre em regime permanente, as variáveis apresentadas na tabela 2 devem apresentar valores de oscilação menores que os limites de operação e esse objetivo é alcançado praticamente com a estabilização do fluxo de massa do circuito. O fluxo de massa constante de fluido refrigerante, por seu turno, é alcançado com a estabilização das condições de entrada e saída do compressor, ou seja: pressão e temperatura na sucção e descarga – essas duas variáveis definem a densidade do gás – e a estabilização da temperatura do próprio compressor. A rigor, a condição de saída é controlada a partir somente da pressão, porque a temperatura depende do processo de compressão e torna-se, então, uma variável isenta de controle.

A temperatura de sucção define parcialmente a densidade do gás, porque é controlada antes que o fluxo de fluido refrigerante em fase gasosa adentre o corpo do compressor. O que de fato define a densidade imediatamente antes da entrada do gás no cilindro do compressor é a temperatura do corpo e de partes adjacentes à tomada de sucção no cabeçote do compressor.

Caso o fluxo de massa seja medido a partir do balanço de energia e massa no calorímetro, a estabilização desse também é imperativa.

A estabilização do fluxo de massa a partir de um medidor de fluxo tem resposta praticamente imediata. Essa afirmação é amparada por constatações experimentais.

A seguir serão apresentadas as propostas para as variáveis que interferem diretamente na estabilidade e na redução do tempo de ensaio, que são: controle da pressão de sucção, controle da pressão de descarga, controle da temperatura de sucção, calorímetro e estabilização da temperatura do corpo do compressor.

### **3.1 CONTROLE DA PRESSÃO DE SUCCÃO**

A pressão de sucção teve dois aspectos levados em conta: a medição e o controle.

A medição, conforme comentado na revisão bibliográfica, não foi alvo do trabalho, mas mesmo assim é dedicado um tópico – 3.1.1 – para definição dos locais de montagem no circuito.

#### **3.1.1 Medição da pressão de sucção**

A pressão de sucção, nas bancadas em uso, é medida na saída do calorímetro e essa pressão é considerada comum a todo o ramo do circuito até a tomada de sucção do compressor.

Foi estudada a colocação de mais transdutores: um na saída do calorímetro, um na entrada do compressor e outro com uma tomada de pressão derivando do interior do corpo do compressor. Foi proposta, também, a mudança do modelo de transdutor. Antes era empregado um modelo que suportava valores de pressão nos níveis da equalização do circuito (10 bar) isso fazia com que durante o ensaio a medição fosse realizada no início da faixa. Juntamente com a substituição do transdutor foi proposto um circuito de proteção para pressões acima da operação, visto que a faixa de medição foi diminuída aos níveis da operação de 2 bar, mas durante a equalização a “pressão de baixa” pode chegar aos 10 bar.

Metrologicamente as incertezas são, quase que na maioria dos casos, relacionadas ao final da faixa de medição.

### **3.1.2 Atuador do controle da pressão de sucção**

O atuador de controle da pressão de sucção aplicado na bancada era do tipo válvula agulha motorizada, com a válvula posicionada no fundo e o motor na tampa do calorímetro.

Esta configuração de hardware apresenta como vantagem a robustez; como desvantagem a possibilidade de travamento no fim de curso, baixo tempo de resposta, falta da indicação da área de passagem e a falta de realimentação para indicar a taxa de ganho de área durante o acionamento.

A substituição deste atuador poderia ser feita por:

- válvula proporcional;
- válvula termostática;
- válvula controlada por motor de passo;
- válvula controlada via PWM.

As válvulas controladas por motor de passo foram descartadas porque em aplicações pregressas na empresa houve relatos de geração de ruídos elétricos à instrumentação durante a atuação, que ainda não foram sanados.

As válvulas proporcionais foram descartadas porque não houve uma clareza no entendimento do comportamento da curva de resposta frente a pulsações da diferença de pressão sobre o obturador da válvula e a possibilidade de não estanqueidade quando fechadas por completo.

A válvula com vazão modulada por controle PWM, segundo dados de fabricante, se prestam a aplicações com capacidade mínima na faixa de 100 W, com valores até 2000 W de capacidade de refrigeração, acima do requerido pelas bancadas;

Para substituição do hardware sobraram as opções: estudo mais aprofundado das válvulas proporcionais (desconhecidas) ou aplicação das válvulas temostáticas. Um fator negativo para as válvulas proporcionais é a permissão de uma vazão residual na ausência de sinal de comando.

As válvulas temostáticas, conforme descrição no item 2.5.1.1.2, permitem vazão através de seu corpo de acordo com a temperatura do bulbo, sendo que essa temperatura é transformada em pressão sobre o mecanismo de obturação. Logo, uma saída para aplicação seria criar um mecanismo de controle da temperatura do bulbo ou, então, o controle direto da pressão sobre o diafragma, simulando o bulbo. A última opção foi adotada por garantir um tempo de resposta menor que o controle de temperatura no bulbo.

A configuração final do atuador pode ser vista na figura 39, com a pressão de controle sendo controlada através de uma eletroválvula proporcional pneumática.

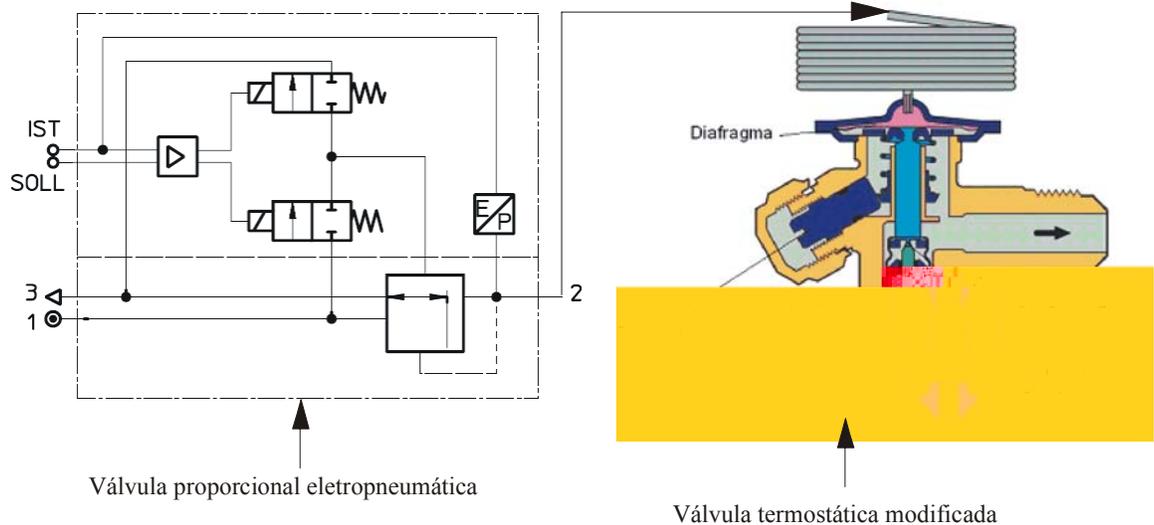
O tubo capilar foi conservado para possibilitar a instalação da válvula no fundo do calorímetro (evaporador) e ao mesmo tempo afastar a válvula de comando.

A eletroválvula pneumática selecionada para controle possui as seguintes características:

- sensibilidade: 0,4 bar/V (final da faixa de operação de 4 bar);
- erro de linearidade:  $\pm 1\%$  do final da faixa de operação;
- histerese:  $< 1\%$  do final da faixa de operação;
- tempo de acionamento com pulso de 0 a 100%:  $< 100$  ms;
- tempo de retorno:  $< 200$  ms.

Se somados os erros originados pela histerese e pela linearidade, no pior caso que é a soma aritmética dos valores [29] [54], o erro pelo comando da válvula resultante no controle seria da ordem do limite de 1% permitido para a pressão de sucção.

Esse erro é atenuado com o uso de malha fechada no controle.



Legenda:

IST – sinal da realimentação;

SOLL – sinal de referência;

1 – tomada suprimento de ar;

2 – tomada de trabalho (saída em pressão proporcional à tensão de alimentação);

3 – escape de ar.

**Figura 39 – Válvula termostática acionada pela eletroválvula proporcional (pneumática)**

## 3.2 CONTROLE DA PRESSÃO DE DESCARGA

### 3.2.1 Medição da pressão de descarga

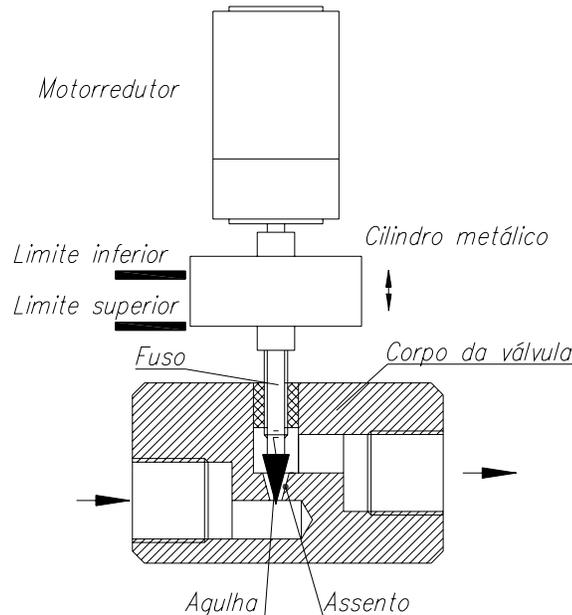
A medição da pressão de descarga na bancada recebida da empresa possuía um único ponto de medição, que foi mantido. Houve modificação do transdutor para atender às necessidades do trabalho de [24]. Detalhes construtivos foram observados, como isolar termicamente o transdutor das partes quentes da bancada e derivar o ponto de medição de pressão estática na distância igual a oito diâmetros após a tomada de descarga do compressor; recomendação da norma ISO 917 [3].

### 3.2.2 Atuador do controle da pressão de descarga

Hardware de controle da pressão de descarga permaneceu o mesmo (figura 40) que estava instalado na bancada: uma válvula agulha multivolta acionada por um micro moto-reductor.

Novamente foram estudadas as possibilidades de uso das seguintes formas de controle:

- válvula proporcional;
- válvula termostática;
- válvula controlada por motor de passo;
- válvula controlada via PWM.



**Figura 40 – Válvula motorizada da descarga**

As opções foram descartadas pelos mesmos motivos do controle da pressão de sucção; somados à condição de ser na linha de descarga, com pressão e temperatura mais elevadas. Pressão entre 15 e 20 bar e temperatura na ordem de 80 °C.

O sistema de controle de pressão de descarga permaneceu o mesmo, apesar de alguns problemas:

- travamento do mecanismo no fim-de-curso;
- não identificação da posição agulha de obturação do orifício de passagem em relação à sede;
- operação em *steps* controlados apenas por tempo, para abertura e fechamento.

Algumas propostas foram enumeradas, mas não houve tempo de implementação:

- utilização de encoders para medição da posição angular do fuso de controle da válvula;
- limitadores de torque de fechamento.

O comportamento da pressão de descarga é dependente da pressão de sucção. Logo, foi feita a opção por aguardar o comportamento conjunto e em especial da pressão de descarga, após as modificações da pressão de sucção.

### **3.3 ESTABILIDADE DO CALORÍMETRO**

A bancada recebida para as modificações e ensaios no Labmetro foi um equipamento que estava em operação no laboratório de avaliação da empresa. Ela possuía o circuito de refrigeração baseado no método A (item 2.4.1). Este método possui como principais características:

- manutenção de temperatura homogênea no interior do calorímetro;
- estabilidade durante operação (baixa susceptibilidade a perturbações térmicas externas);
- inércia térmica elevada (atraso na resposta do controle);
- exigência de uso de diversos dispositivos de segurança contra sobre-pressão do fluido refrigerante secundário.

O calorímetro já atenderia à necessidade de estabilidade pelas características acima, mas na contrapartida da estabilidade ele apresentava uma inércia térmica elevada. Com operação semi-automatizada, que é o padrão atual das bancadas na empresa, o valor de regime permanente do calorímetro seria estável, mas deslocado do valor desejado.

Como um dos objetivos desenvolvidos paralelamente a esta dissertação era a automação da bancada [24], uma análise envolvendo estabilidade e tempo de resposta eram necessárias.

Para que a configuração original com uso de calorímetro fosse preservada, foram selecionados os seguintes métodos de ensaio para análise:

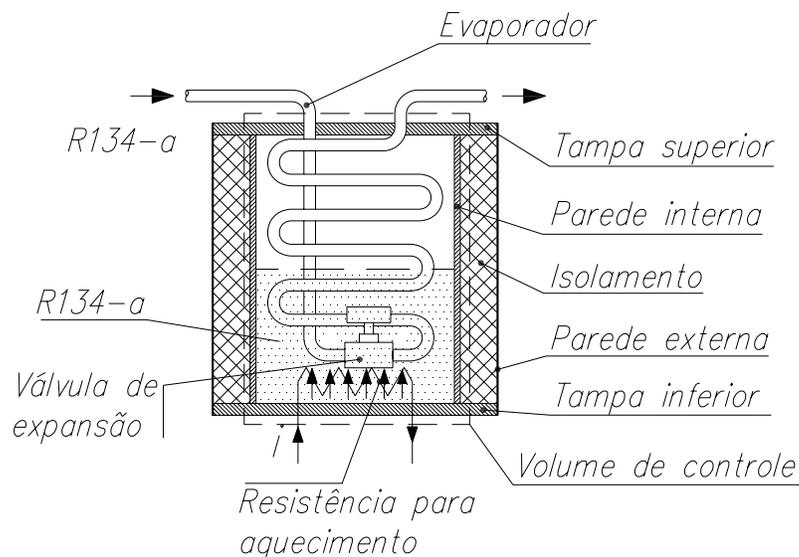
- método A: calorímetro a fluido secundário;
- método B: calorímetro a evaporação direta - inundado;
- método C: calorímetro a seco.

A norma prevê dois métodos de ensaio para cada bancada (concomitantes), que, a priori, podem ser sem o uso de calorímetro. Por solicitação da empresa os métodos com calorímetro foram preservados porque nas mesmas bancadas são realizados ensaios de unidades condensadoras, onde a avaliação da capacidade de refrigeração é imprescindível.

### 3.3.1 Calorímetro a fluido secundário

O calorímetro a fluido secundário (figuras 13 e 14) é constituído por um vaso de pressão de paredes cilíndricas duplas (com isolamento térmico intermediário) e tampas reforçadas, mas sem isolamento (figura 41).

Em seu interior está montada a serpentina que forma o volume onde o refrigerante muda de fase. O fluido refrigerante em fase líquida entra no calorímetro por um duto na parte alta do aparato e é conduzido até a válvula de expansão termostática na base. Esta válvula cumpre o papel do tubo capilar dos circuitos convencionais, isto é; promove a expansão isoentálpica. Após sair da válvula, o fluido encontra-se ainda na fase líquida, com baixa pressão e em estado de superaquecimento; condição que promove a evaporação dentro da serpentina em formato helicoidal ascendente. A medição da temperatura na saída da serpentina, na passagem pela tampa é para assegurar que todo fluido em fase líquida tenha evaporado no interior do calorímetro e o gás formado não entre excessivamente em superaquecimento.



**Figura 41 – Calorímetro inundado**

O fluido secundário saturado é do mesmo tipo do refrigerante que circula no interior do circuito. O estado de saturação é fixado pela quantidade de massa de fluido colocada no volume interno ao calorímetro e pela temperatura de equilíbrio energético entre fonte fornecedora de calor e processo evaporativo da serpentina. As trocas de calor entre a resistência de aquecimento e a serpentina de evaporação se dão – idealmente – à pressão constante no fluido de trabalho.

O método A é adequado para situações que requeiram estabilidade em longo prazo, mas menos indicado para obtenção do ponto de regime de ensaio e manutenção de estabilidade com sistemas rápidos. Ocorrem acúmulos (atrasos) de energia ao longo da planta de controle. Um calorímetro que responde de forma lenta satisfaz às exigências de uma bancada semi-automatizada. O operador tem tempo de perceber a deriva das variáveis e efetuar as correções.

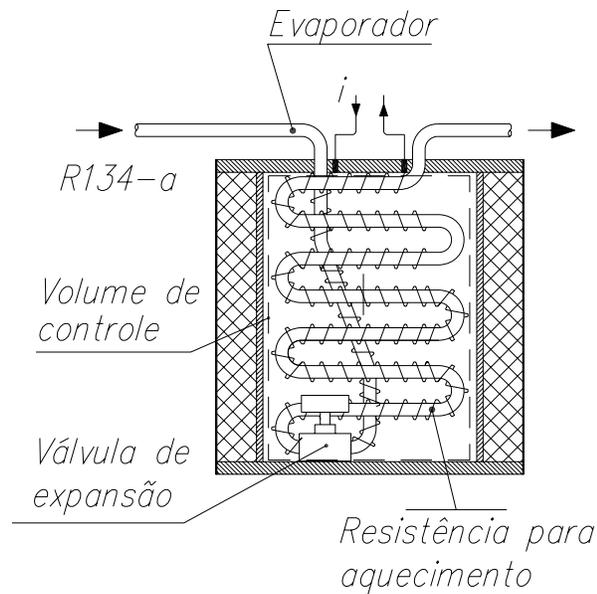
### **3.3.2 Calorímetro a seco**

O calorímetro a seco (figuras 17 e 18) pode ser implementado com o mesmo desenho mecânico que o calorímetro a fluido secundário, com a diferença da retirada do fluido secundário e a transferência da fonte de aquecimento – resistência elétrica – do fundo para ser colocada diretamente sobre a serpentina de evaporação (figura 42). O espaço entre a serpentina e as paredes deve conter isolamento térmica. O ambiente com vácuo seria o ideal para minimizar as perdas por convecção, mas sob o ponto de vista de engenharia essa construção é complexa porque a estanqueidade tem que ser garantida por um longo período (meses).

Sob o ponto de vista metrológico, o vácuo deve ser monitorado continuamente. A diminuição da pressão ou até a quebra do vácuo aumentaria as perdas do calorímetro, criando erros na avaliação do trocador.

A configuração onde a troca de fase ocorre dentro da tubulação em forma de serpentina contribui para a pulsação da pressão de sucção do compressor, que é uma das variáveis mais difíceis de controle nos ensaios usando BEC. À medida que a troca de fase ocorre, acontece o aumento da velocidade dentro da tubulação.

O volume específico aumenta significativamente, porque as bolhas de vapor que se formam impelem o fluido remanescente para frente criando turbulência e oscilação de pressão.



**Figura 42 – Calorímetro a seco**

A relação de volumes específicos, de líquido para vapor, para o fluido R 134-a é de 226,76 [2]. Essa assertiva pode ser corroborada com afirmação feita por [21] e como mostra a figura 43.

De maneira geral, os sistemas de sucção e descarga dos compressores alternativos são constituídos de uma ou mais cavidades, interligadas por intermédio de pequenos gargalos. O principal mecanismo responsável pelas oscilações de pressão no interior dessas cavidades pode ser descrito de maneira como segue: Quando ocorre uma súbita descarga de gás numa cavidade, a massa que escoar através do gargalo deve ser acelerada a fim de desobstruí-lo. A inércia do gás resiste a essa solicitação e, como resultado, é observado um aumento de pressão dentro da cavidade. Por outro lado, uma vez vencido os efeitos da inércia, o gás tende a persistir em seu movimento, provocando uma queda da pressão no interior da cavidade. A repetição desse processo resulta numa oscilação e se constitui num mecanismo dinâmico.

O calorímetro a seco possui como diferenças com relação ao calorímetro a fluido secundário o fato de não oferecer risco de ruptura do vaso de pressão pelo superaquecimento da resistência elétrica; demandar menos fluido refrigerante para ensaios; ter uma resposta dinâmica mais rápida e ter menos tendência a vazamentos de gás refrigerante.

A redução da inércia térmica se dá pelo reposicionamento do volume de controle, onde uma menor quantidade de massa está contida na análise, aumentando a taxa de variação da primeira parcela do segundo membro da equação 34.

$$\Sigma calor\ cedido + \Sigma calor\ recebido = \frac{dU_i}{dt} + perdas \quad (34)$$

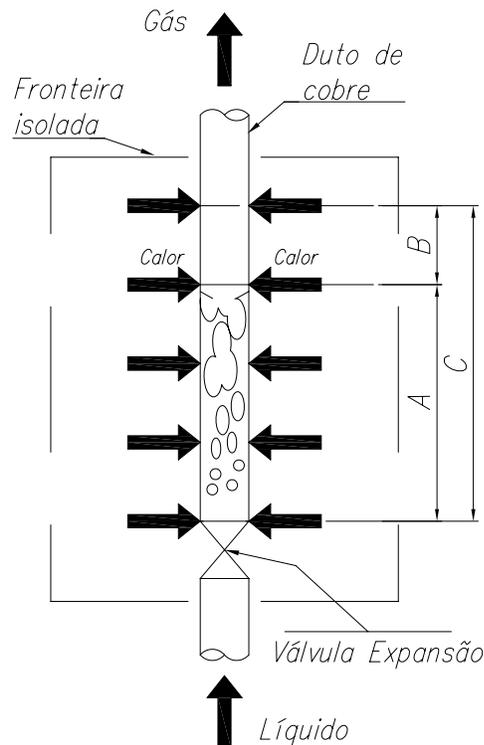
$$P_{el} - \dot{m} \cdot [h_s(T, p) - h_e(T, p)] = \frac{dU_i}{dt} + \text{perdas} \quad (35)$$

Sendo:

$$P_{el} = R \cdot I^2$$

Onde:

$P_{el}$	potência elétrica	[W];
$\dot{m}$	vazão mássica	[kg/s];
$h_s(T, p)$	entalpia específica na saída do calorímetro	[kJ/kg];
$h_e(T, p)$	entalpia específica na entrada do calorímetro	[kJ/kg];
$\frac{dU_i}{dt}$	taxa de variação da energia térmica da estrutura metálica (corpo)	[W];
R	resistência	[ $\Omega$ ];
I	corrente	[A].



A – região isotérmica;  
 B – região de superaquecimento;  
 C – zona de fornecimento de calor.

