

**AUTOMAÇÃO DE ENSAIOS DE COMPRESSORES DE  
REFRIGERAÇÃO OPERANDO SOB CONDIÇÕES EXTREMAS**

Florianópolis  
2010



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial**

**João Gabriel Fadel da Costa**

**AUTOMAÇÃO DE ENSAIOS DE COMPRESSORES DE  
REFRIGERAÇÃO OPERANDO SOB CONDIÇÕES EXTREMAS**

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

**Orientador: Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.**

Florianópolis, 2010.



**AUTOMAÇÃO DE ENSAIOS DE COMPRESSORES DE  
REFRIGERAÇÃO OPERANDO SOB CONDIÇÕES EXTREMAS**

**João Gabriel Fadel da Costa**

**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. (UFSC)**

**ORIENTADOR**

**Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Júnior, Dr. Eng. (UFSC)**

**COORDENADOR DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**

**BANCA EXAMINADORA:**

**Prof. Marco Antônio Martins Cavaco, Ph. D. (UFSC)**

**Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. (UFSC)**

**Prof. Saulo Güths, Dr. (UFSC)**

**Marco Aurélio de Oliveira, M. Eng. (EMBRACO)**



*Aos meus pais, Henrique e Luciane  
Ao meu irmão, Antônio Augusto  
À Ana Carolina*





## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Henrique e Luciane, e ao meu irmão, Antônio Augusto, que sempre me deram o suporte necessário e me incentivaram na conquista dos meus objetivos.

À Ana Carolina, que se manteve ao meu lado nos momentos mais difíceis, me ajudando a superar os obstáculos que apareceram no caminho.

Ao Prof. Flesch, pela compreensão, por todos os ensinamentos e pela confiança em mim depositada.

Ao Filipe Schmitz, por sua ajuda imensurável, fundamental na realização deste trabalho.

Ao Arthur, por sua boa vontade em ajudar sempre que preciso.

Ao Cesar, por sua competência e comprometimento com o LIAE.

Ao Julio, que contribuiu com idéias geniais para a solução dos problemas encontrados.

Ao Miguel, pelos conhecimentos a mim passados a respeito de assuntos essenciais neste trabalho.

Ao Rodolfo, pelas dicas para a solução dos desafios técnicos.

Ao Daniel, por sua ajuda na etapa derradeira do trabalho, que foi determinante para a sua conclusão.

A todos os demais amigos do LIAE e Labmetro, pelos conhecimentos compartilhados e pelo companheirismo nesses anos em que estivemos juntos.

À Embraco e seus colaboradores, em especial ao Ronsani, pelo apoio e pela confiança na minha capacidade.



*“É muito melhor arriscar coisas grandiosas,  
alcançar triunfo e glória, mesmo expondo-se à derrota,  
do que formar fila com os pobres de espírito,  
que não gozam muito e nem sofrem muito,  
porque vivem na penumbra cinzenta  
que não conhece nem vitória nem derrota.”*

Theodore Roosevelt



## RESUMO

Nos estudos realizados na área de ensaios de compressores, pouco foi explorado até então no que concerne aos ensaios em condições extremas de operação. Neles, avaliam-se diversas variáveis do compressor – como torque, frequência rotacional, corrente de alimentação e temperatura do enrolamento do motor – operando sob condições adversas, como elevadas pressões de sucção e descarga, tensão diferente da nominal, dentre outras. Ao contrário dos ensaios de desempenho, nos quais as variáveis de interesse são controladas em valores estáticos, as grandezas nos ensaios em condições extremas assumem comportamentos transitórios.

Visitas à empresa líder mundial no mercado de compressores herméticos evidenciaram que grande parte das bancadas empregadas nesses ensaios são de extremo baixo nível de automação, o que gera elevadas incertezas nos resultados e longos tempos de execução. A necessidade de ensaios rápidos, com boa repetitividade e baixa incerteza de medição, força a sua automação.

Este trabalho apresenta soluções para a automação de ensaios de compressores operando sob condições extremas, apontando os sistemas de medição, atuadores e técnicas de controle e de processamento de sinais disponíveis.

Foi realizada a automação de uma bancada de ensaios de partida e de tombamento de compressores, que são exemplos de ensaios em condições extremas. A escolha da bancada se deu pela importância fundamental desses ensaios, que estabelecem condições limites que o compressor suportará quando aplicado em um sistema de refrigeração.

Como resultado, obteve-se uma bancada protótipo capaz de executar tais ensaios de forma automatizada – sem intervenção do operador. São apresentados resultados de ensaios, realizados com compressores de tamanhos distintos, que mostram que a automação trouxe ganhos significativos, metrológicos e operacionais, à bancada.



## ABSTRACT

In the study area of compressor tests, little has been explored about compressors operating under extreme conditions. In these tests, several variables are measured – such as torque, rotational frequency, supply current and motor winding temperature – under adverse operation conditions, such as high suction and discharge pressures, supply voltage different from nominal value, and more. Unlike in performance tests – where the controlled variables assume static values – the variables in tests under extreme condition feature transitory behaviors.

Visits to the leading hermetic compressors producer have shown that most of the benches employed in these tests are of extreme low level of automation, which generates high uncertainty and lengthy test runtimes. The need for fast tests, with good repeatability and low measurement uncertainty, forces their automation.

This work presents solutions for automating tests of compressors operating under extreme conditions, pointing measurement systems, actuators, control and signal processing techniques available.

It was performed the automation of a bench of starting and stalling tests, which are examples of tests under extreme conditions. This bench has been chosen because of the fundamental importance of these tests, which establish boundary conditions that compressors put up with when applied to refrigeration systems.

As a result, it was obtained a prototype bench capable of performing such tests on compressors automatically – with no need of intervention during operation. The results of tests – carried out over compressors of different sizes – show that automation has brought significant metrological and operational improvements to the bench.





## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diagrama P-h para fluido R-134a. Gerado através do software EES ( <i>Engineering Equation Solver</i> ) (17). .....	43
Figura 2.2 – Curva de temperatura em função da pressão (absoluta), para fluido R-134a em estado saturado. Gerado através do software EES ( <i>Engineering Equation Solver</i> ) (17). .....	44
Figura 2.3 – Circuito de refrigeração. Adaptado de (18). .....	45
Figura 2.4 – Diagrama P-h sobre o qual é representado o ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor (18). .....	46
Figura 2.5 – Compressor rotativo de palhetas (16). .....	48
Figura 2.6 – Compressor espiral (15). .....	48
Figura 2.7 – Compressor alternativo (15). .....	48
Figura 2.8 – Vista em corte do compressor hermético de refrigeração. 49	
Figura 2.9 - Vista em corte longitudinal de um motor de indução com rotor do tipo gaiola de esquilo (20). .....	50
Figura 2.10 – Curva característica de conjugado (torque) versus frequência rotacional síncrona percentual para um motor de indução (20). .....	51
Figura 2.11 – Diagrama do motor de fase dividida (adaptado de (20)). 52	
Figura 2.12 – Torque percentual (em relação ao torque nominal) <i>versus</i> frequência rotacional síncrona percentual do motor de fase dividida (adaptado de (20)). .....	53
Figura 2.13 – Diagrama do motor de fase dividida com capacitor de partida (adaptado de (20)). .....	54
Figura 2.14 – Torque percentual (em relação ao torque nominal) <i>versus</i> frequência rotacional síncrona percentual do motor de fase dividida com capacitor de partida (adaptado de (20)). .....	54
Figura 2.15 – Diagrama do motor de fase dividida com capacitor permanente (adaptado de (20)). .....	55
Figura 2.16 – Torque percentual (em relação ao torque nominal) <i>versus</i> frequência rotacional síncrona percentual do motor de fase dividida com capacitor permanente (adaptado de (20)). .....	56

Figura 2.17 – Diagrama do motor de fase dividida com dois capacitores (adaptado de (20)).	57
Figura 2.18 – Torque percentual (em relação ao torque nominal) <i>versus</i> frequência rotacional síncrona percentual do motor de fase dividida com dois capacitores (adaptado de (20)).	57
Figura 2.19 – Relação entre torque e frequência rotacional para pequenos escorregamentos (21)	59
Figura 2.20 – Curva de torque <i>versus</i> frequência rotacional, ilustrando a região estável de operação (21)	61
Figura 2.21 – Espaço nocivo em compressores alternativos.	63
Figura 3.1 – Extensômetro de resistência para uso em diafragmas (31).	68
Figura 3.2 - Sinal de corrente de alimentação no tempo (12).	75
Figura 3.3 – Sinal de saída de um transmissor utilizado para medir a pressão de descarga do compressor (12).	76
Figura 3.4 – Válvula de solenóide em corte (23).	79
Figura 3.5 – Válvula esfera em corte, em posição fechada (39).	79
Figura 3.6 – Válvula diafragma em corte. Adaptado de (41).	80
Figura 3.7 – Válvula globo em corte (35).	81
Figura 3.8 – (a) Válvula agulha em corte. (b) Tipos de haste de válvulas agulha. <i>Da esquerda para a direita:</i> haste reguladora, haste em V e haste de assento suave (44).	82
Figura 4.1 – Curva de tombamento <i>versus</i> curva característica do sistema, considerando o mesmo sistema com fluidos refrigerantes R-12 e R-134a. Adaptado de (47).	90
Figura 4.2 – Painel frontal de duas bancadas de ensaios de partida e de tombamento conjugadas.	91
Figura 4.3 – Interior da bancada de ensaios de partida e de tombamento.	92
Figura 4.4 – Diagrama do circuito hidráulico da bancada de ensaios de partida e de tombamento	93

Figura 4.5 – Transmissores de pressão WIKA instalados na bancada protótipo. ....	98
Figura 4.6 – Sinal de pressão de descarga. (a) Sinal não-filtrado. (b) Sinal filtrado e amplificado. (c) Espectro de frequências do sinal filtrado (transformada rápida de Fourier interpolada).....	102
Figura 4.7 – Parâmetros de uma distribuição normal.....	103
Figura 4.8 – Válvula esfera acionada por atuador eletropneumático, instalada na bancada.....	107
Figura 4.9 – Curva de frequência rotacional versus torque do motor MAXON EC 45, 250 W, ilustrando a sua faixa de operação (63). ....	108
Figura 4.10 – Curva de frequência rotacional <i>versus</i> torque do conjunto EC 45 + redução (19:1). ....	109
Figura 4.11 – Controladoras EPOS 70/10 e fontes de alimentação (maiores) dos motores, 48 V, instaladas na bancada protótipo. ....	110
Figura 4.12 – Catraca. (a) Esquema de montagem: catraca acoplado o eixo do motor à haste da válvula. (b) Caixa da catraca, em corte: mecanismo de limitação de torque no sentido anti-horário, através de roda dentada, lingüeta e mola. (c) Movimentação da catraca, através das hastes deslizantes. ....	111
Figura 4.13 – Instalação da chave de fim de curso proximamente à catraca, através de suporte.....	112
Figura 4.14 – Tampa da catraca realizando o acionamento da chave, conforme a válvula é aberta. ....	113
Figura 4.15 – (a) Montagem final de uma catraca com chave de fim de curso, já instalada na bancada protótipo. (b) Três dos cinco motores que foram instalados na bancada, acoplados às suas respectivas válvulas através das catracas. ....	114
Figura 4.16 – Placas de aquisição: (a) DAQ PCI-MIO-16E1 (6070E); (b) DAQ USB 6210; (c) DAQ USB 9215A. ....	117
Figura 4.17 – Placa de entradas e saídas digitais NI USB-6501 (65)..	119
Figura 4.18 – Trocador de calor instalado na entrada do reservatório.	121
Figura 4.19 – Resistor aquecedor de revestimento de silicone, instalado em torno da base do reservatório.....	122

Figura 4.20 – Diagrama do circuito da bancada protótipo de ensaios de partida e de tombamento automatizada.....	124
Figura 4.21 – Bancada protótipo de ensaios de partida e de tombamento. (a) Painel da bancada, sem as válvulas manuais existentes anteriormente. (b) Novas válvulas e acionamentos instalados abaixo do painel.....	125
Figura 4.22 – Painel frontal do software – interface interativa desenvolvida em LabVIEW.....	127
Figura 4.23 – Exemplo de resposta ao degrau.....	132
Figura 4.24 – Representação simplificada do controle do processo em malha fechada.....	133
Figura 4.25 – Resposta característica de um sistema de 2ª ordem.....	134
Figura 4.26 – Implementação da malha de controle de pressão.....	136
Figura 4.27 – Modelo simplificado da malha de controle da pressão de sucção do CT.....	138
Figura 4.28 – Efeito da variação da pressão de descarga do CA sobre a pressão de sucção do CT.....	139
Figura 4.29 – Modelo simplificado da malha de controle da pressão de sucção do CT, com o controlador de pré-alimentação da perturbação	142
Figura 4.30 – Implementação da malha de controle da pressão de sucção do CT, com controlador de pré-alimentação da perturbação causada pela variação da pressão de descarga do CA.....	143
Figura 4.31 – Compressor de tampa flangeada, instrumentado com termopares.....	145
Figura 4.32 – Aquecimento acelerado através da imposição de carga elevada – compressor instrumentado: EM 45 HNR.....	147
Figura 4.33 – Aquecimento acelerado através de rotor bloqueado – compressor instrumentado: EGU 70 HLC.....	148
Figura 4.34 – Detecção da tensão de tombamento para ensaio de partida equalizada – compressor instrumentado: EGU 70 HLC.....	150
Figura 4.35 – Ensaio de partida equalizada – compressor instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Tensão de alimentação e temperatura do	