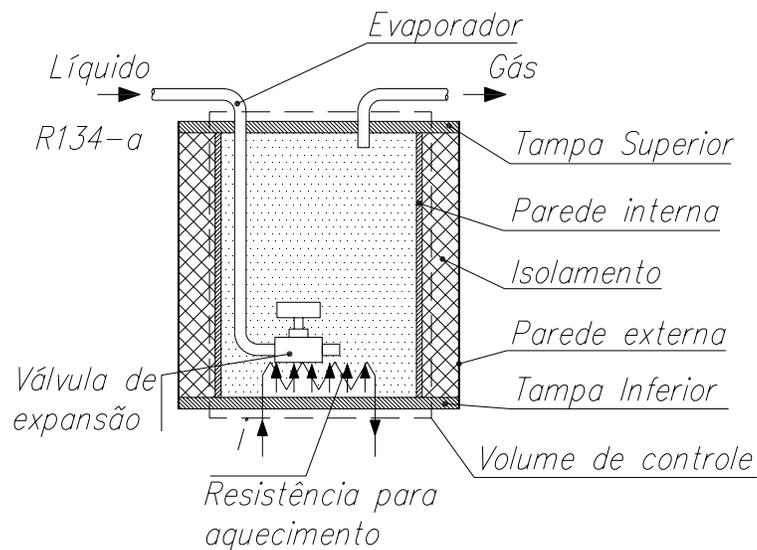
Figura 43 – Mudança de fase em dutos

### 3.3.3 Calorímetro inundado

No calorímetro inundado o gás expande diretamente dentro do vaso (figura 44) que nos outros dois métodos apresentados serve de contenção do fluido secundário e isolamento térmico (figuras 41 e 42).

Aqui, retorna o problema do calorímetro a fluido secundário com relação ao problema de ruptura do vaso de pressão e de inércia térmica, pois o fluido de trabalho entra em contato direto com a carcaça.

Em termos de modelagem, a parte interna da carcaça faz parte do volume de controle que deve ser integrado à análise o que aumenta inércia térmica do calorímetro em relação ao calorímetro a seco. Outra questão pertinente à operação e ao ensaio é o fato que o volume onde o fluido refrigerante, em fase líquida, expande é relativamente grande frente ao volume da tubulação do método calorímetro a seco e pode servir de acumulador temporário de líquido.



**Figura 44 – Calorímetro expansão direta - inundado**

Um sistema que acumula massa ou elimina massa durante a operação tem difícil controle; muito mais quando ela muda de fase e interfere termicamente no equilíbrio, como é o caso dos calorímetros.

### 3.3.4 Método selecionado

As três formas construtivas de calorímetro que foram descritas poderiam ser implementadas na BEC.

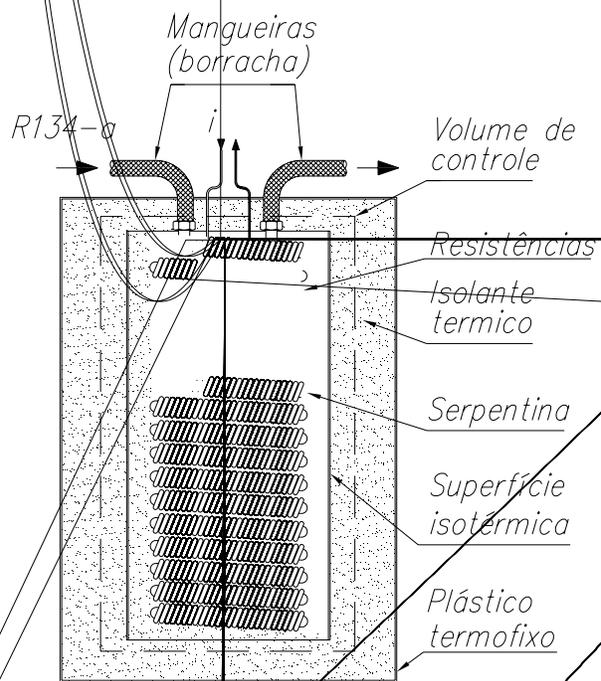
O resultado obtido pela primeira já era conhecido por ser o modelo utilizado em campo e ter um amplo histórico de resultados.

O modelo de calorímetro a seco foi testado rapidamente e se mostrou promissor, mas com restrições às perdas térmicas, que necessitavam de redução.

O modelo com expansão direta também foi testado, mas teve limitações no fator estanqueidade, na isolação térmica e na possibilidade de acúmulo de massa durante o ensaio.

Como solução final foi adotada uma configuração modificada do calorímetro a seco; onde o volume entre a serpentina e a parede foi preenchido com isolante térmico sólido granulado. A saída e entrada do fluido refrigerante e demais formas de condução de calor entre partes internas e externas ao vaso foram reduzidas ao máximo pela substituição de materiais condutores por isolantes (borrachas sintéticas). Na figura 45 também pode ser vista uma camada isotérmica, formada por uma chapa fina (0,5 mm) de alumínio – material altamente condutor de calor – conformada em geometria tubular. Ela foi incluída na montagem para criar uma superfície com temperatura homogênea ao longo da altura do corpo do calorímetro. As posições assinaladas com H/5 indicam os pontos onde as medições de temperatura foram realizadas com o escopo de obter a temperatura média para avaliação do coeficiente de perda e aplicação durante o ensaio requerido pela equação 28.

A temperatura externa utilizada para compor a diferença é medida no ar em repouso que circunda o calorímetro.



$$\frac{dT}{dt} = \left[ \frac{1}{M(t)c_v} \right] \left\{ q(t) + m_s(t)[h_s - h(t)] - T(t) \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left[ \frac{dV}{dt} - v(t)[m_s(t) - m_l(t) - m_d(t)] \right] \right\} \quad (36)$$

$T$	temperatura do gás dentro do cilindro	[K];
$P$	pressão do gás dentro do cilindro	[Pa];
$v$	volume específico do gás dentro do cilindro	[m <sup>3</sup> ];
$h$	entalpia específica do gás dentro do cilindro	[kJ/kg];
$h_s$	entalpia específica do gás na sucção	[kJ/kg];
$c_v$	calor específico do gás dentro do cilindro	[kJ/kgK];
$q$	taxa de transferência de calor entre o gás e a parede do cilindro	[W];
$V$	volume interno ao cilindro	[m <sup>3</sup> ];
$M$	massa de fluido no interior do cilindro	[kg];
$m_s$	fluxo de massa na sucção	[kg/s];
$m_d$	fluxo de massa na descarga	[kg/s];
$m_l$	fluxo de massa de vazamento	[kg/s].

Um fato a ser lembrado é que com o aumento da pressão de descarga, os esforços sobre os mancais do eixo aumentam e aumenta a geração de calor pontual. Lógico que devem ser respeitadas as condições de contorno do projeto.

Outro meio de geração de calor dentro do compressor é através da aceleração das perdas do motor elétrico, pelo efeito Joule ou pelo aumento da carga resistente na ponta do eixo – equação 37.

$$P_{el} = mc \frac{dT}{dt} + perdas \quad (37)$$

Após conhecer as possíveis formas de gerar calor no interior ao compressor, foram definidas ações para maximizar o aquecimento, explorando condições fora do regime normal de operação que poderiam levar a redução do tempo de transitório:

- aumento da pressão de descarga;
- variação da pressão de sucção;
- aquecimento do gás na sucção;
- geração de perdas elétricas no motor.

O perfil térmico do compressor é conhecido com o emprego de transdutores fixados no interior do compressor, em pontos importantes, sob a óptica térmica.

Os testes das situações acima poderiam gerar condições limítrofes de operação que poderiam comprometer a integridade metrológica da BEC. Além disso, ela não possui os sistemas de medição necessários para essa avaliação; principalmente a temperatura do compressor. Outra adaptação teria que ser realizada, adicionando o sistema de aquecimento do gás na sucção.

Em face a essas limitações, foi feita a opção pela construção de uma bancada auxiliar para estudar o comportamento do compressor durante o aquecimento.

O capítulo 4 é dedicado à descrição do desenvolvimento desse recurso laboratorial.

## 4 DESENVOLVIMENTO DE RECURSOS EXPERIMENTAIS

### 4.1 DEFINIÇÃO DOS EXPERIMENTOS

As duas formas de dissipar calor dentro do compressor expostas no final do capítulo 3, objetivando a redução do transiente de aquecimento, foram: pelas perdas Joules no motor e pela variação das condições termodinâmicas durante o ciclo de compressão.

A variação das condições termodinâmicas compreende a combinação de diferentes valores para pressão de sucção, da pressão de descarga e temperatura do gás de entrada.

As combinações escolhidas estão apresentadas na tabela 6.

Tabela 6 – Condições experimentais de aceleração do transitório

Condição	$T_e$ do gás [°C]	$p_s$ [bar]	$p_d$ [bar]
1	-	1,147	11,0
<b>2</b>	-	<b>1,147</b>	<b>14,7</b>
3	-	2,000	14,7
4	-	1,147	16,0
5	-	1,147	17,0
6	60	1,147	14,7
7	60	1,147	17,0

$T_e$  – temperatura de entrada (sucção);

$p_s$  – pressão de sucção;

$p_d$  – pressão de descarga.

A condição 2, da tabela 6, foi adotada com referência por ser uma das normalmente adotadas nos ensaios da Embraco. É conhecida como condição de *check-point*, com temperatura de evaporação de -23,3 °C e temperatura de condensação de 54,4 °C.

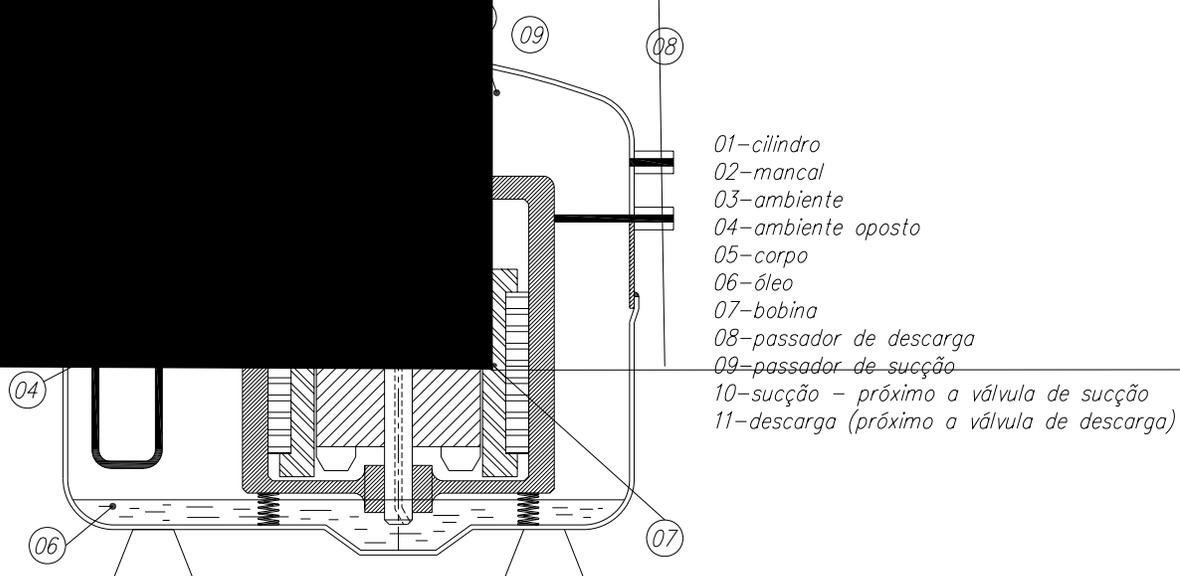
A variação das condições de alimentação elétrica consistem nas seguintes situações:

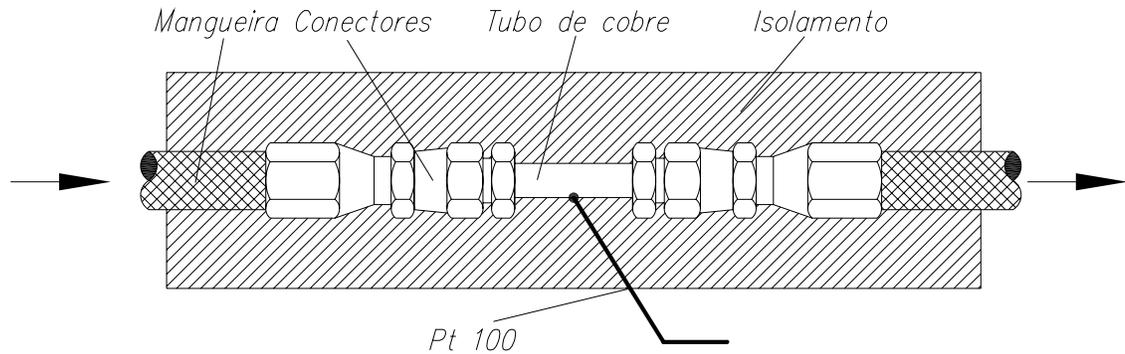
- alimentação do motor com tensão contínua superposta à alternada;
- alimentação do motor somente com tensão contínua;
- alimentação do motor com tensão alternada em nível reduzido, simulando a situação de rotor bloqueado;
- alimentação do motor com tensão alternada em nível nominal, simulando a situação de rotor bloqueado.



o para medição do perfil de temperatura do compressor  
 o Pt 100 – devido às suas características metrológicas –  
 foi realizada com termopares tipo T, bitola AWG 28, de  
 resistores, alguns locais necessitariam de uma usinagem  
 usar problemas mecânicos ao compressor, modificar o  
 ia do sensor.

mostrados na figura 46.





**Figura 47 – Colocação dos transdutores de temperatura nos dutos de entrada e saída do compressor na BPAC**

### 4.3 CONTRUÇÃO DA BANCADA AUXILIAR

A bancada auxiliar para estudo do transitório térmico de compressores é um circuito de refrigeração modificado para simulação de condições especiais de operação sobre o compressor, que seriam de difícil execução na BEC. Ela oferece a possibilidade de controle de pressão de sucção, pressão de descarga, temperatura do gás de entrada do compressor, variação da alimentação elétrica e aquisição dos dados relativos à pressão e temperatura do circuito e do compressor.

#### 4.3.1 Circuito de refrigeração da bancada auxiliar

O circuito de refrigeração foi montado procurando manter os controles de pressão de sucção e descarga similares aos definidos no capítulo 3, para a bancada de calorímetro. O circuito está representado na figura 48.

As válvulas das posições 2, 4 -5 são equivalentes ao conjunto descrito nos itens 3.1 e 3.2

O aquecedor de gás (posição 07) é construído com um tubo de cobre, de diâmetro 40 mm e comprimento de 400 mm, envolto por uma resistência elétrica.

Todo o conjunto é isolado termicamente do meio ambiente através de um tubo de material termofixo preenchido com isolante térmico granulado.

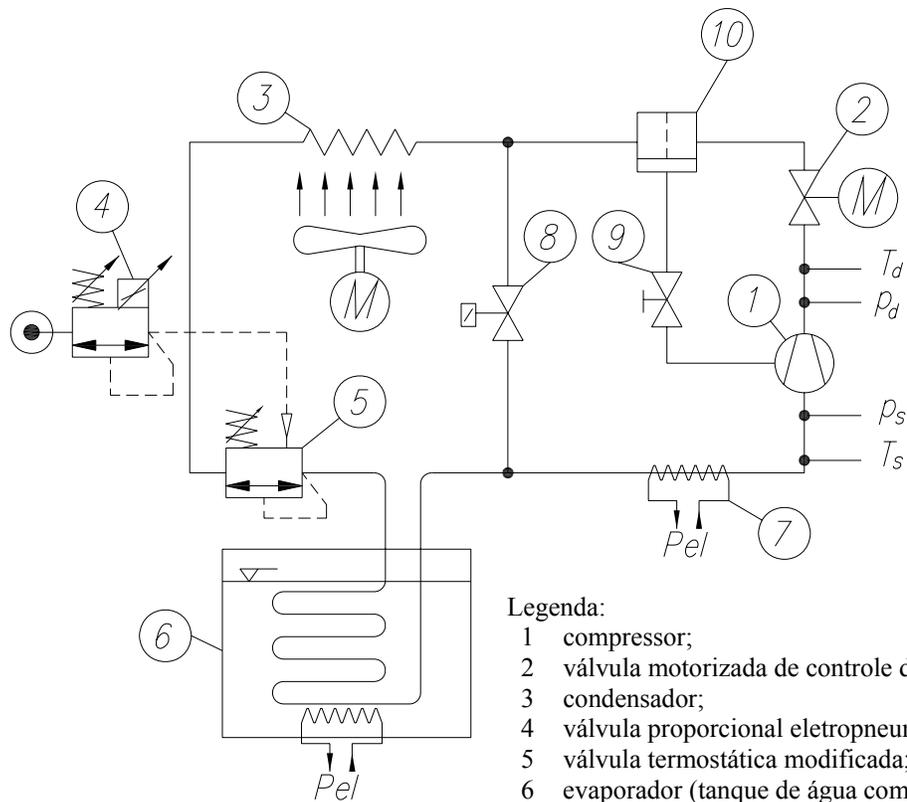
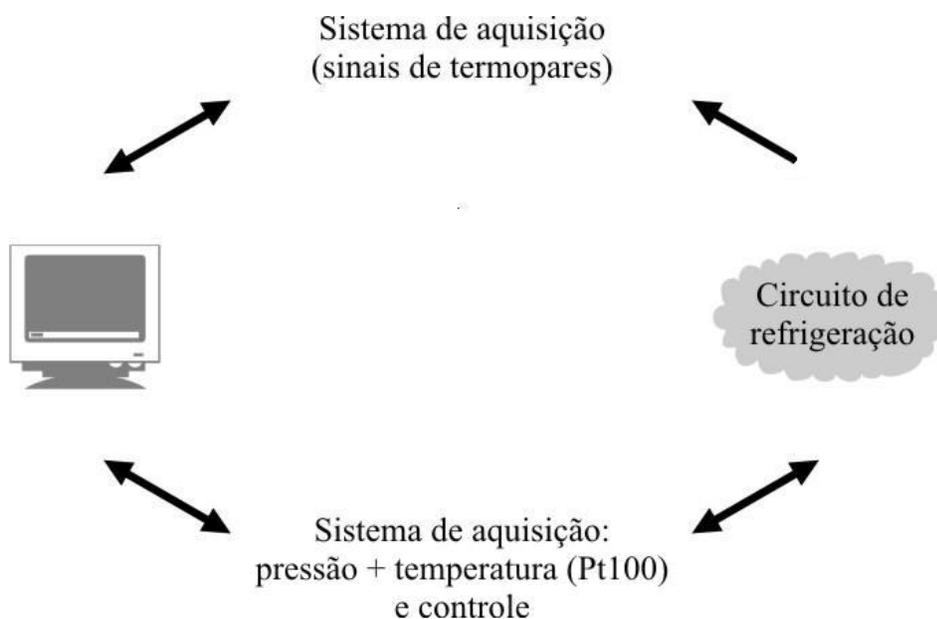


Figura 48 – Circuito de refrigeração da bancada auxiliar

#### 4.3.2 Controle e aquisição de dados da bancada auxiliar

O sistema de controle e aquisição de dados da bancada auxiliar foi montado de acordo com a figura 49 e 50.

O módulo para aquisição de sinais dos termopares tipo T, utilizados na instrumentação dos compressores, foi o HP 3497A [45].

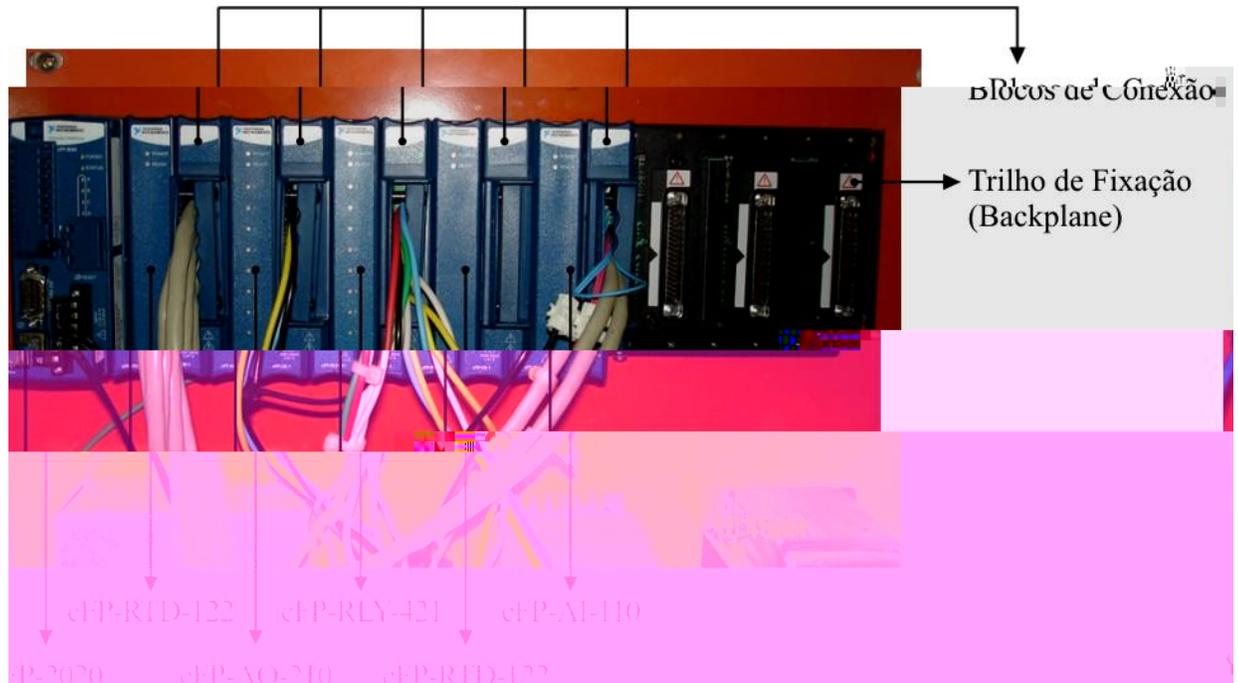


**Figura 49 – Esquema da bancada de auxílio de aquecimento de compressores**

O sistema de aquisição das temperaturas restantes, da pressão de descarga e sucção e controle da operação da bancada foi o módulo Compact Field Point (cFP) da National Instruments (figura 51) [41].



**Figura 50 – Bancada auxiliar – vista da estrutura pós montagem**



**Figura 51 – Módulo Compact Field Point fixado no painel de comando**

O sistema Compact Field Point foi utilizado por ser um novo módulo de aquisição e controle lançado pelo fabricante *National Instruments* pouco antes do início dos trabalhos relativos à redução do tempo de ensaio. A bancada auxiliar foi a oportunidade para testar o comportamento deste módulo. Os resultados serviriam para definir a arquitetura de controle e aquisição de dados de uma nova BEC, totalmente automatizada. Nessa bancada estão presentes praticamente todas as modificações testadas no transcorrer dos trabalhos desenvolvidos no Labmetro.

O software utilizado foi o LabView Real Time, também da National Instruments.

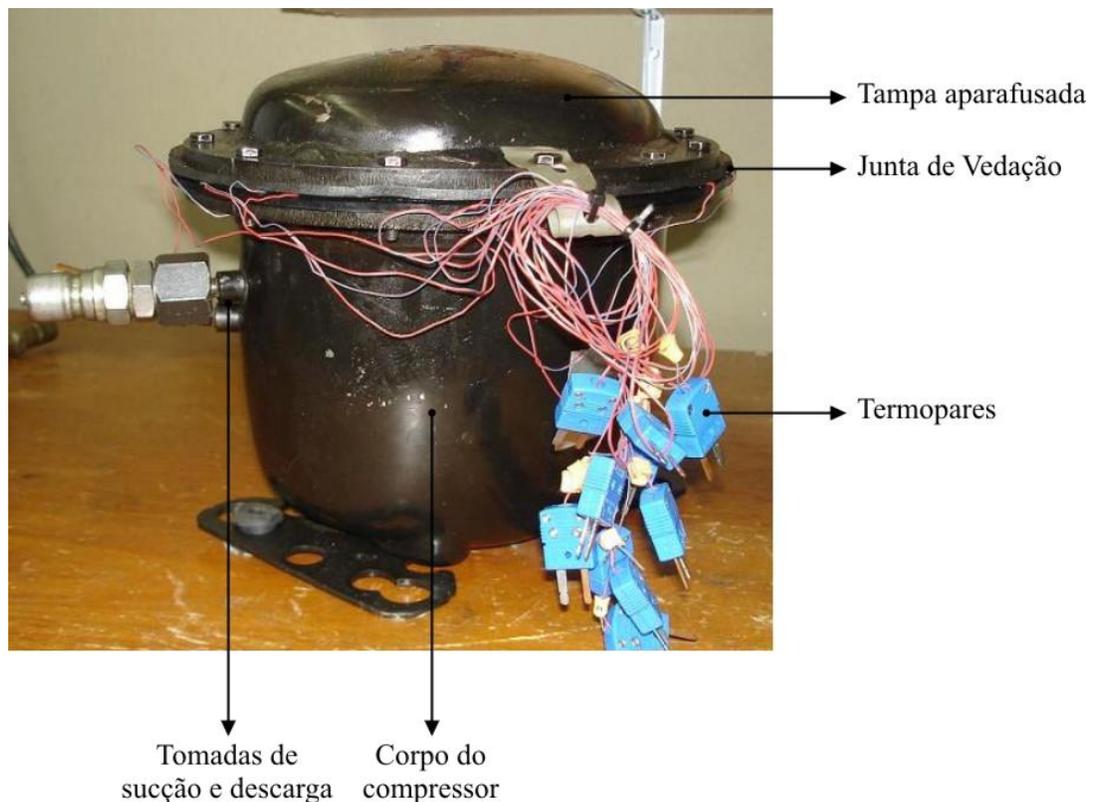
### 4.3.3 Sistemas de medição da bancada auxiliar

O sistema de medição utilizado para aquisição das temperaturas do interior do compressor via termopares tipo T foi o HP 3497A, com módulo 44422 A (*low thermal relay assembly with thermocouple compensation*) [45]. Os dados metrológicos constam na reprodução de parte do *data sheet* do anexo 1.

Para medição das quatro temperaturas externas ao compressor (via Pt 100), para medição das pressões de descarga e sucção (via transmissores de pressão) e para o controle da operação do sistema foi utilizado o módulo *Compact Field Point (National Instruments)*[41].

#### 4.3.3.1 Características metrológicas da bancada auxiliar com relação aos termopares

Os vinte termopares – utilizados dez a dez em cada um dos dois compressores (figura 52) – foram calibrados para obtenção da curva característica de resposta ( $mV \times T$ ) a partir de três pontos: 60, 110 e 200°C (apêndice 1).



**Figura 52 – Compressor instrumentado**

A densidade de pontos calibrados ao longo da faixa de medição deveria ser maior para outras aplicações, como no caso da BEC, mas o principal objetivo para a bancada auxiliar foi o levantamento do tempo necessário para a estabilização das temperaturas no compressor. Essa avaliação depende da diferença entre temperatura inicial do teste e temperatura de regime permanente; não propriamente do valor exato após estabilização.

O sistema de aquisição dos termopares (termopares e módulo HP 3497A) passou por uma segunda calibração nos pontos próximos à aplicação (55, 60, 70, 80, 100, 120, 150 e 180 °C) (apêndice 2) após os termopares terem sido calibrados a parte do módulo, para avaliar a incerteza dos canais de aquisição. Os termopares foram calibrados com temperaturas geradas no calibrador CL 350-A do fabricante Omega [32]. A incerteza expandida da temperatura gerada pelo calibrador é de  $\pm 0,1$  °C.

Os termopares apresentaram pequena variação na dispersão dos dados durante a calibração e por simplificação foi utilizada uma curva única para todos os termopares.

A incerteza adotada, conservativamente, foi o maior valor de erro máximo encontrado na calibração dos termopares.

O valor do erro máximo, para probabilidade da abrangência de 95%, foi de  $\pm 1,4$  °C (apêndice 1).

O módulo de aquisição HP 3497A, por seu turno, possui as seguintes características metrológicas, de acordo com o anexo 1:

- incerteza combinada da junta de compensação:  $\pm 0,1$  °C;
- coeficiente de deriva térmica:  $\pm 0,009$  °C/°C com base  $(23 \pm 5)$  °C ;
- estabilidade temporal:  $\pm 0,75$  °C para cada 1000 horas;
- variação da temperatura ao longo do bloco isotérmico:  $< 2$  °C.

Conforme descrito no apêndice 2, a tendência adotada para correção dos canais foram os valores em torno de 70 °C. É em torno desse patamar que a temperatura do corpo estabiliza.

Todos os canais foram corrigidos de acordo com o valor da tendência.

O valor da tendência que aparece na calibração dos canais do sistema de aquisição é devido à parcela sistemática do sensor da junta de compensação (junta fria). Essa afirmação pode ser feita com base na observação que o valor não se fez presente quando os canais foram testados com geradores de sinais simulando a tensão (em mV) do termopar. A incerteza relativa à variação da temperatura ao longo do bloco isotérmico já foi incluída automaticamente na verificação do comportamento do módulo de aquisição de temperatura, visto que a correção da tendência e a incerteza da tendência foram realizadas individualmente para cada canal.

A maior incerteza da tendência obtida foi  $\pm 0,47$  °C, para o canal que mede a temperatura ambiente no interior do compressor (apêndice 2). Essa incerteza, associada à incerteza dos termopares gera, uma incerteza combinada de  $\pm 1,5$  °C.

Esse valor foi utilizado na avaliação da incerteza do tempo de estabilização, ou seja: a incerteza do tempo foi relacionada à incerteza da medição da temperatura.

#### 4.3.3.2 Características metrológicas da bancada auxiliar com relação aos termorresistores

Os termorresistores utilizados foram conectados ao módulo cFP-RTD-122 [NI], módulo com capacidade para medir temperatura através de RTD (*Resistance Temperature Detector*) diretamente ou através de escalas de resistência nas faixas de 0 a 400 ou 0 a 4000 . Na opção RTD são possíveis medições com transdutores de platina tipo Pt 100 e Pt 1000 e na opção resistências é possível a utilização de transdutores resistivos.

Os termorresistores (Pt 100) aplicados foram da classe A, com conexão elétrica (circuito) a três fios – de modelos e comprimentos idênticos –, de modo a atenuar a incerteza oriunda do efeito da resistência dos cabos. As incertezas adotadas foram as da própria classificação da tabela 5. A adoção dessa incerteza partiu dos resultados das calibrações realizadas conjuntamente com o trabalho de [24].

O módulo de aquisição, na opção RTD, possui as seguintes características metrológicas, de acordo com catálogo do fabricante:

- incerteza combinada, levando em consideração o nível máximo de 5% de desigualdade entre comprimento dos cabos de conexão:  $\pm 0,15$  °C;
- resolução: 0,016 °C.

Na opção resistência, na faixa de 0 a 400 :

- *offset*: 0,06 ;
- ganho: 0,02% (típico, com faixa de medição de 400 );
- resolução: 0,0061 .

Segundo a norma ABNT 13773 [26]; a curva  $R_T \times T$  (resistência do RTD versus temperatura) para temperaturas menores que 0 °C para um RTD é:

$$R_T = R_o \left[ 1 + AT + BT^2 + CT^3(T - 100) \right] \quad (38)$$

E para temperaturas maiores que 0 °C:

$$R_T = R_o [1 + AT + BT^2] \quad (39)$$

Onde:

$R_T$	resistência do termorresistor a uma temperatura T	[ $\Omega$ ];
$R_o$	resistência do termorresistor a 0 °C	[ $\Omega$ ];
$T$	temperatura	[°C];
$A, B, C$	coeficientes	[adimensional].

A incerteza da temperatura, de acordo com a incerteza do termorresistor, é obtida através da derivação da equação 39, visto que as temperaturas são maiores que 0 °C.

$$\frac{\partial T}{\partial R_T} = \frac{1}{R_o [A + 2BT]}$$

Rearranjando e tratando os termos diferenciais como diferenças finitas, tem-se:

$$\Delta T = \frac{\Delta R_T}{R_o [A + 2BT]} \quad (40)$$

A incerteza da temperatura referente ao cFP, considerando a soma algébrica (pior caso) dos valores de *offset*, ganho e resolução, com o valor de A e B referente a TCR (*temperature coefficient of resistance*) de 3,928 m °C<sup>-1</sup>, do catálogo de fabricante [41]; tem valor igual a ±0,35 °C.

Segundo a norma NBR 13773 [26] para termorresistores que operem entre (0 e 100) °C a incerteza da classe A é de ± 0,15 °C.

O valor final da composição da incerteza, resultado da raiz quadrada da soma dos quadrados [54], do sistema de aquisição formado pelo termorresistor e cFP é ± 0,38 °C.

### 4.3.3.3 Características metrológicas da bancada auxiliar com relação aos transdutores de pressão

Os transdutores utilizados para medição da pressão absoluta (DRUCK PMP 4070 – 7 bar e DRUCK PMP 4070 – 20 bar), possuem as seguintes características metrológicas:

- faixa de medição para pressão absoluta (para sucção): (0 a 7) bar;
- faixa de medição para pressão absoluta (para descarga): (0 a 20) bar;
- erro combinado (linearidade, histerese e repetitividade):  $\pm 0,04\%$  da faixa de medição;
- estabilidade térmica:  $\pm 0,5\%$  para operação entre: (0 a 50) °C;
- deriva temporal:  $\pm 0,1\%$  por ano.

Os dados da calibração estão expostos no apêndice 3.

A escolha do transdutor de pressão para sucção com escala de pressão absoluta de (0 a 7) bar não se mostrou adequado, em termos metrológicos, para a BEC, de acordo com o descrito no item 3.1.1. A incerteza de 0,042 (tabela 17 do apêndice 3) (incerteza expandida para probabilidade de 95%) bar sobre o valor de 1,147 bar (pressão de sucção) corresponde a uma incerteza de 3,7%; maior que a incerteza exigida pela norma. Caso a deriva térmica seja desconsiderada, a incerteza cairá para 0,011 (tabela 18 do apêndice 3) bar corresponderá a 1% do valor de ajuste para a pressão de sucção; valor, mesmo assim, acima do tolerado para a oscilação da pressão de sucção que é de  $\pm 1\%$  pela norma ISO 917. A faixa de medição de (0 a 7) bar foi escolhida, a priori, porque durante a equalização da pressão do circuito de refrigeração, podem ocorrer valores de pressão entre 7 e 8 bar e isso ocasionaria o comprometimento do comportamento metrológico do transdutor.

Para contornar esse problema na BEC foi criado um mecanismo de isolamento da pressão de sucção quando os valores superiores a 1,5 bar estivessem presentes na linha. O mecanismo não foi criado na bancada auxiliar porque uma incerteza um pouco maior não comprometeria o estudo do aquecimento do compressor.

Para a descarga, ao contrário da sucção, o transdutor mostrou-se adequado para a aplicação. A incerteza combinada, não considerando a deriva térmica, para o valor de 15 bar foi  $\pm 0,05$  bar e 0,12 bar considerando a deriva. Essas duas incertezas, em termos percentuais, sobre o

valor de 14,7 bar, resultam em 0,19% e 0,79% de incerteza. A aceitação do transdutor como adequado para uso se deveu ao fato que a calibração foi feita na mesma temperatura da aplicação.

Caso contrário, não seria aceitável, visto que a margem de variação aceita para a pressão de descarga também é  $\pm 1\%$ . A estratégia de controle definida foi a seguinte: o controle somente atuaria quando a pressão oscilasse além da faixa de compreendida em além de  $1/3$  em torno do valor central (de regime).

## 5 RESULTADOS OBTIDOS

A apresentação dos resultados foi dividida em três partes. Na primeira parte são apresentados os resultados obtidos nos testes realizados na bancada auxiliar visando encurtamento do tempo gasto durante o transitório do compressor. Na segunda parte são apresentados os resultados dos ensaios conduzidos na BEC; alguns foram realizados em conjunto com a bancada auxiliar e os demais conduzidos inteiramente na BEC. Na terceira parte é apresentada uma visão global dos resultados. Foi feita a opção por chamar de testes os procedimentos experimentais realizados na bancada auxiliar e de ensaios os procedimentos realizados na BEC; para seguir o vocabulário das normas [3] [4].

### 5.1 RESULTADOS DOS TESTES REALIZADOS NA BANCADA AUXILIAR

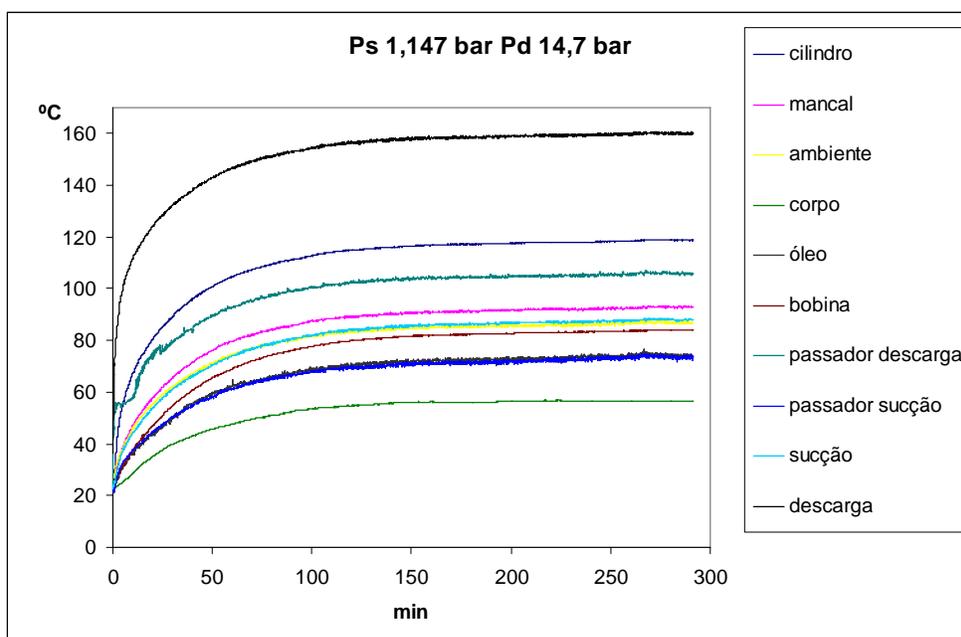
Os compressores, conforme descrito nos objetivos do capítulo 4, foram ensaiados sob diversas condições termodinâmicas e elétricas.

Nas condições termodinâmicas foram fixados os seguintes valores para referência:

- pressão absoluta da sucção: 1,147 bar;
- pressão absoluta da descarga: 14,7 bar;
- temperatura do gás na sucção: 20 °C;
- temperatura ambiente: 22 °C.

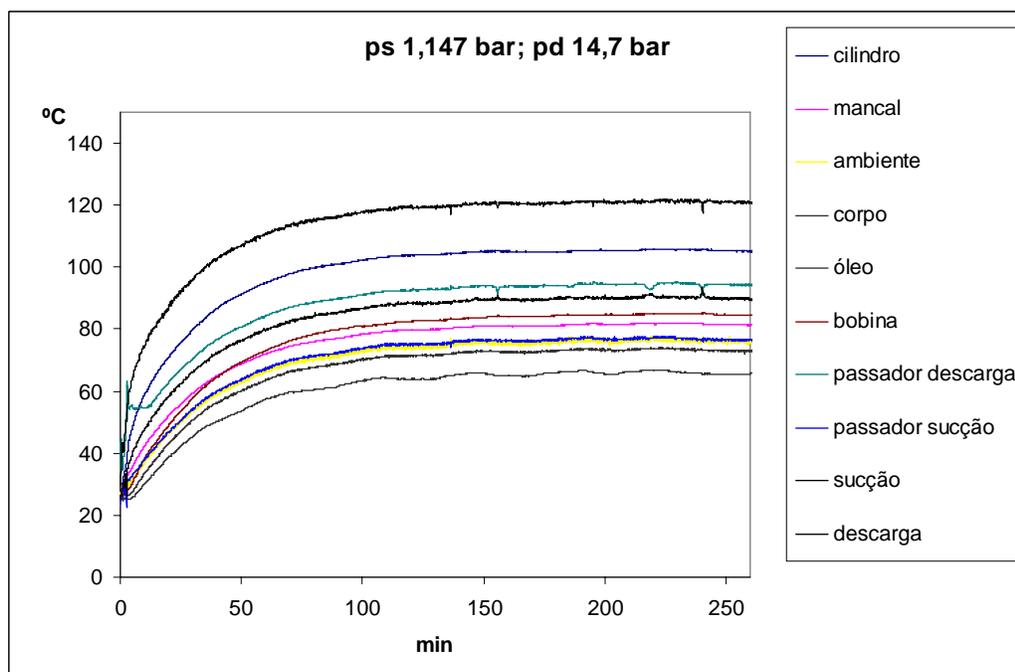
Os perfis térmicos, para o compressor modelo A e modelo B, com as condições termodinâmicas de referência, estão expostos nas figuras 53 e 54, respectivamente.

A seqüência de curvas da temperatura na figura 53, após estabilização, da temperatura mais alta para mais baixa, é: descarga; parede do cilindro; passador de descarga; mancal; da sucção e ambiente (superpostas); bobina do motor elétrico; passador de sucção e do óleo (superpostas) e por fim; a mais baixa; é a do corpo.



**Figura 53 – Gráfico de aquecimento em regime normal para compressor modelo A**

Na figura 54, após estabilização, da temperatura mais alta para mais baixa, a seqüência das curvas é: descarga; cilindro; passador de descarga; sucção; bobina; mancal; passador de sucção e ambiente superpostos; óleo e corpo.



**Figura 54 – Gráfico de aquecimento em regime normal para compressor modelo B**

O perfil das curvas de aquecimento sugere uma resposta de primeira ordem durante o transitório. As taxas de aquecimento ( $dT/dt$ ) são idênticas em todas as partes do compressor.

Os ensaios foram realizados com temperatura ambiente em  $(22\pm 3)^\circ\text{C}$ , sem convecção forçada sobre a carcaça do compressor. A incerteza da temperatura ambiente de  $\pm 3^\circ\text{C}$  deve-se ao fato que alguns testes foram realizados em dias frios e o laboratório não dispunha de aquecimento.

A convecção forçada sobre o compressor resultaria numa temperatura final da carcaça menor que nos ensaios onde a convecção é normal. O tempo de estabilização também seria menor.

### 5.1.1 Testes com variação das condições termodinâmicas

Os resultados dos testes realizados na bancada auxiliar, com variação das condições termodinâmicas sobre os compressores modelo A e B, estão dispostos nas tabelas 7 e 8.

As duas tabelas derivam da tabela 2, onde foram adicionadas as três últimas colunas.

**Tabela 7 – Resultados dos ensaios do compressor modelo A**

Condição do ensaio	$T_c$ do gás [ $^\circ\text{C}$ ]	$p_s$ [bar]	$p_d$ [bar]	Nº de ensaios	Tempo de estabilização [min]	Incerteza do tempo de estabilização [min]	Temperatura final do corpo [ $^\circ\text{C}$ ]
1	-	1,147	11,0	4	90	$\pm 10$	60
2	-	<b>1,147</b>	<b>14,7</b>	<b>3</b>	<b>103</b>	<b><math>\pm 15</math></b>	<b>58</b>
3	-	2,000	14,7	3	104	$\pm 14$	65
4	-	1,147	16,0	4	95	$\pm 15$	70
5	-	1,147	17,0	4	96	$\pm 13$	65
6	60	1,147	14,7	3	106	$\pm 12$	74

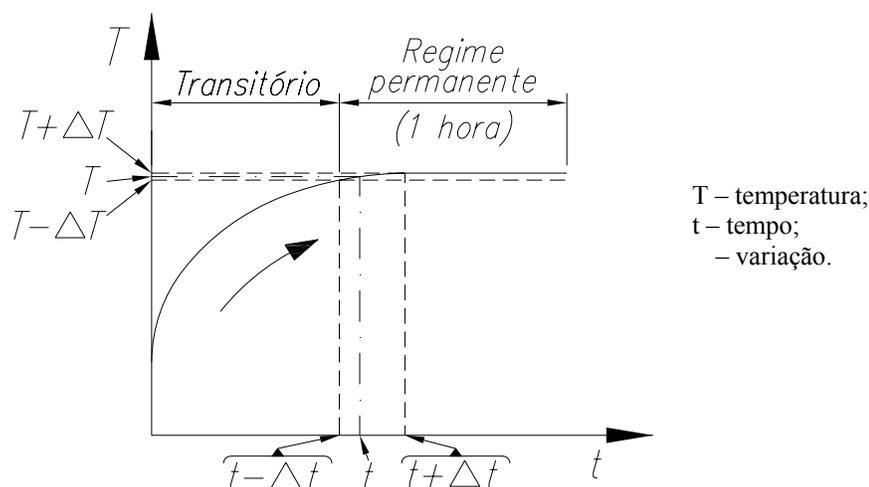
**Tabela 8 – Resultados dos ensaios do compressor modelo B**

Condição do ensaio	$T_c$ do gás [ $^\circ\text{C}$ ]	$p_s$ [bar]	$p_d$ [bar]	Nº de ensaios	Tempo de estabilização [min]	Incerteza do tempo de estabilização [min]	Temperatura final do corpo [ $^\circ\text{C}$ ]
1	-	1,147	11,0	4	93	$\pm 16$	62
2	-	<b>1,147</b>	<b>14,7</b>	<b>4</b>	<b>97</b>	<b><math>\pm 12</math></b>	<b>66</b>
3	-	2,000	14,7	3	104	$\pm 18$	65
4	-	1,147	16,0	4	110	$\pm 17$	77
5	-	1,147	17,0	4	106	$\pm 15$	70
6	60	1,147	14,7	3	106	$\pm 14$	70
7	60	1,147	17,0	2	101	$\pm 14$	72

Os dados relativos à temperatura do corpo, para determinação do tempo de estabilização, foram tratados com média móvel e tolerância de  $\pm 1^\circ\text{C}$  (segundo a norma ISO 917 [4]). Para determinação da incerteza do tempo de estabilização foi utilizada a soma da tolerância da norma ( $\pm 1^\circ\text{C}$ ), com a incerteza de medição da temperatura através dos termopares de  $\pm 1,5^\circ\text{C}$  (apêndice 1); que resultou no valor de  $\pm 2,5^\circ\text{C}$ ; segundo os cálculos dos anexos 2 e 3.