enrolamento. (b) Comportamento da pressão equalizada durante o ensaio. ....	151
Figura 4.36 – Ensaio de partida diferencial – compressor instrumentado: EM 45 HNR. (a) Tensão de alimentação e temperatura do enrolamento. (b) Comportamento das pressões de sucção e descarga durante um trecho do ensaio.....	153
Figura 4.37 – Ensaio de tombamento – compressor instrumentado: EM 70 HLC. (a) Evolução da temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação do CT, ao longo do ensaio. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe. ....	156
Figura 4.38 – Curvas de tombamento dos compressores instrumentados EM 45 HNR e EGU 70 HLC. ....	158
Figura A.1 – Aquecimento acelerado. Compressor instrumentado: EM 45 HNR. (a) Carga elevada. (b) Rotor bloqueado. ....	172
Figura A.2 – Ensaio de partida diferencial (2 bar vs 8 bar). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR. (a) Temperatura do enrolamento e tensão de alimentação. (b) Pressões de sucção e descarga. ....	173
Figura A.3 – Ensaio de partida diferencial (3 bar vs 6 bar). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR. (a) Temperatura do enrolamento e tensão de alimentação. (b) Pressões de sucção e descarga. ....	174
Figura A.4 – Ensaio de tombamento (25 °C). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe. ....	175
Figura A.5 – Ensaio de tombamento (30 °C). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe. ....	176
Figura A.6 – Ensaio de tombamento (35 °C). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe. ....	177
Figura A.7 – Ensaio de tombamento (40 °C). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe. ....	178

Figura B.1 – Aquecimento acelerado. Compressor instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Carga elevada. (b) Rotor bloqueado .....	182
Figura B.2 – Detecção da tensão de tombamento. Compressor instrumentado: EGU 70 HLC .....	183
Figura B.3 – Ensaio de partida equalizada (5 bar vs 5 bar). Compressor instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura de enrolamento e tensão de alimentação. (b) Pressão equalizada.....	184
Figura B.4 – Ensaio de partida equalizada (6 bar vs 6 bar). Compressor instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura de enrolamento e tensão de alimentação. (b) Pressão equalizada.....	185
Figura B.5 – Ensaio de partida equalizada (7 bar vs 7 bar). Compressor instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura de enrolamento e tensão de alimentação. (b) Pressão equalizada.....	186
Figura B.6 – Ensaio de tombamento (5 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.....	187
Figura B.7 – Ensaio de tombamento (10 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.....	188
Figura B.8 – Ensaio de tombamento (15 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.....	189
Figura B.9 – Ensaio de tombamento (20 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.....	190
Figura B.10 – Ensaio de tombamento (25 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.....	191
Figura B.11 – Ensaio de tombamento (30 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura do enrolamento,	

frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação. (b)  
Temperatura de evaporação, em detalhe. .... 192





## LISTA DE ABREVIATURAS

A/D	Analógico/Digital
CAN	<i>Controller Area Network</i>
CA	Compressor Auxiliar
CC	Corrente Contínua
CI	Circuito Integrado
CNC	Comando Numérico Computadorizado
COP	Coeficiente de Performance
CT	Compressor em Teste
CSCR	<i>Capacitive Start &amp; Capacitive Run</i>
CSIR	<i>Capacitive Start – Inductive Run</i>
CSR	<i>Capacitive Start &amp; Run</i>
DAQ	<i>Data Acquisition</i>
DSP	<i>Digital Signal Processor</i>
GPIB	<i>General Purpose Interface Bus</i>
HFC	Hidrofluorcarboneto
LABMETRO	Laboratório de Metrologia e Automatização
LIAE	Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaios Aplicados à Refrigeração
LXI	<i>LAN Extension for Instrumentation</i>
MRO	Medidor de Resistência Ôhmica
P-h	Pressão-entalpia
PC	<i>Personal Computer</i>
PCI	<i>Peripheral Component Interconnect</i>
PID	Proporcional Integral Derivativo
PTCSCR	<i>PTC Start – Capacitive Run</i>
PTCSIR	<i>PTC Start – Inductive Run</i>

PXI	<i>PCI Extension for Instrumentation</i>
RC	Resistor-Capacitor
RS232	<i>Recommended Standard 232</i>
RSCR	<i>Resistive Start – Capacitive Run</i>
RSIR	<i>Resistive Start – Inductive Run</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
USB	<i>Universal Serial Bus</i>
VCC	<i>Variable Capacity Compressor</i>
VXI	<i>VME Extensions for Instrumentations</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\Delta h$	Diferença de entalpia
$\phi_r$	Diferença de fase entre a corrente do motor e o campo magnético
$\eta_{vr}$	Rendimento volumétrico real
$\tau$	Constante de tempo
$B$	Amplitude da onda de densidade de fluxo magnético
$C_{vr}$	Coefficiente de vazão
$f_c$	Frequência de corte
$I_r$	Amplitude da corrente do rotor
$\hat{I}$	Corrente alternada total
$\hat{I}_m$	Corrente alternada no enrolamento primário
$\hat{I}_a$	Corrente alternada no enrolamento auxiliar
$k$	Constante de proporcionalidade da máquina
$\dot{m}$	Vazão mássica
$N_s$	Frequência do campo girante
$N$	Frequência rotacional
$Q_H$	Calor cedido para a vizinhança
$Q_L$	Calor absorvido no espaço refrigerado
$P_e$	Pressão no evaporador
$P_c$	Pressão no condensador
$P_C$	Potência de compressão
$S$	Escorregamento
$T$	Torque do motor de indução