Os dados foram analisados numericamente. Na figura 55 é mostrado graficamente o procedimento da análise numérica de detecção da estabilização. No momento no qual a curva de temperatura versus tempo estiver totalmente enquadrada nos “envelopes”  $T + \Delta T$  e  $T - \Delta T$ , por uma hora, a variável é considerada estabilizada.

No gráfico também é mostrado o efeito da incerteza da medição da temperatura sobre o tempo. Uma pequena incerteza na temperatura provoca uma grande variação na incerteza do tempo de estabilização, dependente da posição em que se situa a análise no gráfico.



**Figura 55 – Representação gráfica da determinação do tempo de estabilização e da incerteza do tempo derivada da incerteza da temperatura para a temperatura do compressor**

O comportamento da curva de aquecimento, segundo os dados das tabelas 7 e 8 analisados em conjunto com as figuras 53 e 54, é de um sistema de primeira ordem, com constante de tempo definida. O que diferencia um modo de aquecimento do outro é a temperatura final obtida no corpo. Numa modelagem simplificada (figura 56), considerando o corpo do compressor como uma casca de parede fina, onde parte da energia elétrica fornecida ao motor é utilizada para gerar calor, tem-se:

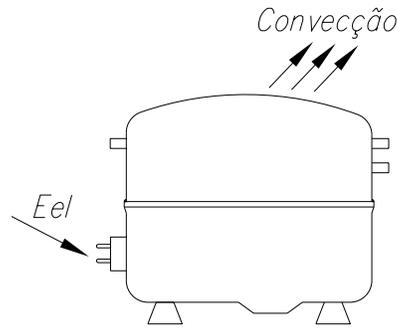


Figura 56 – Modelo térmico simplificado do corpo do compressor

$$P_{el} = hA[T(t) - T_{\infty}] + \frac{mc_p dT}{dt} \quad (41)$$

Parte da potência elétrica dissipada é utilizada para aquecer o corpo do compressor e parte é removida por convecção. No desenvolvimento do modelo matemático, considerando  $T_o = T_{\infty}$  (temperatura inicial do compressor igual à temperatura ambiente) é obtido:

$$T(t) = T_0 + \left[ \frac{P_{el}}{hA} \left( 1 - e^{-\frac{hA}{mc_p} t} \right) \right] \quad (42)$$

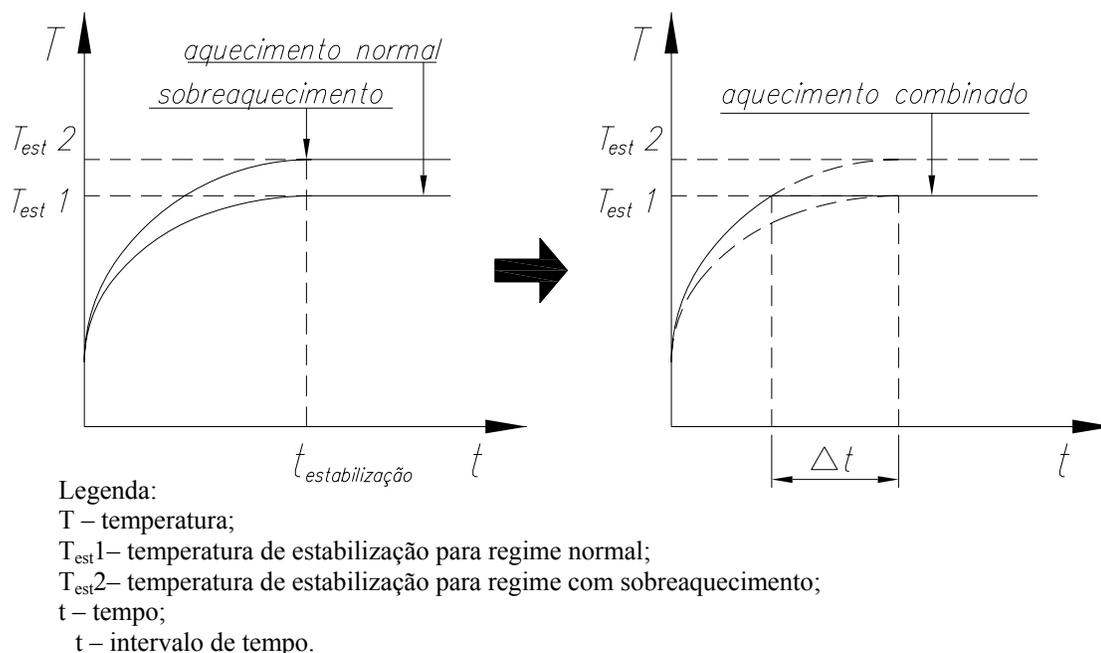
Onde:

$T(t)$	temperatura variável em função do tempo	[K];
$T_0$	temperatura inicial do corpo (ambiente)	[K];
$P_{el}$	potência elétrica	[W];
$h$	coeficiente de troca térmica convectiva	[W/(m <sup>2</sup> K)];
$A$	área de troca de calor por convecção	[m <sup>2</sup> ];
$m$	massa do corpo do compressor	[kg];
$c_p$	calor específico da corpo do compressor	[J/(kg K)];
$t$	tempo	[s].

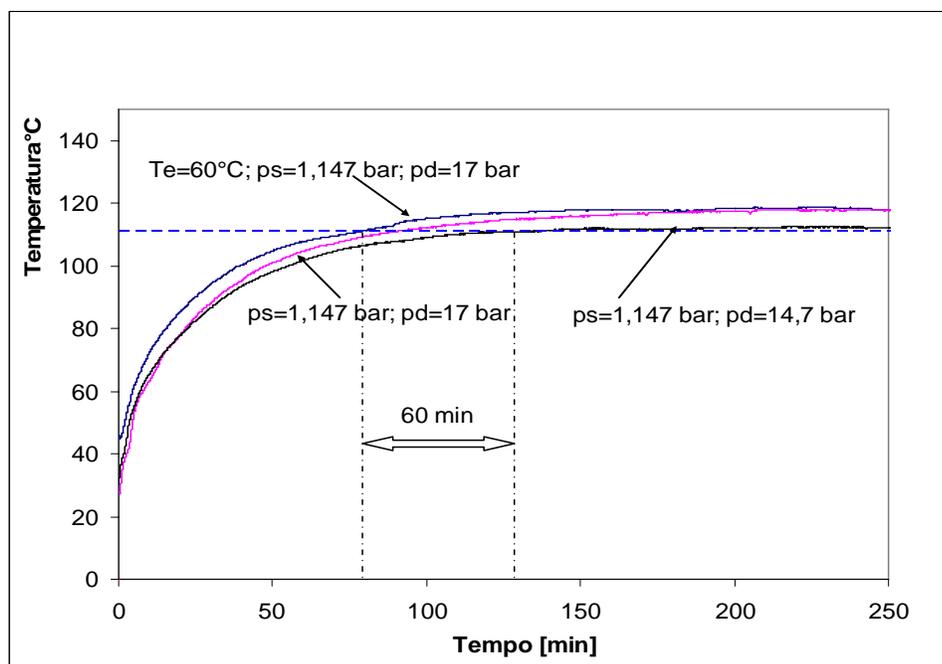
A temperatura final, de acordo com a equação 42, será maior, quanto maior for o fornecimento de energia e quanto menor for o produto entre coeficiente de convecção e a área.

A constante de tempo é fixa e igual a  $\frac{mc_p}{hA}$  [s].

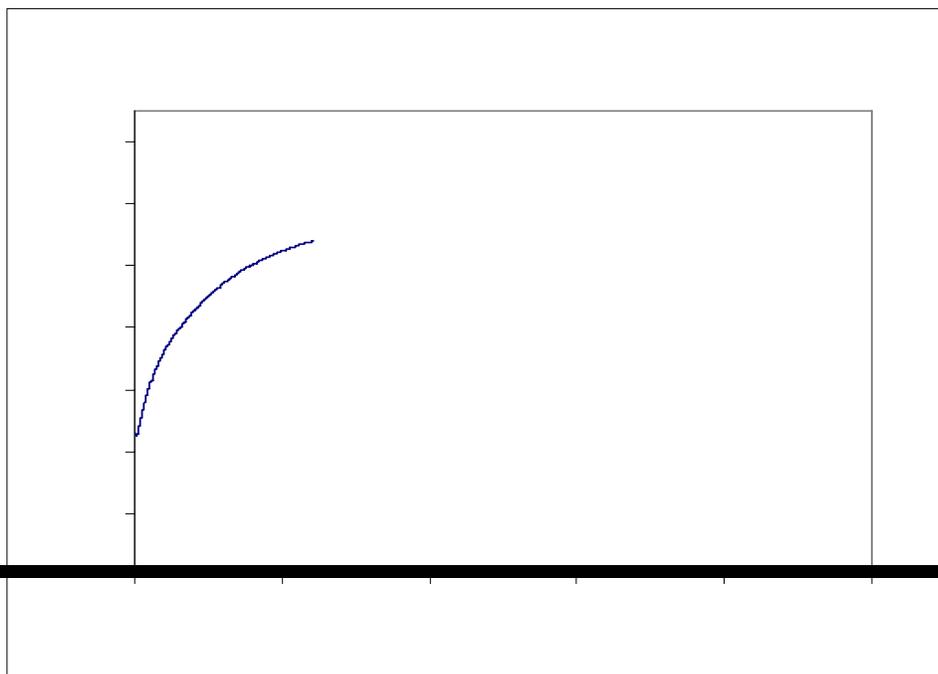
Não haverá encurtamento de transiente com maior ou menor fornecimento de potência para aquecimento. Dessa análise surge a possibilidade de combinação das curvas de aquecimento, conforme mostrado na figura 57. Na figura 58 estão mostradas três curvas reais de aquecimento que podem ser fundidas numa só. Na figura 59 está o resultado da fusão; que possibilita 60 minutos de encurtamento no tempo de aquecimento do compressor.



**Figura 57 – Curva de aquecimento combinado de compressores**



**Figura 58 – Combinação de três curvas de aquecimento do compressor modelo B mostrando a possibilidade de ganho de 60 minutos no tempo de ensaio – temperatura do cilindro**



enrolamento sem exceder a temperatura máxima suportada pelo verniz (do enrolamento) (Tabela 9) e pela capacidade máxima da fonte 6812 B (Agilent) [36].

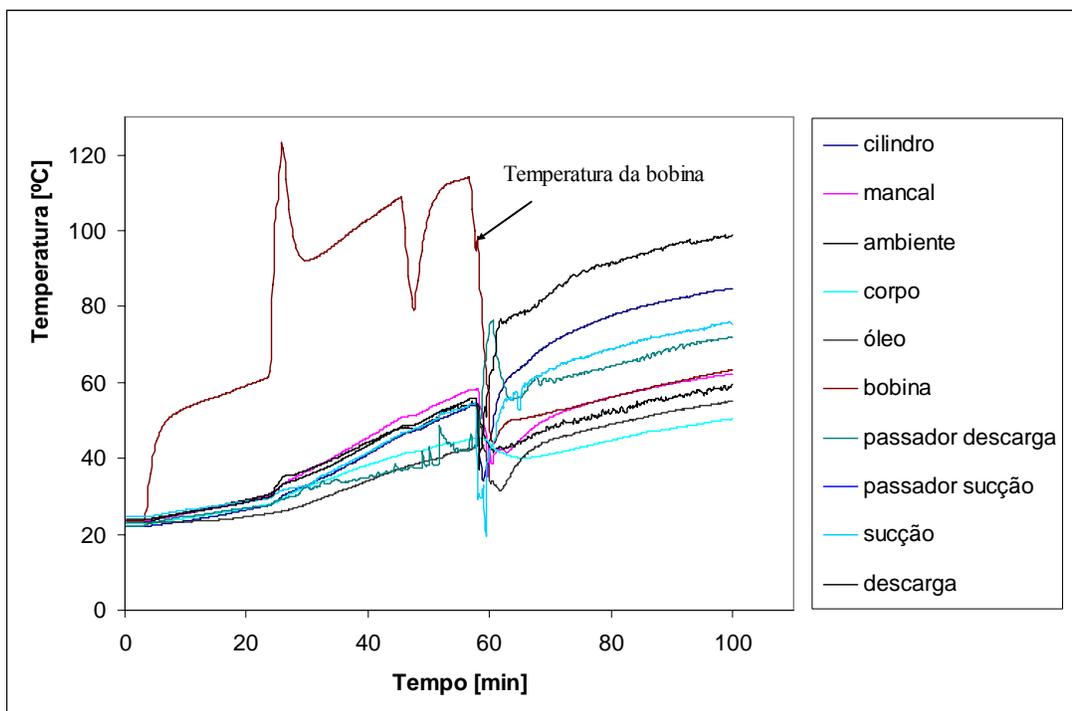
Segundo o fabricante do compressor, os enrolamentos (estatores) dos motores dos compressores herméticos podem operar com temperatura de acordo com a classe E (tabela 9).

**Tabela 9 – Temperatura máxima para cada classe de isolamento dos motores elétricos**

<b>Classe</b>	<b>Temp. máxima [°C]</b>
A	105
E	120
B	130
F	155
H	180

Na figura 60 estão representadas as respostas das temperaturas com injeção de corrente contínua no estator do motor do compressor. Houve controle para que a temperatura do enrolamento não ultrapassasse o limite de 120 °C. A oscilação da temperatura do enrolamento foi causada parte por este controle e parte pela autolimitação da fonte para não exceder a potência máxima na saída.

Os vários testes realizados tiveram respostas idênticas, com a bobina do compressor



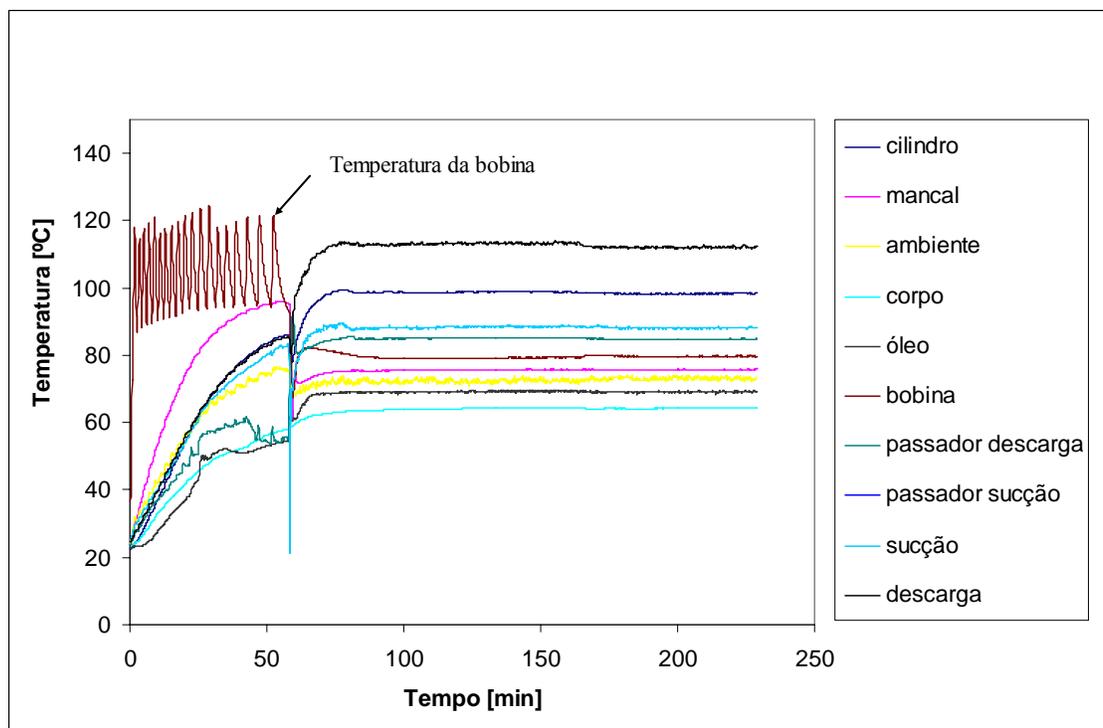
**Figura 60** – Curva de resposta das temperaturas internas ao motor com a bobina alimentada com tensão CC de 40 V durante 55 minutos e posterior operação normal até o centésimo minuto,  $p_s=1,147$  bar e  $p_d=14,7$  bar

### 5.1.2.2 Alimentação do motor do compressor com tensão alternada simulando rotor bloqueado

Outra forma de gerar calor é pela alimentação do motor com tensão alternada simulando a condição de rotor bloqueado; na qual não há rotação do rotor. A alimentação com tensão alternada possibilita a indução de corrente no rotor. A condição de rotor bloqueado é conseguida interrompendo a alimentação do sistema auxiliar de partida.

A injeção de corrente pulsada foi controlada automaticamente para limitar a temperatura máxima da bobina em 120°C (figura 61). Alguns picos excederam o limite pela inércia térmica do enrolamento e pelo posicionamento do transdutor dentro da bobina.

O elemento sensor do transdutor foi posicionado nos interstícios entre os fios, mas não diretamente sobre o cobre, pois existe a isolamento do verniz. A isolamento não permite a medição em tempo real.



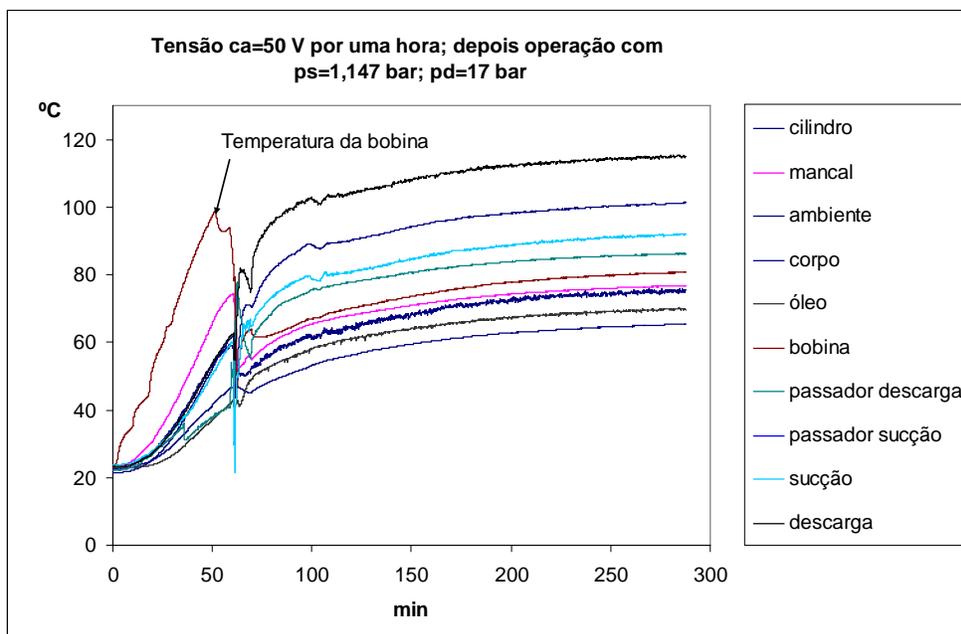
**Figura 61 – Injeção de corrente alternada com rotor bloqueado**

Essa forma de aquecimento é mais eficaz que a injeção de corrente contínua, mas impõe o desafio do controle da temperatura máxima da bobina em cada pulso. No caso da figura 61, foi utilizado o compressor instrumentado, mas nos ensaios de capacidade em bancadas de calorímetros este meio de medição de temperatura não estará disponível.

A forma alternativa para medir a temperatura do enrolamento é através da medição da variação da resistência do cobre com o aquecimento. Até o momento, o sistema de medição está em fase de desenvolvimento, num trabalho paralelo a esta dissertação. O protótipo apresenta-se promissor, mas ainda não totalmente confiável, principalmente na velocidade da resposta.

### **5.1.2.3 Alimentação do motor do compressor com tensão alternada, com valor reduzido, simulando rotor bloqueado**

Outro procedimento de aquecimento do compressor testado apoiando-se na dissipação de potência elétrica foi a aplicação de uma tensão alternada em valor menor que a nominal (na faixa dos 50 V) por uma hora, seguida de operação normal, com pressão de descarga de 14,7 bar e sucção de 1,147 bar (figura 62). O objetivo dessa forma de aquecimento foi limitar o aquecimento do enrolamento sem ser pela pulsação da tensão de alimentação.



**Figura 62 – Aplicação de corrente alternada, com tensão limitada em 50 V e corrente limitada pela fonte**

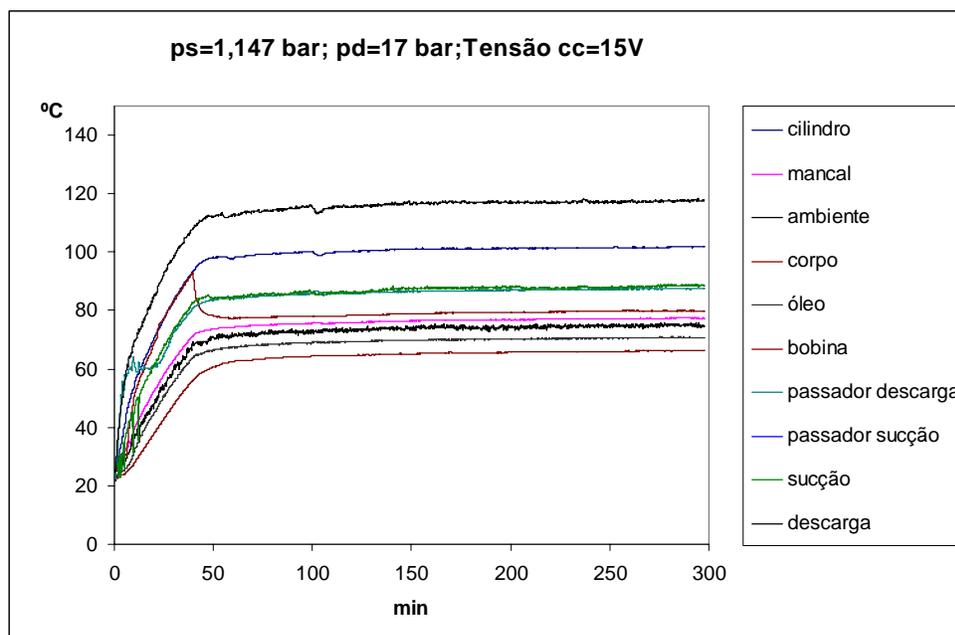
A tensão foi limitada em 50 V durante o período de aquecimento e a corrente foi limitada pela máxima potência que a fonte pudesse fornecer (Fonte Agilent 3375 A ) [35]. A tensão foi fixada no valor de 50 V, porque previamente foi calculada a corrente máxima que circularia pela bobina, dentro da capacidade de fornecimento da fonte. O objetivo do ensaio, junto do aquecimento do enrolamento, foi buscar um aquecimento mais lento e passível de controle, vistos os problemas de leitura e de controle da temperatura máxima na bobina do estator. A redução da velocidade de aquecimento do estator foi conseguida, mas não houve dissipação satisfatória do calor no compressor. Não houve dissipação de calor para a unidade compressora durante o intervalo no qual foi fornecida energia ao enrolamento.

Segundo [12], a dissipação de potência no motor e na unidade compressora são muito próximas em regime normal de operação, fato que sugere operação conjunta.

#### **5.1.2.4 Alimentação concomitante do motor com tensão contínua e tensão alternada**

Na figura 63 está apresentado o perfil do regime de aquecimento para o compressor modelo B, alimentado com superposição de tensão alternada (CA) e tensão contínua (CC). A alimentação 110 V em (CA) foi de forma ininterrupta e a alimentação de 15 V (CC) foi interrompida aos 40 minutos. O compressor foi posto em movimento com pressões equalizadas entre descarga e

sucção e, depois de alguns instantes, a pressão de sucção foi ajustada para 1,147 bar e de descarga para 17 bar. Após 45 minutos de operação a pressão da descarga foi reduzida para 14,7 bar.



**Figura 63 – Ensaio com alimentação em tensão alternada de 110 V (CA) e 15 V (CC) por 40 minutos. Pressão de descarga pd=17 bar por 45 minutos, depois 14,7 bar. Pressão de sucção de 1,147 bar**

Foram realizados três ensaios (válidos) sob as mesmas condições. O método de aquecimento mostrou-se eficaz; com baixa dispersão. O tempo de aquecimento está mostrado na tabela 10.

**Tabela 10 – Resultado do tempo de estabilização com alimentação concomitante CC e CA**

	<b>Tempo de estabilização [min]</b>
ensaio 1	49
ensaio 2	47
ensaio 3	48
<b>média</b>	<b>48</b>

## 5.2 RESULTADOS OBTIDOS NA BANCADA DE ENSAIO DE COMPRESSORES

### 5.2.1 Redução do tempo após as mudanças realizadas na bancada de ensaio de compressores

Os resultados obtidos, após as modificações propostas no capítulo 3, estão mostrados na tabela 11.

**Tabela 11 – Tempo de estabilização – em minutos – das variáveis após modificações da BEC**

Ensaio→ Variáveis	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	Média	Desv. padrão
T <sub>EC</sub>	12	9	0	0	12	10	2	0	0	2	10	10	0	10	4	5	5
T <sub>ET</sub>	0	0	0	0	0	0	1	0	0	2	0	0	0	0	0	0	1
T <sub>BOX</sub>	16	6	2	9	6	3	0	12	2	3	2	7	0	4	0	5	4
T <sub>AT</sub>	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	1
T <sub>C</sub>	104	102	90	90	103	104	95	103	103	116	120	100	104	101	108	103	8
P <sub>SÇ</sub>	10	4	20	20	25	9	7	3	7	11	11	10	9	24	5	10	7
P <sub>D</sub>	8	4	18	18	8	3	4	2	3	2	2	3	2	27	2	6	8
V <sub>rms</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
T <sub>ST(segur)</sub>	22	39	24	24	22	20	50	20	80	22	37	21	21	31	21	30	16
FMR – filtrado	11	37	40	111	56	53	78	32	121	45	59	54	41	46	41	55	26
P <sub>DC</sub>	30	61	47	47	31	29	40	34	27	28	30	30	36	46	36	36	9

Legenda da tabela 11:

T <sub>EC</sub>	temperatura de entrada do compressor;
T <sub>ET</sub>	temperatura de entrada do trocador;
T <sub>BOX</sub>	temperatura do ar no entorno do compressor sob ensaio;
T <sub>AT</sub>	temperatura do externa ao evaporador (calorímetro);
T <sub>C</sub>	temperatura do corpo do compressor;
P <sub>SÇ</sub>	pressão de sucção;
P <sub>D</sub>	pressão de descarga;
V <sub>rms</sub>	tensão rms (eficaz);
T <sub>ST(segur)</sub>	temperatura da superfície isotérmica do trocador;
FMR – filtrado	fluxo de massa de fluido refrigerante com dados qualificados;
P <sub>DC</sub>	potência (CC) entregue à resistência do evaporador (calorímetro).

A variável com maior demora na estabilização foi a temperatura do corpo do compressor, com T<sub>c</sub>= 103 min; seguido do fluxo de massa de fluido refrigerante FMR<sub>filtrado</sub>= 55 min e potência em corrente contínua (CC) entregue ao calorímetro (evaporador) P<sub>DC</sub>= 36 min. A soma do tempo de aquisição de 1 hora, com o tempo gasto para estabilizar a temperatura do corpo do compressor, resulta num tempo total de ensaio (após modificações) de 163 min (2:43 horas). A seqüência de quinze ensaios foi realizada para atender também o escopo do trabalho de [24].

Os resultados não foram satisfatórios com relação ao comportamento do fluxo de massa e comportamento da potência entregue ao calorímetro.

Com relação ao comportamento do fluxo de massa ainda houve tempo para modificações no circuito. Ele foi removido da posição próxima ao condensador e reposicionado após o acumulador de líquido. Os resultados posteriores a essa intervenção são apresentados dentro do item 5.2.2.3.5 que trata do comportamento das variáveis.

### **5.2.2 Resultado dos ensaios realizados na bancada após as modificações e com a aceleração da estabilização do compressor**

Neste item são apresentados os resultados dos ensaios realizados na BEC, que foram subdivididos em duas partes:

- ensaios de desempenho iniciados com o compressor aquecido externamente a BEC; na bancada auxiliar;
- ensaios de desempenho com compressor aquecido diretamente BEC.

Os compressores utilizados não foram os modelos A e B, que até então serviram para as análises anteriores, pelos seguintes motivos:

- já estavam amaciados pelo número elevado de ensaios realizados;
- a carcaça desses compressores é do modelo aparafusado, assim, tanto a geometria, como a massa da carcaça – diferentes dos modelos comerciais – poderiam trazer problemas com relação à convecção forçada criada sobre os compressores durante o ensaio;
- eram compressores instrumentados e os cabos dos sensores que pendiam da carcaça poderiam ser facilmente rompidos no manuseio.

Os compressores utilizados nesta fase, denominados de compressores modelo C, foram em número de três unidades (iguais), com as seguintes características:

- tensão CA do motor: 220 V;
- frequência de alimentação: 60 Hz;
- fluido refrigerante: R 134-a;
- potência do motor: 150 W;
- capacidade: 193 kcal/h.

### 5.2.2.1 Ensaio com compressores pré-aquecidos externamente

Nessa etapa os compressores foram aquecidos na bancada auxiliar (externa) até a estabilização da temperatura da carcaça e depois colocados na BEC para prosseguir com o ensaio de capacidade. O objetivo foi verificar o tempo que poderia ser economizado com essa operação, aparentemente simples, mas com possibilidade de oferecer uma grande economia em relação à ocupação das bancadas. A empresa, visando o aproveitamento do inventário do laboratório, possui uma série de pequenos circuitos de refrigeração que podem ser montados de forma agrupada para fornecer os compressores devidamente aquecidos às BEC. A única modificação seria a adição de um sistema de medição da temperatura da carcaça.

Os três compressores modelo C foram utilizados aleatoriamente durante os ensaios à medida que se fazia necessária a troca para manter a bancada de calorímetro operando continuamente. A temperatura final, após estabilização, da carcaça já era conhecida através do histórico de outros ensaios com esse modelo de compressor.

O tempo médio gasto entre a retirada do compressor do circuito de aquecimento externo e a partida na BEC foi de seis minutos.

Foram realizados cinco ensaios válidos, com os seguintes resultados (tabela 12):

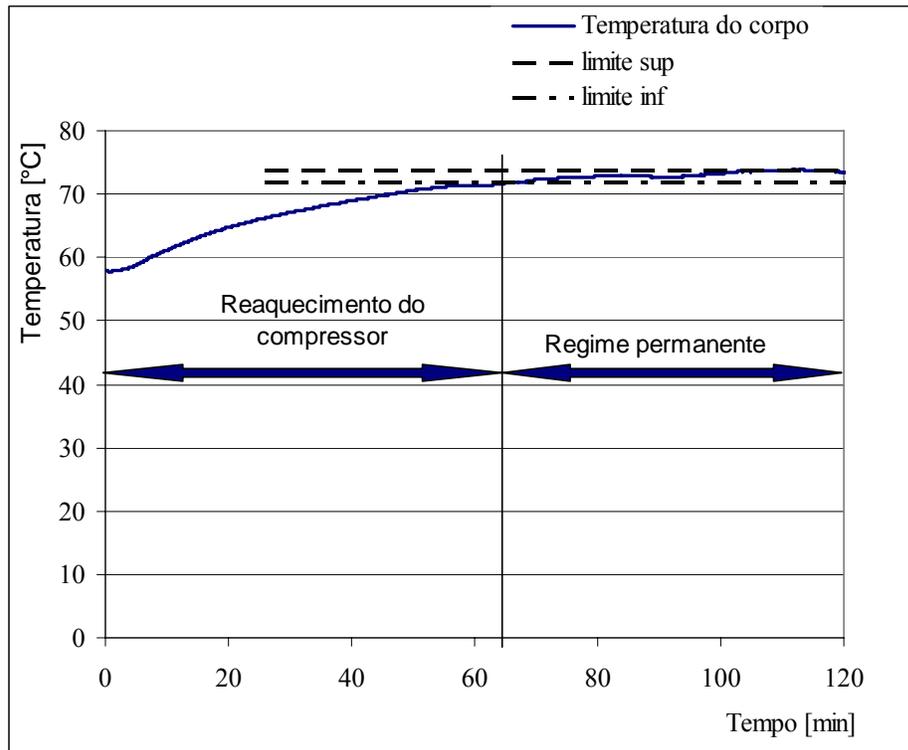
**Tabela 12 – Tempo médio de ensaio com compressor pré-aquecido na bancada auxiliar**

	<b>Tempo total de ensaio [h]</b>
ensaio 1	2:13
ensaio 2	2:37
ensaio 3	2:00
ensaio 4	2:00
ensaio 5	2:13
<b>média</b>	<b>2:15</b>

É utilizada a expressão “ensaio válido” porque em alguns casos o compressor não partiu quando fixado na bancada de calorímetro. O protetor térmico abriu o contato no momento do pico de corrente de partida por já estar na mesma temperatura da carcaça. Essa interrupção comprometia o prosseguimento do ensaio e, por conseguinte, a interrupção do processo era inevitável.

De acordo com a tabela 12, foram necessárias duas horas e quinze minutos (em média) para finalizar os ensaios, mesmo após o compressor ter entrado aquecido na BEC. O resfriamento que

ocorre durante os seis minutos da transferência entre bancadas gera uma hora e quinze minutos de reaquecimento, visto que é necessária uma hora para aquisição dos dados (figura 64).



**Figura 64 – Reaquecimento da carcaça do compressor hermético durante o ensaio na bancada de calorímetro após ter sido previamente aquecido na bancada auxiliar**

A temperatura da carcaça sofreu redução de 72,5°C (temperatura de saída da bancada auxiliar) para 58°C (temperatura de início do ensaio na bancada de calorímetro) durante os seis minutos de transferência.

Não foi testada a condição de partida sem protetor térmico e nem ensaios com sobreaquecimento da carcaça para compensar o resfriamento durante a troca de compressor.

### 5.2.2.2 Ensaio com compressor aquecido diretamente na bancada de calorímetro

O aquecimento dos compressores realizado externamente na BEC (item 5.2.2.1) produziu melhorias (redução) no tempo total de ensaio. A comparação vale, também, para os resultados obtidos após as modificações descritas no capítulo 3, mostradas na tabela 6; realizados sem nenhum artifício para redução do tempo de ensaio.

Foi feita a opção pelo aquecimento do compressor diretamente na BEC, porque a demora do reaquecimento do corpo para compressores aquecidos externamente são idênticos ao tempo de aquecimento na própria BEC.

O tempo de reaquecimento foi substituído pelo próprio aquecimento.

A BEC dispõe da mesma fonte utilizada para alimentar o compressor com tensão alternada e contínua na bancada auxiliar.

As condições iniciais do ensaio durante o aquecimento foram:

- redução da convecção forçada sobre o compressor;
- aumento da pressão de descarga na fase inicial;
- alimentação com tensão CC somada à tensão CA até que o corpo atingisse temperatura de regime.

Os valores da pressão de descarga e da tensão CC foram os mesmos utilizados na bancada auxiliar: pressão absoluta de 17 bar e tensão CC de 15 V.

Os resultados são os mostrados na tabela 13:

**Tabela 13 – Resultados do aquecimento acelerado com motor alimentado com tensão CA e CC**

	<b>Tempo total de ensaio [h]</b>
ensaio 1	2:26
ensaio 2	2:17
ensaio 3	2:05
ensaio 4	2:14
<b>média</b>	<b>2:15</b>

Durante os ensaios foi possível inferir que o corpo do compressor apresentou uma elevação de temperatura proporcional e sem atrasos de tempo em relação a fonte geradora de calor, isso dita o momento exato da interrupção do fornecimento de potência CC e da diminuição da pressão de descarga.

O tempo de aquecimento do corpo do compressor foi maior que os compressores testados na bancada auxiliar porque na BEC houve a presença de convecção forçada sobre o compressor.

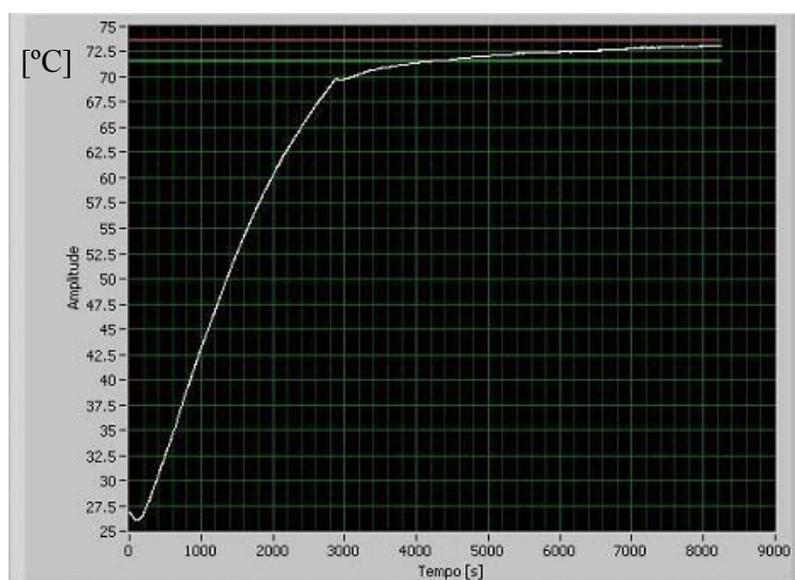
A velocidade utilizada foi próxima a 0,15 m/s.

No início do ensaio, a temperatura do fluido refrigerante permanece estável na saída do compressor, num patamar elevado, mas menor que a temperatura final do corpo. Com o avanço do ensaio a temperatura do corpo cresce e num dado momento passa a ser maior que a

temperatura de descarga. Desse ponto em diante, as duas aumentam de valor juntas até a estabilização da temperatura do corpo. Essa constatação descarta o uso da temperatura de descarga para inferir a estabilização térmica do compressor, pretendida com a medição da temperatura afastada do corpo, mostrada na figura 47.

As fontes extras de energia (tensão CC e sobrepressão) para sobreaquecimento foram desativadas quando a temperatura do corpo atingiu níveis cerca de 2 °C abaixo da temperatura de regime; 72,5 °C para o caso do compressor modelo C – figura 65.

O valor de 2 °C foi utilizado para prevenir a oscilação de temperatura caso existisse inércia térmica, fato que não ocorreu.



**Figura 65 – Curva de aquecimento do corpo do compressor em regime acelerado**

Os compressores ensaiados sob essas condições partem homogêneos com a temperatura ambiente do laboratório igual a  $(22 \pm 2)$  °C. A temperatura inicial do corpo (figura 65), porém, mostra um valor maior que esse, com certo declínio nos primeiros segundos de ensaio.

Isso ocorre porque o termorresistor que realiza a leitura da temperatura superficial do corpo é preso a um pequeno pedaço de metal, que por seu turno é preso ao compressor com ímã permanente. O conjunto termorresistor mais tablete metálico mais ímã permanente forma um corpo único que possui inércia térmica e, logo, armazena energia. Não ocorre o resfriamento

rápido entre ensaios. Parte da temperatura indicada inicialmente acima de 22 °C é valor residual da temperatura do corpo do compressor ensaiado anteriormente.

Foi sempre procurada uma troca rápida de compressores na tentativa de provocar pouco desequilíbrio térmico na bancada.

No item 5.1.1 foi afirmado que existiam dúvidas com relação ao momento exato de abandonar o aquecimento acelerado e aplicar as condições de regime permanente. Nos ensaios dos compressor herméticos não aparafusados (modelos C), o ponto de transição é mais fácil de ser percebido.

### **5.2.2.3 Comportamento das principais variáveis após as modificações na bancada**

As variáveis observadas após as modificações foram:

- pressão e temperatura de sucção;
- pressão de descarga;
- potência fornecida ao calorímetro;
- fluxo de massa de fluido refrigerante em fase líquida.

Com a estabilização da pressão e temperatura na entrada do compressor (temperatura da carcaça) é assegurada a condição de densidade estabilizada do fluido refrigerante.

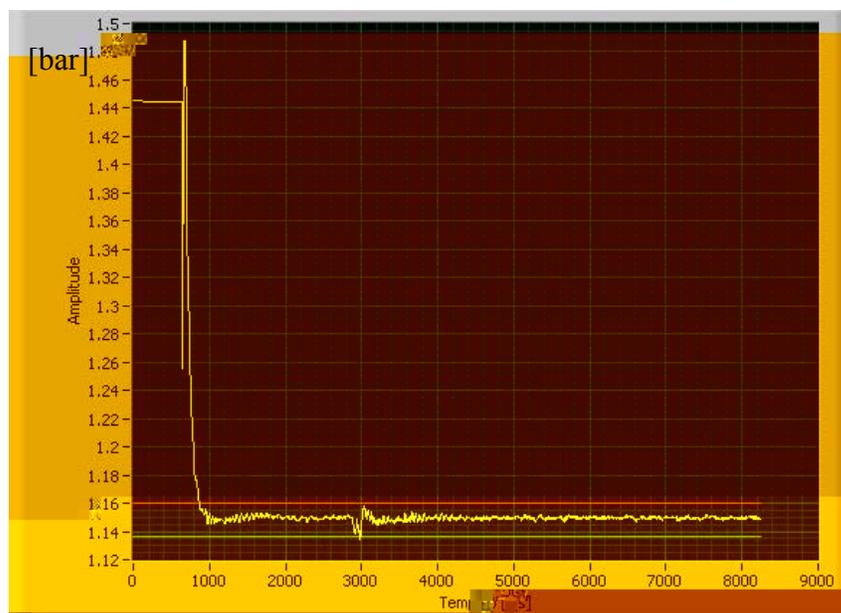
Com a estabilização da pressão e temperatura de descarga é assegurada a quantidade de massa que fica retida no volume morto do compressor em cada ciclo. Com essas duas variáveis – densidade na entrada e massa de refrigerante preso no volume morto – é assegurada a condição favorável para manutenção de fluxo de massa constante. É considerada condição favorável e não determinante porque existem outros fatores que podem interferir no fluxo, como: rotação do motor, vedação de válvulas, vedação do pistão contra camisa e a presença de óleo lubrificante.

#### **5.2.2.3.1 Comportamento da pressão de sucção**

A pressão de sucção apresentou o comportamento conforme figura 66, no qual o limite máximo de pressão, para leitura pelos transdutores, foi 1,5 bar.

A perturbação pouco antes dos 3000 segundos (50 min) de ensaio é gerada pela redução da pressão de descarga aos níveis de regime permanente, cessando o intervalo de aquecimento forçado.

As linhas horizontais – superior e inferior ao gráfico –, são os limites de  $\pm 1\%$  de oscilação permitida pela norma para a pressão de sucção. Os valores ficam encerrados entre 1,135 bar para o limite mínimo e 1,158 bar para o limite máximo.



**Figura 66 – Comportamento da pressão de sucção**

O tempo decorrido entre a perturbação próxima aos 3000 segundos e o término de ensaio é maior que uma hora porque alguma ou algumas das outras variáveis que ditam o fim de ensaio demoraram a estabilizar.