$\nabla$

Tensão alternada

$W_{in}$

Trabalho realizado pelo compressor sobre o fluido

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>33</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO .....	33
1.2	OBJETIVO DO TRABALHO.....	35
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	36
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA: REFRIGERAÇÃO, COMPRESSORES HERMÉTICOS E SUA ESTABILIDADE</b> .....	<b>39</b>
2.1	INTRODUÇÃO À REFRIGERAÇÃO .....	39
2.1.1	<i>Evaporação de uma massa de líquido</i> .....	40
2.1.2	<i>Misturas de líquido-vapor confinadas</i> .....	40
2.1.3	<i>Condensação pela extração de calor de um vapor saturado</i> .... .....	41
2.1.4	<i>Fluidos refrigerantes</i> .....	42
2.1.5	<i>Diagrama P-h</i> .....	42
2.1.6	<i>Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor</i> .....	44
2.2	COMPRESSORES HERMÉTICOS PARA REFRIGERAÇÃO .....	47
2.3	ACIONAMENTOS UTILIZADOS EM COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS: MOTOR DE INDUÇÃO E SUAS CARACTERÍSTICAS DE TORQUE.....	49
2.3.1	<i>Introdução ao motor de indução</i> .....	50
2.3.2	<i>Métodos de partida do motor de indução</i> .....	51
2.3.3	<i>Escorregamento</i> .....	58
2.3.4	<i>Estabilidade do motor de indução</i> .....	60
2.4	EFEITO DAS PRESSÕES DE SUÇÃO E DESCARGA NOS TORQUES DE PARTIDA E DE TOMBAMENTO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS.....	61
2.4.1	<i>Efeito do aumento da pressão de sucção</i> .....	61
2.4.2	<i>Efeito do aumento da pressão de descarga</i> .....	62
<b>3</b>	<b>INSTRUMENTAÇÃO APLICADA À AUTOMAÇÃO DE ENSAIOS EM CONDIÇÕES EXTREMAS</b> .....	<b>65</b>
3.1	MEDIÇÃO DE PRESSÃO.....	66

3.1.1	<i>Transdutores capacitivos</i> .....	67
3.1.2	<i>Transdutores extensométricos</i> .....	67
3.1.3	<i>Transdutores piezoelétricos</i> .....	68
3.1.4	<i>Transmissores de pressão</i> .....	69
3.2	MEDIÇÃO DA TEMPERATURA DO ENROLAMENTO DO COMPRESSOR .. .....	70
3.3	DETECÇÃO DE TOMBAMENTO.....	71
3.3.1	<i>Corrente eficaz de alimentação</i> .....	72
3.3.2	<i>Deslocamento máximo do corpo do compressor</i> .....	73
3.3.3	<i>Vibração máxima do corpo do compressor</i> .....	73
3.3.4	<i>Medição da frequência rotacional</i> .....	73
3.4	VÁLVULAS.....	77
3.4.1	<i>Válvulas de solenóide e válvulas esfera</i> .....	78
3.4.2	<i>Válvulas diafragma</i> .....	79
3.4.3	<i>Válvulas globo</i> .....	80
3.4.4	<i>Válvulas agulha</i> .....	81
3.5	ACIONAMENTOS PARA VÁLVULAS AGULHA .....	83
<b>4</b>	<b>AUTOMAÇÃO DOS ENSAIOS DE PARTIDA E DE TOMBAMENTO</b> .....	<b>87</b>
4.1	ENSAIO DE PARTIDA .....	87
4.2	ENSAIO DE TOMBAMENTO .....	88
4.3	BANCADA DE ENSAIOS.....	91
4.3.1	<i>Procedimento para ensaio de partida</i> .....	94
4.3.2	<i>Procedimento para ensaio de tombamento</i> .....	95
4.4	SELEÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO E DOS ATUADORES PARA AUTOMAÇÃO DA BANCADA .....	96
4.4.1	<i>Medição de pressão</i> .....	96
4.4.2	<i>Medição de temperatura</i> .....	98
4.4.3	<i>Detecção do instante de tombamento</i> .....	99

4.4.4	<i>Válvulas e acionamentos para controle de pressão</i>	105
4.4.5	<i>Acionamento dos compressores</i>	115
4.5	INTERFACES ENTRE OS COMPONENTES DA BANCADA E A UNIDADE DE PROCESSAMENTO	115
4.5.1	<i>Aquisição dos sinais</i>	115
4.5.2	<i>Comandos digitais</i>	118
4.5.3	<i>Comunicação com os acionamentos brushless</i>	119
4.5.4	<i>Comunicação com a fonte de alimentação</i>	120
4.6	UTILIZAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR E RESISTOR AQUECEDOR PARA MAIOR VELOCIDADE DOS ENSAIOS	120
4.7	SOFTWARE PARA CONTROLE DO ENSAIO	126
4.7.1	<i>Rotinas do ensaio automatizado de partida</i>	128
4.7.2	<i>Rotinas do ensaio automatizado de tombamento</i>	130
4.7.3	<i>Rotinas de segurança</i>	131
4.8	PROJETO DOS CONTROLADORES DE PRESSÃO	131
4.8.1	<i>Projeto dos controladores PI</i>	132
4.8.2	<i>Projeto do controlador de pré-alimentação da perturbação</i>	137
4.9	AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS	144
4.9.1	<i>Aquecimento acelerado através de imposição de carga elevada</i>	146
4.9.2	<i>Aquecimento acelerado do enrolamento com rotor bloqueado</i>	147
4.9.3	<i>Ensaio de partida equalizada</i>	149
4.9.4	<i>Ensaio de partida diferencial</i>	152
4.9.5	<i>Ensaio de tombamento</i>	154
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>159</b>
5.1	CONCLUSÕES	159
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	161
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>165</b>

<b>APÊNDICE A – ENSAIOS COM O COMPRESSOR INSTRUMENTADO EM 45 HNR.....</b>	<b>171</b>
<b>APENDICE B – ENSAIOS COM O COMPRESSOR INSTRUMENTADO EGU 70 HLC.....</b>	<b>181</b>



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

Os clientes de empresas fabricantes de compressores de refrigeração estão cada vez mais exigentes quanto às características desses produtos. Eles desejam que os compressores que compram apresentem baixo consumo de energia, elevada capacidade de refrigeração, ruído praticamente inaudível e que sejam capazes de operar em condições adversas, como subtensão, sobretensão e excesso de carga. Para satisfazerem esses clientes, empresas de refrigeração investem em ensaios que avaliam o compressor sob condições normais de operação – para avaliação da capacidade de refrigeração e eficiência energética – e também sob condições extremas, onde analisam os limites do compressor.

Os objetivos da indústria de compressores, no que concerne a ensaios, são produtividade – menor tempo de execução – e qualidade dos resultados. A necessidade de ensaios rápidos, com boa repetitividade<sup>1</sup> e baixa incerteza de medição, força a sua automação.

Buscas realizadas ao Portal de Periódicos Capes (1) e a anais de congressos – como o *International Conference on Compressors and their Systems* (2007 e 2009) e o *Purdue Compressors Engineering & Refrigeration and Air Conditioning Conferences at Purdue* (2002 a 2008) não evidenciaram estudos a respeito de ensaios de compressores operando sob condições extremas. A seguir são citados estudos nas áreas de automação e instrumentação aplicadas a ensaios de compressores que vêm sendo realizados no LIAE<sup>2</sup> nos últimos anos, em parceria com a empresa líder de mercado.