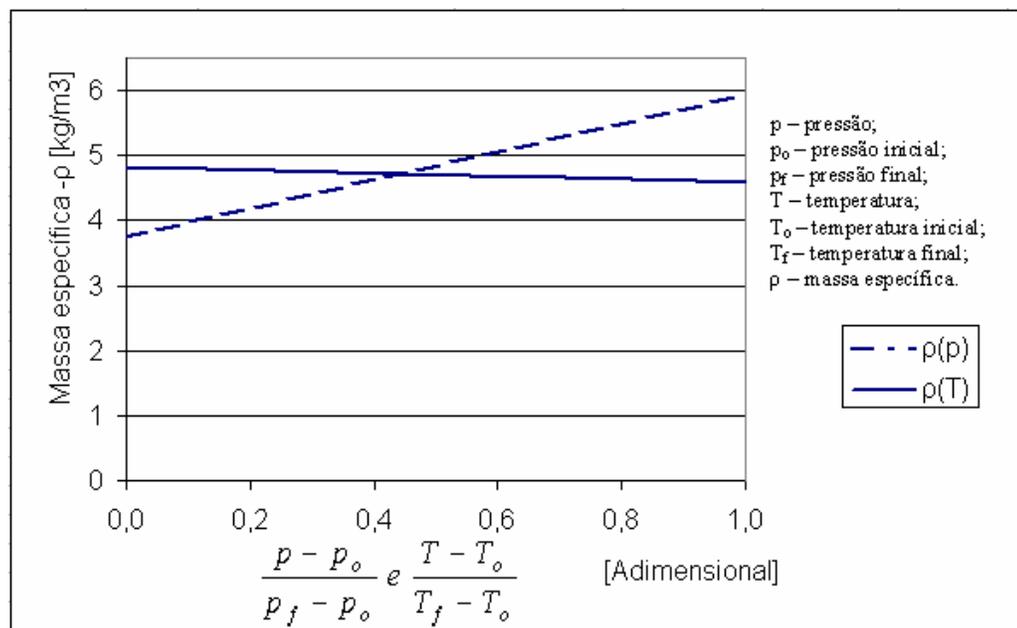
#### ***5.2.2.3.2 Comportamento da temperatura de entrada do compressor***

A temperatura de entrada do fluido refrigerante no compressor é uma variável mais fácil de ser controlada se comparada à pressão de sucção. O controle também é favorecido pelos limites de tolerância mais abertos (figura 67). Por norma, os limites são  $\pm 3^{\circ}\text{C}$ .

Os limites são mais “abertos” porque a temperatura representa uma influência menor que a pressão, sobre a massa específica (figura 68). O fluxo de massa (vazão mássica) é diretamente proporcional à densidade. A taxa de variação da massa específica pela variação da pressão, próximo do ponto de operação, está mostrada na equação 43:



Na figura 68 estão mostradas as curvas de sensibilidade da massa específica em função da pressão e temperatura (adimensionais) em torno da condição termodinâmica na entrada do compressor ( $p_s=1,147$  bar e  $T_e=32,2$  °C). Os dados geradores do gráfico da figura 68 são oriundos do software EES [30]



**Figura 68 – Dependência da massa específica do vapor de R134-a em função da variação da pressão e da temperatura, na entrada do compressor (sucção), com  $p_s=1,147$  bar e  $T_e=32,2$ °C**

O efeito que poderia ter o aquecimento do gás na entrada do compressor foi estudado em ensaios realizados na bancada auxiliar de aquecimento de compressores. O gás foi aquecido e mantido a 60°C antes de entrar na carcaça. Pelos dados da tabela 8 e pelo comportamento observado durante o ensaio, pouco ou praticamente nenhum efeito teve esse sobre-aquecimento de 30 °C; logo, a variação de  $\pm 3$ °C é razoável quanto ao uso.

### 5.2.2.3.3 Comportamento da pressão de descarga

A pressão de descarga, como era esperado, não apresentou problemas.

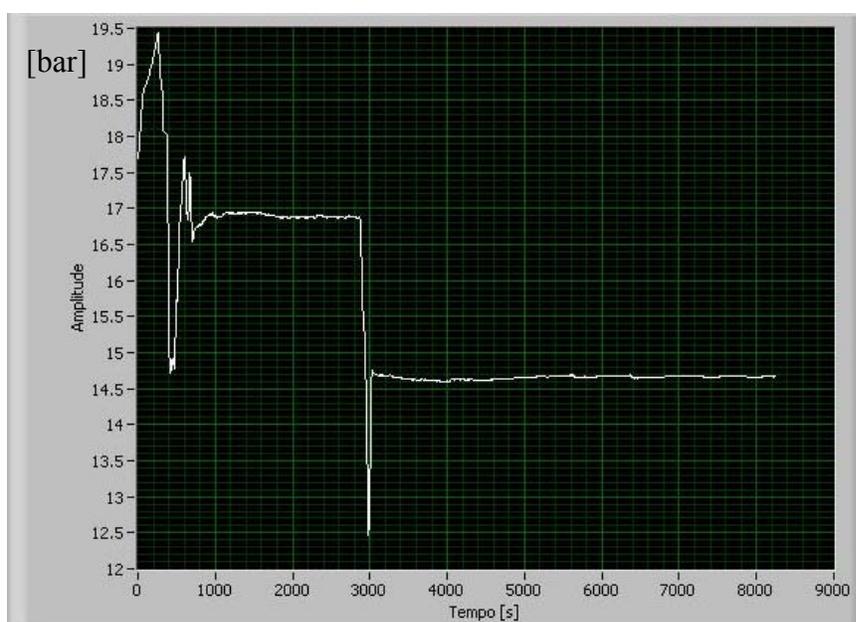
O primeiro patamar, próximo a 17 bar (figura 69), corresponde à pressão ajustada para gerar aquecimento extra no compressor. Aos 3000 segundos a pressão foi reduzida para o ponto de operação.

A pressão de descarga tem forte dependência da pressão de sucção. Sua estabilidade depende da estabilidade da pressão de sucção. Excetuando a pressão de sucção, a pressão de

descarga poderá ser desestabilizada com uma forte variação da pressão intermediária da BEC, ou pela rápida variação da rotação do compressor; ambas difíceis de ocorrerem.

A pressão intermediária é a pressão de saturação do ramo do circuito da BEC compreendido entre a válvula de controle da pressão de descarga e a válvula de controle da pressão de sucção (na parte oposta ao compressor). O valor é estabelecido pela temperatura mantida no condensador.

O sistema de controle da pressão de sucção, vantajosamente, é mais rápido que o controle da pressão de descarga, logo, alguma perturbação na sucção praticamente não atinge a descarga por ser rapidamente corrigida.



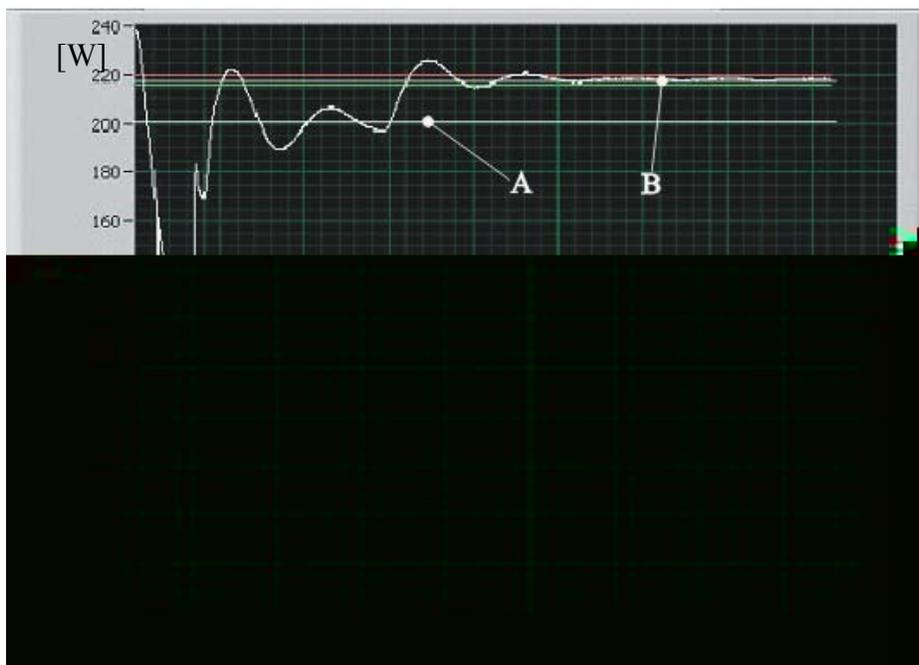
**Figura 69 – Comportamento da pressão de descarga**

Durante os ensaios, após estabilização, o atuador de controle da pressão de descarga praticamente não foi acionado para correções. É possível perceber visualmente, na figura 69, uma variação (pequena deriva) no valor da pressão de descarga após a passagem pelos 3000 segundos, mas os limites de  $\pm 1\%$  da tolerância não são ultrapassados (limite máximo 14,8 bar e limite mínimo 14,5 bar).

#### **5.2.2.3.4 Estabilização da potência fornecida ao calorímetro**

A potência (CC) fornecida ao calorímetro, conforme figura 70, tem um demora considerável na estabilização; mesmo depois do emprego do calorímetro a seco.

A demora é decorrente do comportamento do calorímetro durante a estabilização, que pode ser resumido conforme segue: no final de todo o ensaio é acionado o sistema de retorno do óleo que devolve ao compressor ensaiado o óleo retido no separador que, porventura, tenha saído junto com o fluido refrigerante na descarga. Após o processo de retorno, é acionada a equalização entre a alta e baixa pressão, e o circuito assume a condição de pressão uniforme em todos os pontos. Essa operação proporciona ao compressor do próximo ensaio uma partida sem carga.

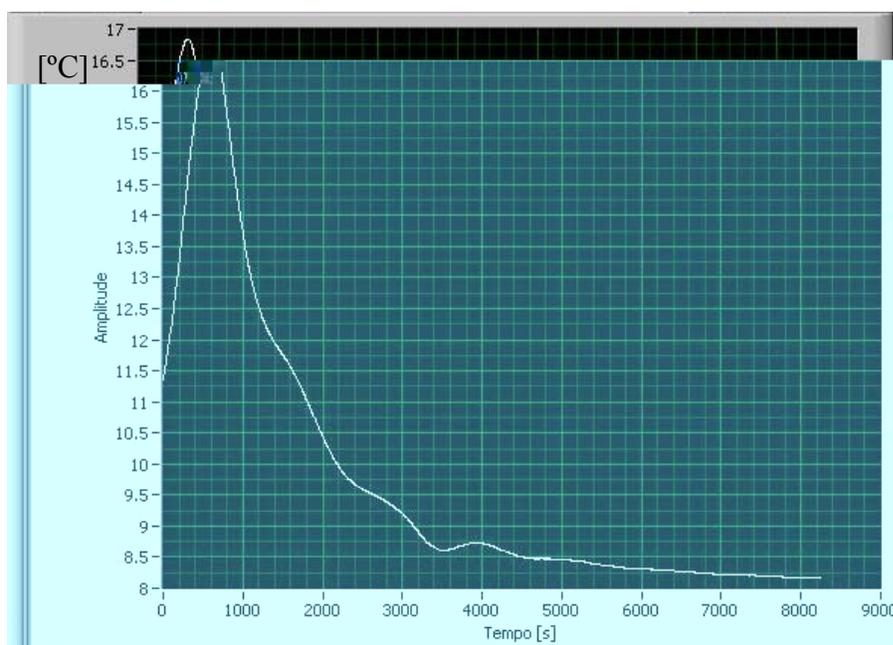


- A – estimativa da média da potência entregue ao calorímetro durante o regime permanente com a pressão de descarga igual a 17 bar;  
B – média da potência entregue ao calorímetro durante o regime permanente com pressão de descarga igual a 14,7 bar.

**Figura 70 – Potência CC do calorímetro (evaporador)**

Quando o compressor do ensaio seguinte é acionado, tem a sua montante e a sua jusante pressões iguais, que são aumentadas e reduzidas de acordo com a posição das válvulas de controle e de acordo com a capacidade de deslocamento volumétrico do compressor. A válvula de descarga motorizada possui baixa velocidade de resposta, por isso normalmente é mantida desligada (controle desativado) por algum tempo até que a pressão de descarga se aproxime do ponto de operação do final (desligamento) do ensaio anterior.

A válvula de controle da sucção é rápida. Inicialmente é mantida praticamente fechada até que a pressão de sucção seja reduzida a valores no quais o controle automático possa iniciar efetivamente a modulação da vazão de fluido refrigerante.



**Figura 71 – Temperatura na superfície isotérmica do calorímetro**

Praticamente não existe fluxo de massa através da válvula durante o período inicial de ajuste por ela estar praticamente fechada. O compressor, após o ensaio ser iniciado, necessita de algum tempo de operação para remoção do vapor excedente que está dentro do calorímetro.

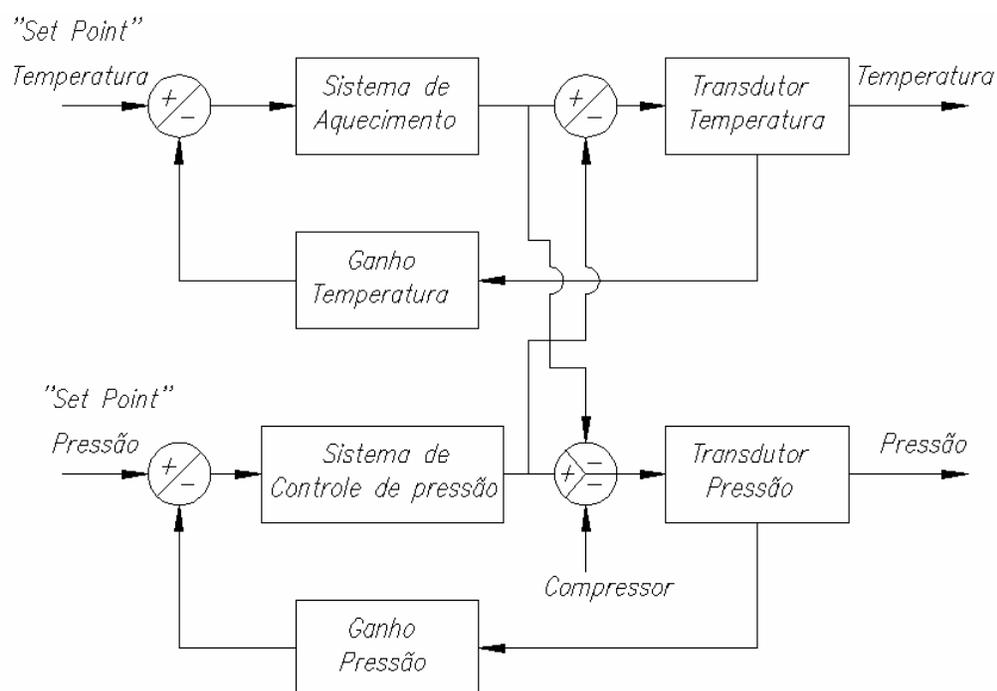
Conjuntamente à remoção de vapor há evaporação parcial do fluido refrigerante em fase líquida. Parte da massa aspirada pelo compressor já está em fase gasosa e parte evapora com a redução da pressão. Quando o processo evaporativo inicia propriamente, a pressão permanece constante até que haja o “secamento” da serpentina. No momento no qual a pressão fica abaixo do ponto de operação, fluido em fase líquida é adicionado ao calorímetro para reequilibrar a pressão de sucção, porém ele possui volume específico 225 vezes menor que se estivesse no estado gasoso. A pressão só se restabelecerá após algum tempo com evaporação e desta forma poderá haver excesso de fluido adicionado ao calorímetro e novo desequilíbrio poderá ser gerado.

Essa oscilação persiste até o ponto de equilíbrio de pressão ser atingido.

O equilíbrio de temperatura é demorado porque a temperatura de referência da superfície isotérmica dista alguns centímetros (radialmente) da superfície da serpentina (figura 45) e entre elas existe isolamento térmico que atrasa sensivelmente a resposta.

A estabilização do calorímetro demora um pouco mais com a utilização de artifícios para aquecimento do compressor. Na figura 70 é possível verificar a linha “A” em torno da qual inicialmente ocorreria a estabilização, mas depois da passagem pelos 3000 segundos, a nova referência para estabilização passa a ser a linha “B”. Isso ocorre porque com a redução da pressão de descarga há um acréscimo no fluxo de massa, logo, um acréscimo na capacidade de refrigeração do circuito. O acréscimo na capacidade de refrigeração implica num valor maior de potência elétrica para manutenção do equilíbrio térmico

O controle conjunto da temperatura da superfície isotérmica do calorímetro e da pressão de sucção é complexo, pois são dois controles que apresentam interferência mútua (figura 72) com velocidade de resposta lenta para a temperatura. O sistema ora em uso é feito com previsão do atraso da resposta pelo acúmulo de energia [27], mas não foi refinado suficientemente para conseguir aderência ideal entre o modelo de controle e o modelo físico.



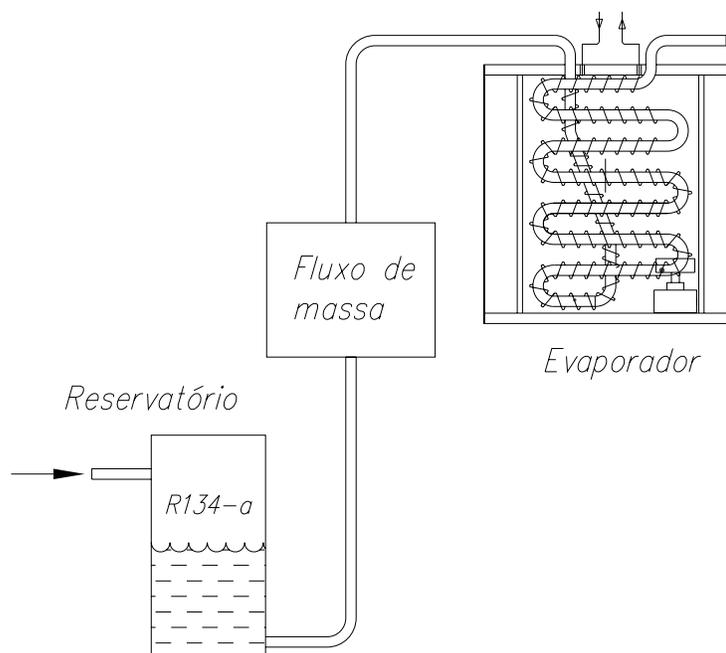
**Figura 72 – Controle da pressão e temperatura de sucção**

### 5.2.2.3.5 Fluxo de massa

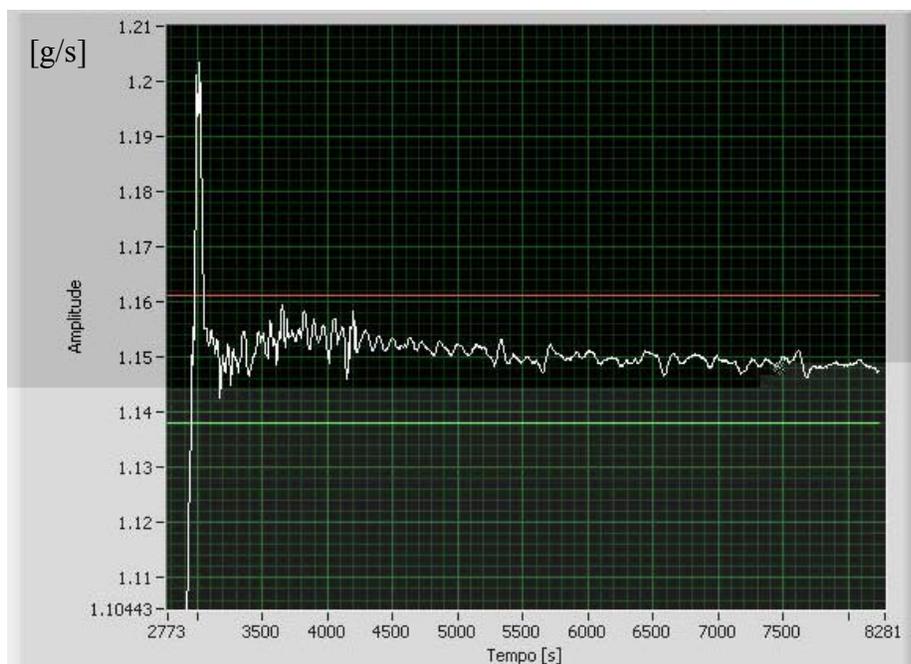
A determinação do fluxo de massa de fluido refrigerante com o emprego de um transdutor, sem recorrer a balanços de massa e energia, corresponde ao método F da norma ISO 917 [4]. Essa norma estabelece que o trecho de montagem do transdutor é no ramo do circuito que transporta líquido subresfriado (figura 73).

Metrologicamente o equipamento respondeu à exigência da norma por apresentar incerteza que permitisse medição da vazão mássica dentro de variações de  $\pm 1\%$  exigidos pela norma ISO 917 [4]. A estabilidade da pressão de sucção, e de descarga, determinam a estabilidade do fluxo de massa. O comportamento pode ser visto na figura 74.

As condições termodinâmicas (pressão e temperatura) na entrada e saída do medidor de fluxo de massa são para posicionar o fluido refrigerante na zona de sub-resfriamento. A pressão é medida imediatamente após a passagem do fluido pelo interior do medidor e a temperatura é medida pelo próprio medidor de fluxo de massa. A resposta dinâmica do medidor é bastante rápida. A perturbação por volta dos 2770 s é a redução da pressão de descarga para o valor de regime, ou seja: passagem de 17 bar para 14,7 bar. A tabela 6 mostra que o fluxo de massa teve o tempo de estabilização médio de 55 min. Os ensaios realizados para gerar os dados da tabela 6 foram realizados com o medidor de fluxo de massa posicionado antes do separador do acumulador de líquido e, provavelmente, algumas bolhas de vapor provocavam a desestabilização da medição.