Poletto (2) e Flesch (3) estudaram a instrumentação e o controle automatizado das variáveis termodinâmicas em uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos (4), visando a redução das incertezas de medição<sup>3</sup>. Nesses ensaios, a capacidade e o consumo do compressor são medidos e, através deles, é feito o cálculo do coeficiente de performance – *coefficient of performance* (COP).

---

<sup>1</sup> Repetitividade é o grau de concordância entre os resultados de medições sucessivas de um mesmo mensurando, efetuadas sob as mesmas condições de medição (56).

<sup>2</sup> LIAE: Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaios Aplicados à Refrigeração - Divisão do Laboratório de Metrologia e Automação da UFSC (Labmetro).

<sup>3</sup> Incerteza de medição é o parâmetro, associado ao resultado de uma medição, que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser razoavelmente atribuídos ao mensurando (56).

Barbosa (5) deu continuidade ao trabalho de redução de incertezas em tal bancada, com ênfase no tratamento das grandezas elétricas.

Henklein (6), Steinbach (7), Casella (8) e Scussel (9) preocuparam-se com a diminuição do tempo dos ensaios de compressores. Henklein investigou a inferência das características do regime permanente a partir de dados do período transitório, através da utilização da técnica de redes neurais artificiais. Steinbach utilizou a mesma ferramenta na identificação do instante de entrada em condição de regime permanente nos ensaios de desempenho. Casella estudou o uso de ferramentas fuzzy-bayesianas para identificação desse mesmo instante. Scussel buscou soluções para aceleração da entrada em regime permanente, estudando o aquecimento acelerado do compressor.

Pacheco (10) desenvolveu um sistema capaz de medir, com baixa incerteza de medição, a resistência ôhmica do enrolamento do motor de compressores herméticos energizados (em operação).

Petrovic (11) propôs uma arquitetura para o sistema de automação de ensaios de desempenho, visando uma forma padronizada, modular, que permitisse alto grau de automação e flexibilidade dos ensaios, além de possibilitar resultados com baixa incerteza.

Demay (12) desenvolveu sistemas para medição de frequência rotacional em compressores herméticos, através da medição da corrente de alimentação ou da pressão de descarga.

Gavilon (13) trabalhou no desenvolvimento de uma ferramenta computacional para avaliação da incerteza das cadeias de medição utilizadas em painéis automatizados de ensaios de desempenho.

Percebe-se que boa parte dos estudos na área foi dedicada aos ensaios de desempenho, enquanto pouco foi explorado no que concerne aos ensaios de compressores operando sob condições extremas. Nesses ensaios, avaliam-se diversas variáveis do compressor – como torque, rotação, corrente de alimentação e temperatura do enrolamento do motor – sob condições adversas de operação. Essas condições se resumem a elevadas pressões de sucção e descarga, tensão diferente da nominal, dentre outras.

Embora ensaios em condições extremas sejam de grande importância para o desenvolvimento de novos produtos em refrigeração, são pouco conhecidos fora do âmbito dos fabricantes de compressores. Visitas à empresa líder evidenciaram que grande parte das bancadas empregadas nesses ensaios são de extremo baixo nível de automação. Em algumas, um único operador é responsável pelo controle de diversas válvulas manuais, além do monitoramento de pressões e do estado do

compressor, simultaneamente. O baixo nível de automação gera elevadas incertezas e longos tempos de execução de ensaios.

## 1.2 Objetivo do Trabalho

Este trabalho tem como objetivo apresentar soluções para a automação de ensaios de compressores operando sob condições extremas, apontando os sistemas de medição, atuadores e técnicas de controle e de processamento de sinais disponíveis.

Ao contrário dos ensaios de desempenho, nos quais as variáveis de ensaio são controladas em valores estáticos durante a execução dos mesmos, as variáveis nos ensaios em condições extremas possuem comportamento transitório – assumindo diferentes valores. Diversos ciclos com duração de poucos minutos são realizados, nos quais condições forçadas de operação objetivam levar o compressor ao seu limite. Enquanto isso, temperatura de enrolamento, ruído, corrente de alimentação e demais variáveis devem ser medidas.

Neste trabalho foi realizada a automação de uma bancada de ensaios de partida e de tombamento de compressores, como exemplo de ensaios nos quais o compressor é avaliado operando sob condições extremas. A escolha da bancada se deu pela importância fundamental de tais ensaios, que visam verificar a adequação do produto a determinada aplicação. A bancada possui baixíssimo nível de automação, o que permitiu amplo emprego de conhecimentos das áreas de instrumentação e controle.

A bancada em questão é originalmente composta por um compressor auxiliar e válvulas operadas manualmente, em um circuito que permite que diferentes pressões sejam impostas à sucção e à descarga do compressor em teste. No ensaio de partida, avalia-se qual a menor tensão de alimentação com a qual o compressor é capaz de partir, sob determinada condição de pressão. Já no ensaio de tombamento<sup>4</sup>, a pressão de sucção do compressor é mantida em valor constante enquanto sua pressão de descarga é elevada gradativamente, até o instante em que o torque máximo do compressor é atingido e ele, então, “tomba”.

---

<sup>4</sup> Tombamento: parada do motor elétrico por excesso de solicitação no eixo. A parada é detectada pelos operadores através da corrente de alimentação e/ou da vibração do corpo do compressor.

O dinamismo com que as pressões são configuradas nos testes exige do operador habilidade extrema. Simultaneamente ao controle das pressões, ele monitora a condição de funcionamento do compressor – atento ao instante de tombamento – e a temperatura de enrolamento do motor. As incertezas inerentes à operação manual são elevadas, o que fez surgir a necessidade de automatizar o ensaio. A automação traz inúmeras vantagens a esses ensaios, dentre elas:

- resultados tornam-se independentes do operador – melhor repetitividade;
- menores incertezas de medição, utilizando-se transmissores e sistemas de aquisição de dados;
- redução dos tempos de ensaio, com o uso de atuadores e acionamentos mais rápidos;
- relatórios são gerados automaticamente, evitando erros grosseiros no momento da transcrição dos resultados.

A redução da incerteza de medição nos resultados permite melhor caracterização do comportamento do compressor ensaiado, o que é fundamental para pesquisa e desenvolvimento de novos produtos. Com a redução do tempo de ensaio, mais compressores podem ser testados diariamente, aumentando assim o controle de qualidade.

O presente trabalho possibilita um avanço no conhecimento em soluções para automação da medição e controle. Os recursos aqui apresentados são aplicáveis a outras bancadas manuais de ensaio de compressores.

### **1.3 Estrutura da Dissertação**

Esta dissertação é dividida em cinco capítulos.

No capítulo 2 é feita a revisão da literatura, que se inicia com o estudo dos fenômenos termodinâmicos envolvidos em sistemas de refrigeração. São apresentados os fluidos refrigerantes e o ciclo de refrigeração propriamente dito. Em seguida, são vistos os compressores de refrigeração e as características dos motores que os acionam, além da influência das pressões de sucção e descarga no seu funcionamento.

No capítulo 3 são apresentados os ensaios em compressores operando sob condições extremas, suas características peculiares e a instrumentação – sistemas de medição, atuadores e seus acionamentos – necessários para a sua automação. Estudam-se as medições de pressão,

de temperatura de enrolamento do motor e a detecção do instante de tombamento do compressor. Em seguida, os fatores que diferenciam as válvulas manuais – empregadas nos ensaios convencionais – das válvulas para automação desses ensaios. Finalmente, são apresentadas as características dos acionamentos elétricos para válvulas agulha – que apresentam relação bastante linear entre abertura e queda de pressão imposta.

O capítulo 4 trata da automação da Bancada de Ensaios de Partida e de Tombamento, que são ensaios em condições extremas. O capítulo se inicia com a descrição desses ensaios, passando então para a seleção da instrumentação, das válvulas e dos acionamentos. Em seguida, a arquitetura para aquisição dos sinais e as interfaces de comunicação utilizadas são descritas. Comentam-se as técnicas de controle aplicadas no ajuste das pressões através de válvulas agulha automatizadas. O capítulo termina com a descrição do software de automação dos ensaios e com a avaliação dos resultados atingidos.

O capítulo 5 apresenta as conclusões e as recomendações para trabalhos futuros.



## **2 REVISÃO DA LITERATURA: REFRIGERAÇÃO, COMPRESSORES HERMÉTICOS E SUA ESTABILIDADE**

O gelo foi utilizado durante séculos como método primário de refrigeração. Colocando-se blocos de gelo na parte superior de uma caixa isolada, pode-se armazenar e manter alimentos em seu compartimento inferior. O calor é transferido dos alimentos para o gelo, de forma que o efeito refrigerante permanece enquanto ele durar.

Com os avanços da tecnologia, o gelo foi substituído pelo fluido refrigerante. Através do seu uso, canalizado através dos vários estágios de um sistema de refrigeração, o calor é transferido da área que se deseja resfriar para o ambiente externo. Isso é realizado pela combinação dos processos de compressão, condensação, expansão e evaporação do refrigerante. O resfriamento por esse método passou a ser conhecido como refrigeração por compressão mecânica (14).

Atualmente, esse método é aplicado largamente em sistemas domésticos e comerciais. Aplicações comuns incluem condicionamento de ar, conservação de alimentos, desumidificação, fabricação de peças e indústria farmacêutica.

Este capítulo apresenta, primeiramente, alguns fundamentos básicos da refrigeração. Discutem-se, no item 2.1, os fenômenos envolvidos na evaporação e condensação de um fluido, assim como o uso de fluidos refrigerantes e o ciclo de refrigeração.

Posteriormente, no item 2.2, são apresentados os principais tipos de compressores utilizados em refrigeração. É dada ênfase aos compressores alternativos, que são escopo dos ensaios apresentados neste trabalho.

Os compressores alternativos são, de forma geral, acionados por motores de indução. Os detalhes desse tipo de motor, suas características de torque e sistemas de partida são vistos no item 2.3.

O aumento das pressões de sucção e descarga do compressor alternativo aumenta o torque exigido pelo motor de indução, podendo levá-la ao tombamento. Esse fenômeno é discutido no item 2.4.

### **2.1 Introdução à Refrigeração**

Este item inicia-se apresentando alguns fenômenos que estão envolvidos no processo de refrigeração. O processo endotérmico de evaporação de uma massa de líquido é o fundamento básico dos sistemas de refrigeração mecânica, através do qual é possível retirar o

calor dos alimentos em um refrigerador. Discute-se o conceito de saturação, que ocorre quando se tem líquido e vapor confinados. O processo de condensação, no qual ocorre a extração de calor de um vapor saturado, é também apresentado.

Posteriormente, este item trata dos fluidos refrigerantes, que retiram calor do volume que se deseja refrigerar e o transferem ao meio externo. Apresenta-se o diagrama P-h (pressão – entalpia), utilizado comumente na área de refrigeração. Por fim, discute-se o ciclo básico de refrigeração e os elementos que o compõem.

### **2.1.1 Evaporação de uma massa de líquido**

Na evaporação de um líquido, as moléculas que têm maior energia escapam da sua superfície. Com isso, a energia média da massa de líquido é reduzida, abaixando, conseqüentemente, sua temperatura. Todas as vezes que alguma porção de um líquido vaporiza, uma quantidade de calor - calor latente<sup>5</sup> de evaporação - é absorvida por essa porção, seja esse calor proveniente da massa do líquido, do ar circundante ou dos objetos adjacentes. Assim, a energia e a temperatura da massa são reduzidas, do mesmo modo que é cedido o calor latente de vaporização para a porção de fluido que vaporiza (15).

A diferença de temperatura estabelecida entre as fases de vapor e líquida faz com que flua calor do meio circundante para o líquido, reabastecendo a energia perdida na evaporação. Com isso, esse processo torna-se contínuo enquanto algum líquido ainda permanece.

Nos sistemas de refrigeração, esse processo acontece no evaporador, elemento que extrai calor do meio para a evaporação do fluido que circula no sistema, ocasionando assim a queda de temperatura no ambiente refrigerado.

### **2.1.2 Misturas de líquido-vapor confinadas**

Analise-se a situação na qual um líquido é mantido em um recipiente fechado. As moléculas de maior energia, situadas na sua superfície, vaporizam. Porém, não podem escapar para o exterior,

---

<sup>5</sup> Calor latente é o calor absorvido, ou cedido, durante a mudança de estado físico de uma substância. O termo latente tem duas formas: calor latente de fusão (ou solidificação) e calor latente de evaporação (ou condensação). A palavra latente é de origem grega, significando “escondido”. Quando o calor latente é adicionado ou subtraído de uma substância e ocorre a mudança de estado físico, não há mudança no calor sensível ou temperatura da substância.



ficando acumuladas entre o líquido e a tampa do recipiente. Em determinado momento, o espaço sobre o líquido estará tão cheio de moléculas de vapor, que haverá tantas moléculas entrando de novo no líquido, como também o deixando. Será atingida uma condição de equilíbrio, o vapor estará saturado e não ocorrerá nenhuma evaporação ulterior. A energia do líquido será aumentada pelas moléculas de vapor que estão voltando para ele, exatamente na mesma proporção que ela foi reduzida pelas moléculas que saíram. O líquido adotará a temperatura do meio circundante e cessará a transmissão de calor (15).