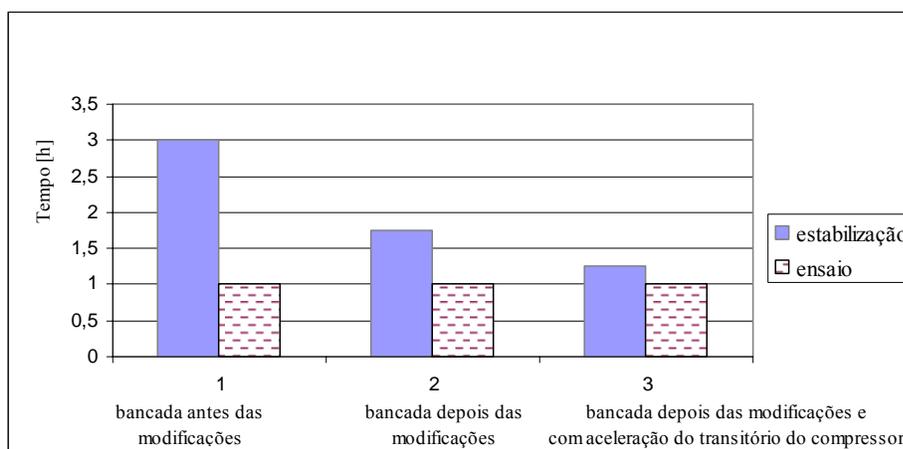
**Figura 73 – Posicionamento do medidor de fluxo de massa no circuito da BEC**



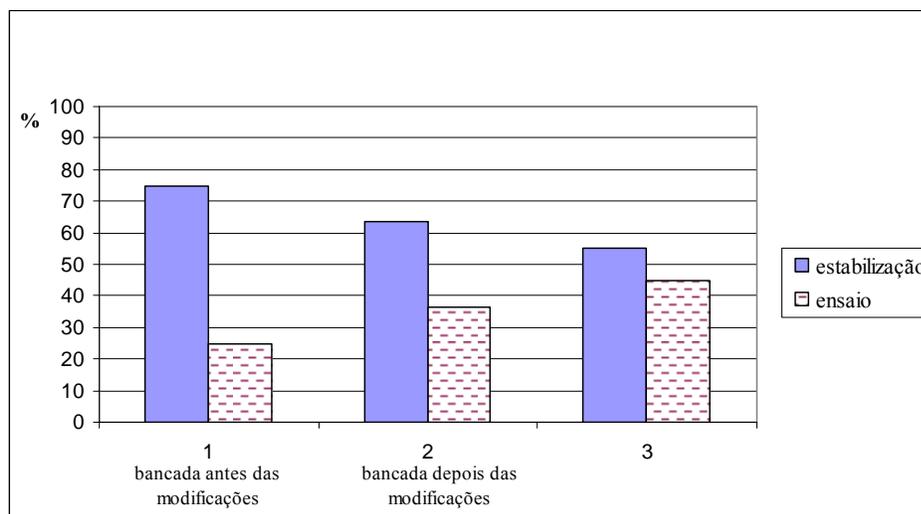
**Figura 74 – Fluxo de massa com as limites de tolerância de  $\pm 1\%$  (norma ISO 917)**

### 5.3 VISÃO GERAL DOS RESULTADOS

Este item tem por objetivo resumir os resultados anteriormente apresentados em tabelas e gráficos em duas figuras (figura 75 e figura 76). Elas mostram a proporção entre tempo gasto para estabilizar compressor e a bancada, e o tempo realmente gasto na aquisição de dados úteis para o ensaio.



**Figura 75 – Tempo de estabilização e tempo de ensaio antes das modificações na bancada, depois de algumas modificações na bancada e finalmente com aceleração do transitório do compressor para os ensaios de desempenho de compressores seguindo as recomendações da norma ISO 917**



**Figura 76 – Proporção entre tempo de estabilização e de regime permanente para os ensaios de desempenho de compressores seguindo as recomendações da norma ISO 917**

Antes das modificações realizadas, os ensaios demandavam em média quatro horas ou mais para finalização. Com todas as mudanças e artifícios para aquecimento rápido do compressor, os ensaios passaram a demandar pouco mais de duas horas.

A aceleração do aquecimento do compressor e as medidas tomadas para estabilizar a bancada não comprometeram as características metrológicas buscadas no trabalho de [24]. Efetivamente, seguindo as recomendações da norma ISO 917 [4], o ensaio tem que ter duração de uma hora para aquisição dos dados, mas para algumas avaliações da empresa, o tempo de medição pode ser menor. Para estes casos, a redução do tempo de aquecimento é fundamental e o aquecimento acelerado tem grande impacto.

Houve a eliminação de uma série de fatores que contribuíam para demora da estabilização e para a não estabilidade da bancada em regime permanente. Praticamente todos eles foram atenuados e se tornaram bem conhecidos. O foco para trabalhos subseqüentes situa-se sobre o evaporador e o compressor.

Para ensaios que não sigam as recomendações da norma ISO 917 [4], o evaporador (calorímetro) pode ser desconsiderado, utilizando somente o medidor de fluxo de massa. Esse, por seu turno, estabiliza praticamente ao mesmo tempo em que a pressão de sucção estabiliza.

Apresenta uma deriva com o aquecimento da carcaça do compressor, mas já pode ser considerado estabilizado muito antes da estabilização dela (figura 74).

O calorímetro (evaporador) apresenta boas margens para modificação, tanto no hardware como no controle, fato que possibilitará ganhos de tempo.

O medidor de fluxo de massa tem uma região operação ótima, onde as características metrológicas são melhores. Essa região depende da pressão e temperatura do fluido que circula por seu interior. A constatação foi feita durante os experimentos, mas não totalmente estudada.

Essa característica do comportamento poderá melhorar ainda mais os resultados obtidos em regime permanente com o emprego do fluxo de massa.

## **6 CONCLUSÕES E PROPOSIÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

Neste capítulo são apresentadas as conclusões e proposições para trabalhos futuros. As conclusões resultam da análise dos dados obtidos antes e após a implantação das ações propostas neste trabalho.

As proposições para trabalhos futuros são originadas a partir da percepção de que algumas ações podem ser mais profundamente estudadas e de que algumas novas ações podem ser integradas à bancada de ensaio de desempenho de compressores herméticos.

### **6.1 CONCLUSÕES**

Antes de qualquer modificação os ensaios apresentavam duração de quatro horas ou mais.

O tempo demandado por ensaio, após as modificações realizadas para aumentar a estabilidade da bancada, foi reduzido para duas horas e quarenta e cinco minutos, em média. Com a aceleração do transitório do compressor, o tempo por ensaio foi reduzido para pouco mais de duas horas.

Com o tempo de ensaio durando pouco mais de duas horas são possíveis praticamente dez ensaios por dia, por bancada. Antes das modificações eram possíveis em torno de cinco ensaios por dia, por bancada.

Existe a possibilidade de maiores reduções, pois não houve tempo de otimizar o processo de aquecimento do compressor e de testar novas formas de aquecê-lo; além das exploradas neste trabalho.

As conclusões foram divididas em duas partes: a primeira referente à estabilidade individual das variáveis na bancada de ensaio de desempenho de compressores herméticos e a segunda sobre a redução do tempo conseguido com o conjunto de modificações na bancada e aquecimento forçado do compressor.

#### **6.1.1 Conclusões acerca da estabilização das variáveis na bancada**

As modificações melhoraram significativamente a estabilidade da bancada. A dispersão de valores dos resultados ficou dentro do estipulado por norma. Os sistemas de controle apresentaram boa robustez frente a perturbações.

Paralelamente à estabilidade, a condição metrológica da bancada estudada por [24] também foi melhorada sobremaneira.

#### **6.1.1.1 Seleção do método de ensaio**

Os métodos selecionados, C (calorímetro na linha de sucção) e F (medidor de fluxo de massa em fase líquida), segundo a norma ISO 917[4], mostraram-se adequados no quesito estabilidade e no quesito incerteza de medição; averiguado por [24]. A contestação, quanto ao uso de calorímetro (evaporador) pode ser feita, mas é importante ressaltar que a empresa (Embraco) fez objeções à retirada do método por conta da necessidade do calorímetro na bancada (evaporador) de ensaio de desempenho de compressores herméticos para outros ensaios internos à empresa; ensaios em unidades condensadoras, por exemplo.

As modificações no calorímetro a seco (evaporador) do método C mostraram resultados dentro do esperado. O tempo de estabilização foi reduzido em relação ao uso de calorímetro com fluido secundário e a estabilidade em regime permanente foi boa.

A isolamento térmica e os gradientes de temperatura ainda merecem uma atenção especial, pois existe possibilidade de melhorias com relação à construção e determinação das condições de operação do calorímetro.

O atraso no transporte de energia e a perturbação mútua entre pressão e temperatura no calorímetro, mostrados na figura 72, devem ser atenuados significativamente após ajustes finos no software de controle. Existe uma distância razoável entre temperatura e pressão de sucção em termos da resposta dinâmica; fato que favorece novas melhorias.

Nos ensaios realizados sem aceleração do transitório, o tempo médio demandado para estabilização do calorímetro foi de 36 minutos (com máximo de 61 minutos e mínimo de 27 minutos), com desvio padrão da amostra igual a 9 minutos (dados listados na tabela 11). Nos ensaios com o transitório acelerado o tempo médio é aumentado para quase 1 hora. Esse aumento é causado pelo aumento do fluxo de massa quando cessam as condições de sobreaquecimento do compressor; aumentando a capacidade de refrigeração do circuito da bancada em meio à estabilização (figura 70).

Dentro da seleção dos métodos ainda cabe a análise do medidor de fluxo de massa. Os resultados relativos ao medidor podem ser divididos em duas partes: a primeira na qual, além da dependência da estabilização da pressão de sucção, da pressão de descarga e da temperatura do

corpo do compressor; havia uma dispersão grande de resultados causados pelo local de instalação e a segunda parte, na qual o medidor foi reposicionado dentro do circuito de acordo com a figura 73. Na primeira montagem (primeira parte) a estabilização só era possível com a elevação da pressão intermediária para aproximadamente 13 bar. O tempo de estabilização, nessa condição, era em torno de 55 minutos com picos de até 121 minutos.

A resposta do medidor de fluxo de massa após a mudança de posição dentro do circuito (segunda parte) teve uma melhora significativa. As perturbações que provocavam picos com valores que extrapolavam os limites da norma ISO 917 [4] foram eliminados.

A estabilização do fluxo de massa depende da estabilização da pressão de sucção, da pressão de descarga e, sobretudo, da temperatura do corpo do compressor. Na figura 74 é possível perceber um leve declínio do valor do fluxo de massa com a elevação da temperatura do corpo do compressor mostrada na figura 65. Em ambas as figuras, as variações ficam encerradas dentro dos limites da norma, fato que as torna estabilizadas dentro do intervalo de observação de 1 hora.

#### **6.1.1.2 Pressão de sucção**

A pressão de sucção, que sempre apresentou dificuldade de estabilização e manutenção do regime permanente, teve um bom comportamento. A resposta dinâmica e dispersão dos valores, conforme figura 66, foram muito bons. No início do gráfico da figura 66 a pressão permaneceu por algum tempo com valor fixo, um pouco maior que 1,44 bar. Nesse intervalo de tempo o transdutor de pressão esteve isolado do circuito – por válvulas –, para que picos maiores que 1,5 bar não o danifiquem. Além das válvulas isoladoras, existem válvulas limitadoras de pressão que descarregam o gás para a atmosfera em caso de sobrepressão. Durante o intervalo de tempo no qual o transdutor permanece isolado do circuito, a pressão de sucção é controlada manualmente.

O controle automático é liberado quando a pressão de descarga está praticamente estabilizada. Após a liberação, que ocorre próximo dos 900 segundos, o controle conduz rapidamente a pressão de sucção para o valor de regime permanente, sem sobre ou sub sinais. A perturbação imposta próximo aos 3000 segundos, pela variação da pressão de descarga de 17 para 14,7 bar, desestabilizou parcialmente a variável. Foi uma condição adversa que normalmente não ocorre no ensaio. Perturbações dessa magnitude são geradas com variação brusca da pressão de descarga ou com variação da rotação do compressor. A perda de parte do ensaio é, então, devido

mais dessas perturbações que propriamente da incapacidade do controle de reagir frente à perturbação.

Durante os ensaios realizados para atender o trabalho de [24] (resultados apresentados na tabela 11), a pressão de sucção estabilizou com tempo médio de 10 minutos, com máximo de 24 e mínimo de 3 minutos.

### **6.1.1.3 Pressão de descarga**

A decisão de manutenção do hardware de controle da pressão de descarga, até que novos sistemas sejam profundamente estudados, mostrou-se correta. O sistema é lento, mas robusto.

Conforme mostrado na figura 69 e pela análise numérica dos dados, a pressão de descarga mantém-se estabilizada após o regime permanente ter sido atingido sem problemas.

Nos ensaios sem aceleração de transiente, a pressão de descarga estabilizou em média no sexto minuto, com limite máximo de 27 minutos. O valor máximo de 27 minutos foi, provavelmente, uma perda de pacote de dados, pois a pressão de sucção apresentou um tempo de estabilização de 24 minutos no mesmo ensaio. Uma perturbação da pressão de sucção pode ter induzido uma perturbação na linha de descarga.

Em termos absolutos, a pressão de descarga, considerando o limite de tolerância da norma de  $\pm 1\%$ , pode oscilar 0,147 bar em torno do valor de regime permanente. A pressão de sucção, que possui a mesma tolerância, pode oscilar 0,011 bar em torno da média; daí a maior facilidade de controle da pressão de descarga.

### **6.1.2 Conclusões acerca da redução do transitório**

O objetivo proposto para este trabalho foi atingido. Houve uma redução substancial no tempo total de ensaio, resultado da boa estabilidade das variáveis em regime permanente e por ter sido possível implementar um procedimento de aquecimento rápido do compressor.

O método de aquecimento com alimentação do motor elétrico com tensão contínua (CC) e tensão alternada (CA), concomitantes, mostrou-se a forma mais eficaz, dentre as testadas, para encurtar o transitório do compressor. O resultando foi um tempo médio demandado por ensaio de duas horas e quinze minutos.

Os ensaios que iniciaram com o compressor aquecido na bancada auxiliar também apresentaram tempo médio de duração de duas horas e quinze minutos. Muitos deles foram interrompidos por causa da atuação do relé de proteção térmica. Uma alternativa não explorada foi a condução dos ensaios sem o uso do protetor térmico, ou com o protetor afastado da carcaça do compressor para não ter interferência da temperatura do corpo.

O problema do resfriamento durante o desacoplamento do compressor da bancada auxiliar e posterior reaquecimento na BEC mostrado na figura 64, talvez pudesse ser superado com um sobreaquecimento de alguns graus Celsius na bancada auxiliar. O sobreaquecimento não foi testado.

A pressão máxima de descarga utilizada durante a fase de aquecimento dos compressores foi 17 bar. Esse limite corresponde à temperatura de condensação de 61°C; comum para operação do compressor. O limite foi fixado dentro da faixa normal de aplicação porque os compressores utilizados passariam por um grande número de ensaios. Um regime excessivamente pesado poderia provocar desgastes indesejáveis, modificações nos resultados e obrigar a substituição do compressor em meio ao processo. Para compressores que não passarão por tantos ensaios seguidos, poderá ser estudada a elevação da pressão de descarga até o limite máximo permitido pelo fabricante.

O ganho de produtividade de quatro a cinco compressores por dia por bancada; mas trinta existente, equivale a um ganho de cento e vinte a cento e cinqüenta ensaios por dia para o laboratório de avaliação.

## 6.2 PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

- Evaporador: desenvolver um evaporador (calorímetro) que tenha isolamento térmico baseado em vácuo (estável ao longo do tempo); ou que disponha de controle para igualar a temperatura ambiente externa e a temperatura da superfície isotérmica. A transferência de calor será reduzida pelo aumento da resistência à condução ou pela eliminação do gradiente de temperatura entre ambientes. Fabricado dessa forma, o equipamento terá uma modelagem mais fácil e controle mais exato por envolver menos massa. Com menos massa envolvida, o tempo de resposta diminui e aumenta a possibilidade de redução do tempo de transitório.

- Válvulas de controle de pressão: testar válvulas proporcionais e motorizadas por motor de passo na descarga e na sucção; de diferentes fabricantes. Elas poderão garantir que durante a partida as áreas de passagem sejam ajustadas de tal forma que os picos de sobre e sub pressão, comuns na estabilização, sejam atenuados. Na aplicação deverão ser utilizados artifícios para eliminar os ruídos eletromagnéticos.
- Aquecimento dos compressores: otimizar as condições de aquecimento com injeção de corrente CC e sobre-pressão na descarga. Existe a necessidade de otimização para cada tipo de compressor. Testar, também, o aquecimento do compressor dentro do *box* da bancada pela cessão de calor diretamente à carcaça. O calor seria dissipado e conduzido para o interior do compressor através do óleo lubrificante. O efeito seria somado ao aquecimento proporcionado pelos métodos já testados.
- *Box* duplo: além do ganho no aquecimento do compressor haverá a eliminação das oscilações de temperatura e pressão no calorímetro com operação contínua do circuito de refrigeração. As equalizações de pressão serão eliminadas entre os ensaios. O ensaio continuaria até completar uma hora e logo em seguida ao armazenamento dos dados, um conjunto de válvulas faria a comutação entre os compressores.
- Transdutores de temperatura: melhorar a instalação dos transdutores de temperatura pelo uso de poços (bainhas) instalados em joelhos na tubulação. Essa montagem permitiria a leitura do valor da temperatura no centro do fluxo de fluido refrigerante, com pouca interferência das paredes dos dutos. Qualquer oscilação seria rapidamente percebida, o que impediria perda de dados.
- Ventilação do *box*: melhorar a medição e o controle da velocidade e temperatura do ar no *box*. O controle da velocidade do ar possibilitaria ajuste para uma menor convecção durante o aquecimento do compressor e o ajuste de temperatura possibilitaria o sobre aquecimento do *box* durante a fase inicial do transitório.

- Conexão em curto no circuito de refrigeração para partidas sem carga do compressor, mas sem equalização de pressões: a desestabilização do calorímetro (evaporador) com a equalização da pressão entre ensaios, durante a troca dos compressores, é grande. Uma forma de evitar a partida com carga sem equalizar as pressões é realizar um “curto circuito” entre a tomada de sucção e descarga somente para troca e partida do compressor. Um conjunto simples de válvulas *on/off* poderia ser testado para tal fim.
- Acompanhamento do comportamento do compressor, durante o transitório acelerado, com redes neurais: o trabalho desenvolvido por [25] foi analisar o desempenho do compressor durante o transitório para inferir o resultado que seria obtido em regime permanente; utilizando a ferramenta redes neurais. Este trabalho e o desenvolvido por [25] concorrem parcialmente entre si nos objetivos, pois os dois visam redução do tempo de ensaio e ganho de produtividade das bancadas de ensaios de desempenho de compressores herméticos. A forma de transformá-los em complementares seria utilizar redes neurais dentro do processo de aquecimento acelerado para inferir o resultado em regime permanente. Os ensaios que não requerem procedimentos normatizados apresentarão redução substancial de tempo pelo rápido aquecimento e pela inferência antecipada do comportamento em regime permanente.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] GUTIÉRREZ, H.R.V. **Simulação horária e otimização termo-econômica de ciclos de refrigeração com ejetor movidos à energia solar e gás natural**. 2005. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.
- [2] STOECKER, W.F.; SAIZ JABARDO J.M. **Refrigeração industrial**. 2ª ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2002. 371p.
- [3] ASHRAE. **Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressors and condensing units**. ANSI/ASHRAE 23-1993. Atlanta, 1993. 12 p.
- [4] ISO. **Testing of refrigerant compressors**. ISO 917. 2ª ed. Genebra 1989. 31 p.
- [5] MARRIOT, L. W. **Control of a refrigerant compressor calorimeter for a minimum testing time**. Ph.D. (Doctor of Philosophy) University of Michigan, Michigan, 1973.
- [6] PORKHIAL, S; KHASTOO, B; MODARRES RAZAVI, M.R. **Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators**. Applied Thermal Engineering 22 (2002) 1391–1402. www.elsevier.com.
- [7] BECERRA, E.C.V. **Simulação de um compressor hermético alternativo operando em regime transiente**. 2003. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.
- [8] SCHMID, A.C. **Comportamento térmico de um refrigerador doméstico quando submetido a abertura e fechamento de porta**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- [9] ROVARIS, J.B. **Uma metodologia para simulação numérica de compressores**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- [10] SERRANO, J.R. **Numerical simulation and experimental validation of hermetic reciprocating compressors: Integration in vapour compression refrigerant system**. 2002. Thesys (Doctoral) Technological center of heat transference, machines and thermic motors departmant. Catalunha Politechnic University, Terrassa, 2002.
- [11] ASHRAE, **Industrial refrigeration handbook**, ASHRAE Standard, USA, 1998.
- [12] USSYK, M.S. **Simulação numérica de desempenho de compressores herméticos alternativos**. 1984. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

- [13] LONGO G.A; GASPARELLA. A. **Unsteady state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor.** International Journal of Refrigeration 26 (2003) 681–689 www.elsevier.com.
- [14] HANSEN L.D; Hart R. M. **The art of calorimetry.** Thermochemica Acta 417 (2004) 257–273. www.elsevier.com.
- [15] SAMMY G. S.. **Six sigma for electronics design and manufacturing** University of Massachusetts, Lowell McGraw-Hill.
- [16] BARBI, Ivo. **Teoria fundamental do motor de indução** – Florianópolis, Ed UFSC, Eletrobrás 1985.
- [17] GARCIA-VALLADARES, O. **Review of numerical simulation of capillary tube using refrigerant mixtures** - Applied Thermal Engineering 24 (2004) 949–966. www.elsevier.com.
- [18] WONGWISES, S. Pirompak, W. **Flow characteristics of pure refrigerants and refrigerant mixtures in adiabatic capillary tubes.** Applied Thermal Engineering 21 (2001) 845–861. www.elsevier.com
- [19] MELO, C. et al. **An experimental analysis of adiabatic capillary tubes.** Applied Thermal Engineering 19 (1999) 669±684. www.sciencedirect.com.
- [20] LINSINGEN, I.V. **Fundamentos de sistemas hidráulicos e pneumáticos.** 2. ed revisada – Florianópolis: Ed da UFSC 2003. 399p. :il – (Série didática).
- [21] MANSUR, S.S. **Simulação numérica do funcionamento de compressores herméticos alternativos considerando as pulsações de gás.** 1986. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1986.
- [22] PARKER HANNIFIN CORP 2006 <<http://www.parker.com>> Acesso em abril de 2006.
- [23] EURO CONTROLS – Air conditioning, refrigeration controls and monitoring equipment www.eurocontrols.co.za . Acesso em abril de 2006.
- [24] POLETTO, E.L. **Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores hermético visando reduzir incertezas de medição.** 2006. Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) – Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- [25] HENKLEIN, P. **Análise de ensaios de desempenho de compressores herméticos durante o transitório.** Florianópolis, 2006. Dissertação (Mestrado em Metrologia) – Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

[26] ABNT. **Termorresistência industrial de platina – Requisitos e métodos de ensaio**. NBR 13773. Rio de Janeiro, 1997, 11 páginas.