A condição de líquido e vapor saturado pode ocorrer, em um recipiente fechado, em diferentes temperaturas. Quanto maior a temperatura, maior a quantidade de vapor e menor a quantidade líquido em um sistema em equilíbrio – considerando-se massa, volume físico e pressão constantes.

Em bancadas de ensaios de refrigeração é comum o uso de reservatórios, utilizados como repositórios ou acumuladores de líquido. Neles, o fluido é armazenado em condição de saturação, sob determinada temperatura (geralmente a ambiente).

### **2.1.3 Condensação pela extração de calor de um vapor saturado**

Quando o vapor é resfriado, algumas de suas moléculas não podem manter velocidade e energia suficientes para superar as forças atrativas existentes entre si e voltam à estrutura molecular do estado líquido. Se essa condensação ocorre em uma situação em que o vapor está tão restringido que o volume total permanece constante, sua pressão e densidade diminuem, causando a diminuição da temperatura de saturação (15).

Já em um trocador de calor, a densidade, a pressão e a temperatura de saturação do vapor permanecem constantes. A condensação prossegue enquanto o calor é continuamente extraído do vapor.

Nos sistemas de refrigeração, os condensadores têm a função de transferir o calor do fluido circulante para o meio, causando a condensação desse fluido.

### 2.1.4 Fluidos refrigerantes

A base do sistema de refrigeração é a capacidade que fluidos refrigerantes têm de trocar grandes quantidades de calor quando vaporizam.

O uso desses fluidos é mais vantajoso que o de sólidos fundidos, pois permite que processo de vaporização seja controlado mais facilmente. A refrigeração pode começar e parar conforme necessário, e pode-se obter a temperatura de vaporização desejada controlando a pressão à qual o líquido vaporiza. Além disso, o processo pode ser cíclico, de forma que o mesmo fluido refrigerante é comprimido, condensado e vaporizado repetidas vezes. Não há limite de uso, como ocorre com os sólidos fundidos (15).

Os fluidos utilizados como refrigerante possuem temperaturas de saturação mais baixas que a da água, à mesma pressão, além de outras propriedades que o tornam convenientes para esse tipo de aplicação. Um exemplo de fluido refrigerante é o R-134a – utilizado em refrigeradores, *freezers*, câmaras frigoríficas, condicionadores de ar de carros, etc. – pertencente à família dos HFC – compostos químicos que possuem hidrogênio, flúor e carbono em sua composição (16).

### 2.1.5 Diagrama P-h

O diagrama P-h de um fluido é um dos mais utilizados em refrigeração, permitindo identificar as condições de pressão, quantidade de energia (entalpia<sup>6</sup>) e temperatura em que ocorrem as suas fases líquida e gasosa. A figura 2.1 apresenta o diagrama P-h do R-134a.

---

<sup>6</sup> Ao se discutir sobre calor, há dois fatores a serem considerados. O primeiro é que a temperatura é uma indicação de intensidade de calor e o segundo é que kJ (quilojoule), kcal e BTU são quantidades de calor (energia térmica). A entalpia é uma propriedade das substâncias que indica sua quantidade de energia térmica ou “calor total”. Quando o fluido refrigerante absorve calor, sua entalpia aumenta; quando o fluido refrigerante libera calor, sua entalpia diminui (16).

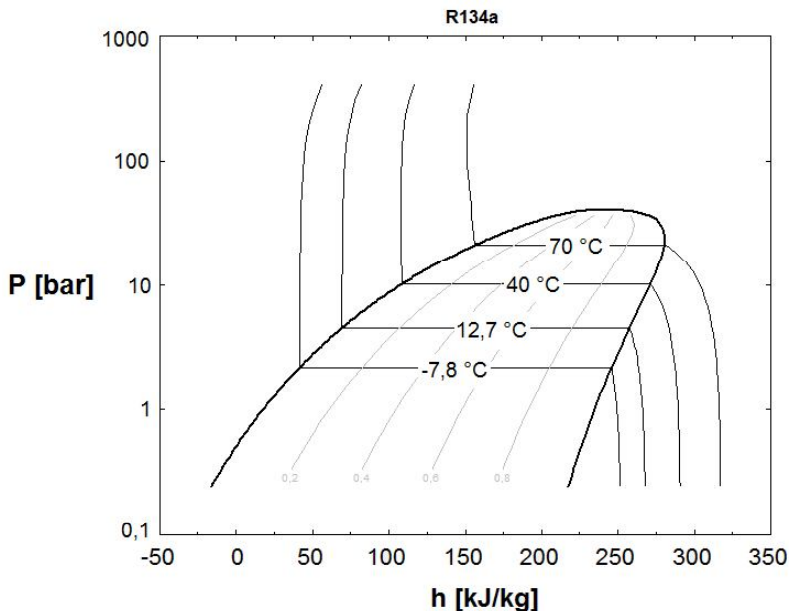


Figura 2.1 – Diagrama P-h para fluido R-134a. Gerado através do software EES (*Engineering Equation Solver*) (17).

A curva em linha mais espessa delimita a região em que o fluido encontra-se saturado. À esquerda dela, ele se apresenta em estado líquido subresfriado. Dentro da curva está a região de transição, na qual a proporção de vapor em relação à massa total de fluido (título) aumenta gradativamente até a condição em que toda a massa encontra-se vaporizada. À direita da curva, então, o fluido está no estado de vapor superaquecido.

Nota-se, na figura 2.1, que aparecem valores negativos de entalpia no eixo das abscissas. Uma vez que a entalpia representa a energia do fluido, isso pode causar certo estranhamento por parte do leitor. Na verdade, os valores absolutos de entalpia são impossíveis de serem obtidos na prática. Experimentalmente, com o uso do calorímetro, só é possível obter valores de variação de entalpia ( $\Delta h$ ), já que representam o calor perdido ou recebido pelo sistema durante uma transformação. Nas bibliografias de refrigeração os autores utilizam referências distintas, onde a condição em que a entalpia é nula pode variar.

O diagrama apresenta ainda as isotermas, curvas nas quais a temperatura do fluido é constante. Percebe-se que, durante a mudança de fase (região dentro da curva), a entalpia do fluido varia enquanto sua pressão e temperatura são constantes, de forma que toda a energia cedida ao fluido corresponde ao calor latente de evaporação. O fluido forma uma mistura saturada, sendo possível conhecer sua pressão a partir da sua temperatura, ou vice-versa. A relação entre as duas variáveis é não-linear, de modo que quanto maior a pressão, menor a variação de temperatura. A figura 2.2 apresenta esse comportamento.