[27] OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 2. Ed. New Jersey: Prentice-Hall do Brasil, 1990. 781 p.

[28] INCROPERA, F.P; WTT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3. Ed. Guanabara Koogan, 1992. 455 p.

[29] ALBERTAZZI, Armando; METROLOGIA – Parte I .Florianópolis, 2001.

[30] EES. **Engineering Equation Solver**. Version 6.596. F-Chart.

[31] MATLAB. **The language of technical computing**. Version 7.0.0.1, 2004.

[32] OMEGA ENGINEERING. **The temperature handbook**. v. 29. Stanford: Omega Press, 1995.

[33] VAN WYLEN, G. J; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo: E. Blucher, c1995.

[34] REFPROP **Reference fluid thermodynamic and transport properties database**.

AGILENT TECHNOLOGIES. Version 7.0. Nist.

[35] AGILENT TECHNOLOGIES. **Op 0 T4aaMC /P aF94G4e1(o g)]TJ/TT1 1 Tf=0.0038 Tc -0.00**

- [44] <http://www.eletronbras.gov.br/ELB/procel/main.asp> - acessado em 16/09/2006
- [45] HEWLETT & PACKARD. **Operating and service manual**. Data acquisition and control unit – 3497 A. Section 1 – Loveland – Colorado. USA 1980.
- [46] PÉREZ-SEGARRA, C.D. et al. **Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors**. International Journal of Refrigeration, 1-15 (2004). [www.elsevier.com](http://www.elsevier.com).
- [47] RAJA, B. et al. **A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating refrigerant compressor**. International Journal of Refrigeration 26(2003) p 652-658. [www.elsevier.com](http://www.elsevier.com).
- [48] RIGOLA, J. Et al. **Parametric studies on hermetic reciprocating compressors**. International Journal of Refrigeration 1-14 (2004) [www.elsevier.com](http://www.elsevier.com).
- [49] OOI, K.T. **Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor**. Applied Thermal Engineering 23 (2003) p 1931–1945. [www.elsevier.com](http://www.elsevier.com).
- [50] RAJA, B. Et al. **A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating refrigerant compressor**. International Journal of Refrigeration 26 (2003) p 652-658. [www.elsevier.com](http://www.elsevier.com).
- [51] ASHRAE. **Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressors and condensing units**. ANSI/ASHRAE 23-2005. Atlanta, 2005. 10 p.
- [52] ASHRAE. **Flowmeter test methods for mass flow measurement of a volatile refrigerants**. ANSI/ASHRAE 41-10.2003. Atlanta, 2003. 15 p.
- [53] ASHRAE. **Calorimeter test methods for mass flow measurement of volatile refrigerants**. ANSI/ASHRAE 41.9-2000. Atlanta, 2005. 19 p.
- [54] ISO GUM Suppl. 1 – **Guide to expression of uncertainty in measurement (GUM)** – Supplement 1: Numerical methods for propagation of distributions. 2004.

# ANEXO

## ANEXO 1 – DADOS METROLÓGICOS DO MÓDULO HP 3497

Table 1:1 Specifications

Parameter	Specification	Notes
Maximum Switch Rate	> 1000 operations/sec	For use with 100 ohm termination
Rated Switch Life at 1 VA	10 <sup>7</sup> operations	All relays are Break Before Make
Channel non-inductive	< 100 nH	
High to Low Capacitance	Channel Open: < 10 pF/channel Channel Closed: < 220 pF/channel	
Interchannel Capacitance	< 15 pF	
Cross Talk	100 kHz: < -50 dB 1 MHz: < -40 dB	
Isolation (Relays)	Relay Open: > 10 <sup>10</sup> Ohm Relay Closed: > 10 <sup>10</sup> Ohm	
Thermocouple Compensation	Reference Junction Compensation Accuracy (23°C ± 5°C): ± 0.1°C Temperature Coefficient: 0.001°C/°C (0°C to 18°C, 28°C to 50°C)	

Figura 77 – Dados metrológicos do módulo HP 3497 [45]

## APÊNDICES

### APÊNDICE 1 – RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES TIPO T

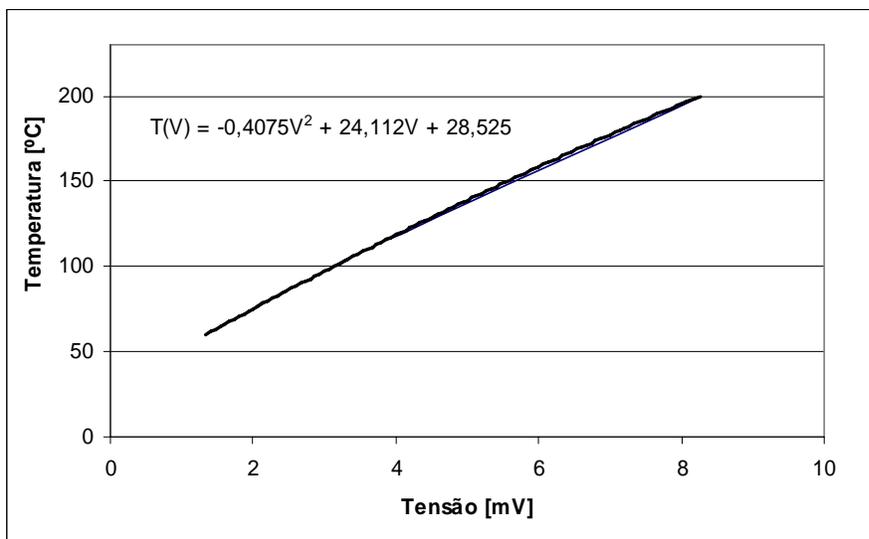
Os dados relativos à calibração dos termopares tipo T utilizados na instrumentação dos compressores constam na tabela 14.

**Tabela 14 – Dados de calibração dos termopares para dez leituras em cada ponto**

Termopar	T=60°C	T=110°C	T=200°C	D.pad (60)	D.pad(110)	D.pad(200)	D.pad(60)x Student	D.pad(110)x Student	D.pad(200)x Student
1	1.3349	3.5637	8.2700	0.0011	0.0026	0.0053	0.0058	0.0523	0.0295
2	1.3342	3.5790	8.2653	0.0012	0.0019	0.0045	0.0029	0.0453	0.0326
3	1.3419	3.5930	8.2706	0.0015	0.0053	0.0044	0.0033	0.0481	0.0230
4	1.3468	3.6108	8.2746	0.0010	0.0043	0.0043	0.0067	0.0509	0.0300
5	1.3531	3.6222	8.2747	0.0007	0.0036	0.0043	0.0046	0.0567	0.0273
6	1.3563	3.6297	8.2745	0.0019	0.0043	0.0043	0.0097	0.0613	0.0322
7	1.3080	3.5341	8.2429	0.0011	0.0018	0.0047	0.0106	0.0579	0.0282
8	1.3123	3.5525	8.2449	0.0011	0.0013	0.0036	0.0082	0.0617	0.0226
9	1.3247	3.5776	8.2560	0.0018	0.0021	0.0035	0.0079	0.0598	0.0277
10	1.3381	3.6024	8.2657	0.0015	0.0047	0.0032	0.0073	0.0553	0.0266
11	1.3365	3.5947	8.2700	0.0020	0.0026	0.0028	0.0062	0.0402	0.0542
12	1.3350	3.6025	8.2690	0.0016	0.0073	0.0029	0.0066	0.0504	0.0578
13	1.3421	3.6172	8.2760	0.0017	0.0005	0.0032	0.0072	0.0605	0.0548
14	1.3498	3.6286	8.2849	0.0019	0.0005	0.0026	0.0059	0.0642	0.0482
15	1.3535	3.6366	8.2853	0.0025	0.0007	0.0033	0.0074	0.0634	0.0540
16	1.3593	3.6430	8.2860	0.0026	0.0009	0.0035	0.0080	0.0686	0.0565
17	1.3106	3.5680	8.2421	0.0022	0.0045	0.0031	0.0071	0.0565	0.0505
18	1.3114	3.5829	8.2468	0.0015	0.0024	0.0018	0.0040	0.0525	0.0502
19	1.3235	3.5998	8.2602	0.0029	0.0013	0.0027	0.0060	0.0521	0.0528
20	1.3386	3.6186	8.2758	0.0016	0.0013	0.0023	0.0051	0.0485	0.0519
média mV)	1.3355	3.5978	8.2668						
máx (mV)				0.0029	0.0073	0.0053	0.0106	0.0686	0.0578

Coeficiente de Student = 2,262 para n=10.

Os termopares de 1 a 10 foram utilizados para o compressor modelo A, os termopares de 11 a 20 foram utilizados para o compressor modelo B.



**Figura 78 – Curva adotada como característica de resposta para os termopares**

A parcela de incerteza da temperatura imposta pelos termopares pode ser calculada a partir da incerteza da tensão; de acordo com a equação da figura 78 e equação 45, 46 e 47, através do coeficiente de sensibilidade  $C$ .

$$T(V) = -0,4075V^2 + 24,112V + 28,525 \quad (45)$$

$$C = \frac{dT}{dV} \quad (46)$$

$$C = \frac{dT}{dV} = -0,815V + 24,112 \quad (47)$$

O valor máximo da incerteza na tensão avaliada na calibração foi de 0,0686 mV (tabela 14) no ponto de 110 °C e esse valor implica, de acordo com a equação 47, numa contribuição para a incerteza da temperatura de 1,45 °C. A incerteza de 1,45 °C corresponde à incerteza expandida para probabilidade de abrangência de 95%.



Tabela 16 – Valores da correção para cada canal no patamar de 70 °C

Canal	Tendência [°C]	ITd [°C]	Correção [°C]	Posição no interior do compressor que o canal realiza as medições
0	6,743	0,297	- 6,743	cilindro
1	5,357	0,112	- 5,357	mancal
2	5,363	0,466	- 5,363	ambiente (lado que esta o termopar do corpo)
3	5,407	0,089	- 5,407	corpo
4	5,033	0,064	- 5,033	óleo
5	5,263	0,064	- 5,263	bobina
6	5,160	0,315	- 5,160	passador de descarga
7	5,127	0,112	- 5,127	passador de sucção
8	4,363	0,305	- 4,363	sucção (próximo à válvula de sucção)
9	4,997	0,032	- 4,997	descarga (próximo à válvula de descarga)

### APÊNDICE 3 – CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO

Antes de proceder aos cálculos relativos à avaliação metrológica dos transdutores de pressão, são apresentadas as curvas inversas de resposta real dos transdutores nas figuras 79 e 80.

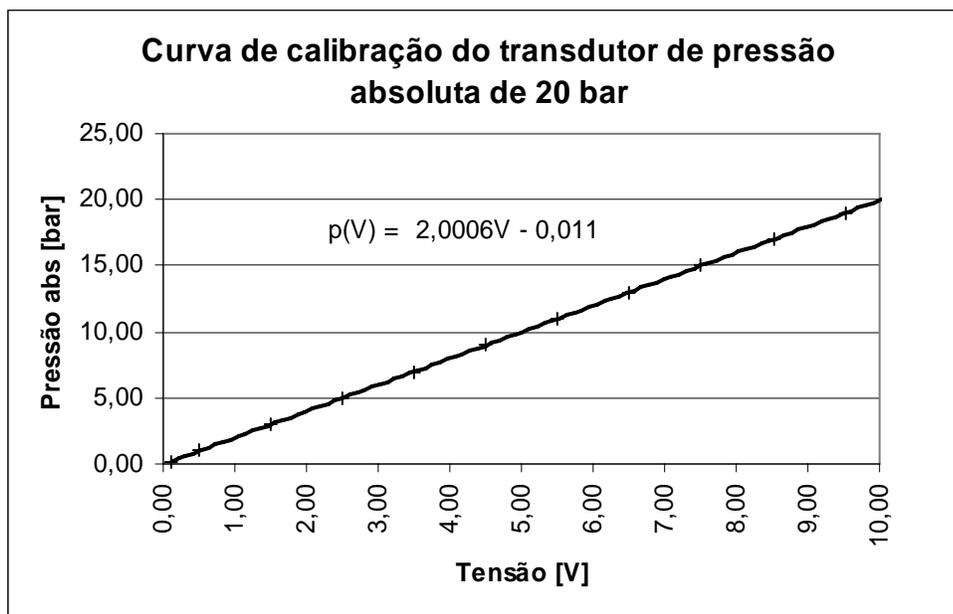


Figura 79 – Curva inversa de resposta para transdutor de pressão absoluta com faixa de medição de 20 bar

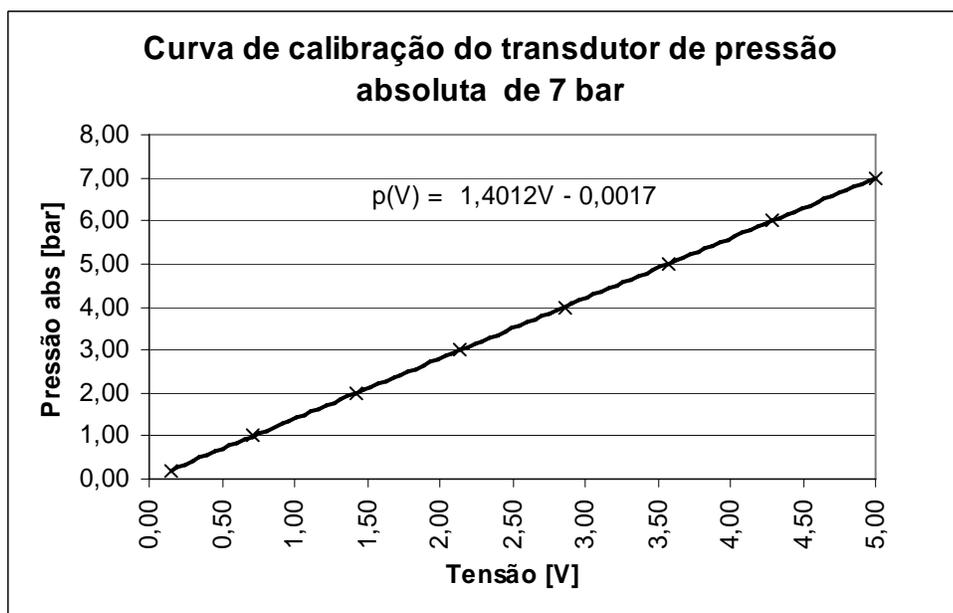


Figura 80 – Curva inversa de resposta para transdutor de pressão absoluta com faixa de medição de 7 bar

A calibração dos transdutores foi realizada com o calibrador (gerador de pressão) Druck;  
As incertezas foram levantadas para 1 bar na sucção e 15 bar para a descarga. Pontos próximos aos pontos de operação.

### **Calibração do transdutor da pressão absoluta da sucção em 1 bar:**

O valor de pressão em torno do qual ocorreram os ensaios foi 1,147 bar, mas para a calibração foi tomado o valor de 1 bar por ter sido o mais próximo dentre os adotados na calibração.

#### Dados do fabricante do transdutor:

- faixa de medição de pressão absoluta: (0 a 7) bar;
- erro combinado (linearidade, histerese e repetitividade):  $\pm 0,04\%$  da faixa de medição;
- estabilidade térmica:  $\pm 0,5\%$  (faixa (0 a 50)°C);
- deriva temporal:  $\pm 0,1\%$  por ano.

#### Calibrador: gerador de pressão Druck DPI 610:

- faixa de medição (pressão absoluta): (0 a 300) psi; (0 a 20,68) bar;
- resolução: 0,001 bar;
- erro combinado (accuracy): 0,025% da faixa de operação, que equivale em valor absoluto a 0,00517 bar.

O erro máximo do calibrador, por segurança, foi tomado como a soma algébrica das duas parcelas disponíveis para análise.

$$E_{\max\text{Cal}} = 0,00617 \text{ bar (0,029\%, do final da faixa de medição).}$$

#### Dados do transdutor sob calibração

- média da saída do transdutor para 1 bar ajustado no calibrador: 0,71518 V;
- resposta nominal:  $p = 1,4 \text{ V}$  (sensibilidade);
- resposta real:  $p = 1,4012 \text{ V} - 0,0017$ ;
- erro sistemático para 1 bar: 0,0001bar (diferença entre resposta real e nominal);
- número de repetições para cada ponto de medição:  $n=4$  (2 ciclos);

- desvio padrão da amostra (s): 0,00014 bar;
- $Re = t.s = 0,00042$  bar;

**Tabela 17 – Balanço de incerteza para transdutor da pressão absoluta da sucção, considerando a deriva térmica**

Fontes de incerteza		E. sist	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Cor.	Valor bruto [bar]	tipo de distribuição	divisor	valor	grau de liberdade ( )
Re	repetitividade		0,00030	normal	3,18	0,00009	3
Ical	Inc. calibrador		0,00617	uniforme	$\sqrt{3}$	0,00356	
D.T	Deriva térmica		0,007	uniforme	$\sqrt{3}$	0,02020	
D.Temp	Deriva temporal		0,00700	uniforme	$\sqrt{3}$	0,00404	
Tend	Tendência	0					
Cc	Cor. Combin.	0					
Uc	Inc. pad. comb.			normal	multiplic.= 2	0,02090	
U	Inc Exp (95%)			normal		0,04181	

**Tabela 18 – Balanço de incerteza para o transdutor da pressão da sucção, não considerando a deriva térmica**

Fontes de incerteza		E.sist	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Cor.	Valor bruto [bar]	tipo de distribuição	divisor	valor	grau de liberdade ( )
Re	repetitividade		0,00042	normal	3,18	0,00009	3
Ical	Inc. calibrador		0,00617	uniforme	$\sqrt{3}$	0,00356	
D.Temp	Deriva temporal		0,007	uniforme	$\sqrt{3}$	0,00404	
Tend	Tendência	0					
Cc	Cor. Combin.	0					
Uc	Inc. pad. comb.			normal	multiplic. =2	0,00538	
U	Inc Exp (95%)			normal		0,01077	

- Re----- Repetitividade;  
 Ical ---- incerteza do calibrador;  
 E.sist--- efeito sistemáticos;  
 Cor----- correção;  
 D.T---- deriva térmica;  
 D.Temp deriva temporal: foi utilizado proporcionalmente a seis meses (0,05%);  
 Cc ----- correção combinada;  
 Uc ----- incerteza padrão combinada;  
 U ----- incerteza expandida;

Resultado final: no software de aquisição foi empregada a equação real do comportamento do transdutor (figura 80). A incerteza associada ao valor da medida é 0,01422, da tabela 18. O efeito da deriva térmica no transdutor não foi considerado porque a temperatura de utilização foi a mesma da calibração.

### **Calibração do transdutor da pressão absoluta da descarga (15 bar):**

O valor de pressão em torno do qual ocorreram os ensaios foi 14,7 bar, mas para a calibração foi tomado o valor de 15 bar por ter sido o mais próximo dentre os adotados na calibração.

#### Dados do fabricante do transdutor:

- faixa de medição de pressão absoluta: (0 a 20) bar;
- erro combinado (linearidade, histerese e repetitividade):  $\pm 0,04\%$  da faixa de medição;
- estabilidade térmica:  $\pm 0,5\%$  (faixa (0 a 50) $^{\circ}\text{C}$ );
- deriva temporal:  $\pm 0,1\%$  por ano;

#### Calibrador: gerador de pressão Druck DPI 610:

- faixa de medição (pressão absoluta): (0 a 300) psi ou (0 a 20,68) bar;
- resolução: 0,001 bar;
- erro combinado (accuracy): 0,025% do final da faixa de medição ou 0,00517 bar.

O erro máximo do calibrador, por segurança, foi tomado como a soma algébrica das duas parcelas disponíveis para análise.

$$E_{\text{maxCal}} = 0,00617 \text{ bar (0,029\% do final da faixa de medição)}.$$

#### Dados do transdutor sob calibração

- média da saída do transdutor para 1 bar ajustado no calibrador: 7,51275 V;
- resposta nominal:  $p = 2 V$  ;

- resposta real:  $p = 2,0006 V - 0,011$ ;
- tendência para o valor de 15 bar:  $-0,0065$  (diferença entre resposta real e nominal);
- número de repetições:  $n=4$  (2 ciclos);
- desvio padrão da amostra (s):  $V \rightarrow 0,00100$  bar;
- $Re = t.s = 0,00318$  bar;

**Tabela 19 – Balanço de incerteza para transdutor da pressão absoluta da sucção, considerando a deriva térmica**

Fontes de incerteza		E. Tend.	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Cor.	Valor bruto [bar]	tipo de distribuição	divisor	valor	grau de liberdade ( )
Re	repetitividade		0,00318	normal	3,18	0,00100	3
Ical	Inc. calibrador		0,00617	uniforme	$\sqrt{3}$	0,00356	
D.T	Deriva térmica		0,10000	uniforme	$\sqrt{3}$	0,05773	
D.Temp	Deriva temporal		0,02000	uniforme	$\sqrt{3}$	0,01154	
Esist	Erro sistemático	0					
Cc	Cor. Combin.	0					
Uc	Inc. pad. comb.			normal	multiplic. =2	0,05898	
<b>U</b>	<b>Inc Exp (95%)</b>			<b>normal</b>		<b>0,11796</b>	$\infty$

**Tabela 20 – Balanço de incerteza para o transdutor da pressão da sucção, não considerando a deriva térmica**

Fontes de incerteza		E.Tend.	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Cor.	Valor bruto [bar]	tipo de distribuição	divisor	valor	grau de liberdade ( )
Re	repetitividade		0,00318	normal	3,18	0,00100	3
Ical	Inc. calibrador		0,00617	normal	2	0,00356	
D.Temp	Deriva temporal		0,02000	uniforme	$\sqrt{3}$	0,01154	
Esist	Erro sistemático	0					

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)