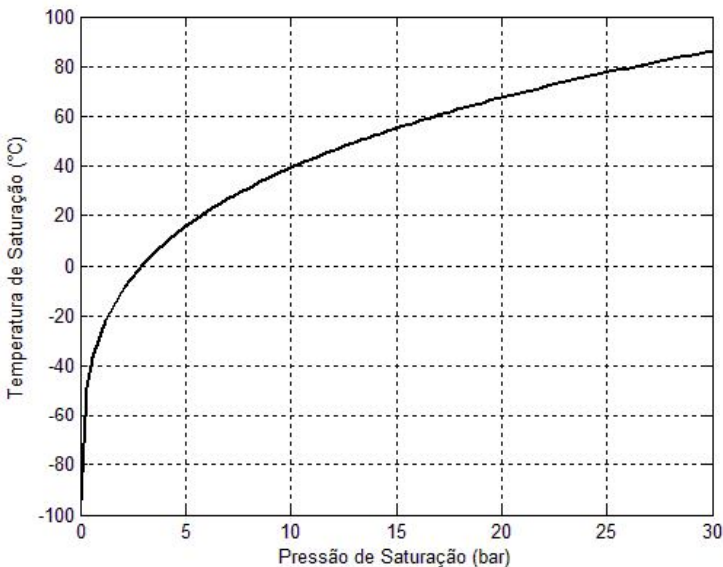
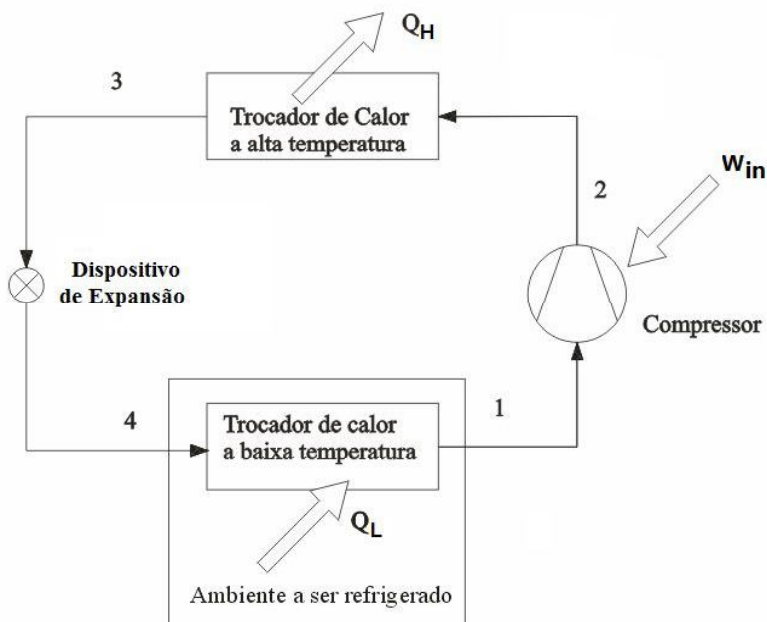


Figura 2.2 – Curva de temperatura em função da pressão (absoluta), para fluido R-134a em estado saturado. Gerado através do software EES (*Engineering Equation Solver*) (17).

### 2.1.6 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

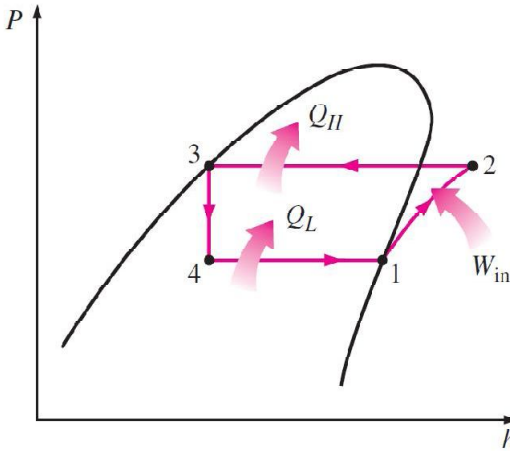
O ciclo de refrigeração por compressão mecânica é o mais utilizado em refrigeradores, sistemas de condicionamento de ar e bombas de calor. Ele consiste em quatro processos, ilustrados na figura 2.3 e na figura 2.4.



Legenda:

- $Q_H$  calor rejeitado para a vizinhança
- $Q_L$  calor absorvido do espaço refrigerado
- $W_{in}$  trabalho realizado pelo compressor sobre o fluido
- 1:2 compressão isoentrópica em um compressor
- 2:3 rejeição de calor à pressão constante em um condensador
- 3:4 expansão isoentálpica, em um dispositivo de expansão
- 4:1 absorção de calor à pressão constante em um evaporador

Figura 2.3 – Circuito de refrigeração. Adaptado de (18).



Legenda:

$Q_H$	calor rejeitado para a vizinhança
$Q_L$	calor absorvido do espaço refrigerado
$W_{in}$	trabalho realizado pelo compressor sobre o fluido
1:2	compressão isoentrópica em um compressor
2:3	rejeição de calor à pressão constante em um condensador
3:4	expansão isoentálpica, em um dispositivo de expansão
4:1	absorção de calor à pressão constante em um evaporador

Figura 2.4 – Diagrama P-h sobre o qual é representado o ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor (18).

Em um ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor, o refrigerante entra no compressor no estado 1 como vapor saturado e é comprimido, de forma isoentrópica<sup>7</sup>, até a pressão do condensador. O trabalho realizado pelo compressor sobre o fluido é representado na figura 2.3 e na figura 2.4 como  $W_{in}$ . A temperatura do refrigerante aumenta durante esse processo de compressão até valores bem acima da temperatura da vizinhança.

<sup>7</sup> A entropia de um sistema é a medida do grau de desordem molecular, ou a desordem em nível microscópico dentro de um sistema. Quanto mais desordenado é um sistema, menor a energia disponível para a realização de trabalho útil. Em outras palavras, requer-se energia para criar ordem em um sistema. Em um sistema isolado, a entropia pode ser produzida, mas nunca pode ser destruída. Processos termodinâmicos podem ser classificados como reversíveis ou irreversíveis. Em um processo reversível a entropia do sistema permanece constante e tem chances iguais de ocorrer nos dois sentidos (direto e inverso) (73).

Em seguida, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido no estado 2 e sai como líquido saturado no estado 3, como resultado da rejeição de calor para a vizinhança ( $Q_H$ ). A temperatura do refrigerante nesse estado ainda está acima da temperatura da vizinhança.

O refrigerante líquido saturado, no estado 3, passa por um dispositivo de expansão, tendo reduzida a sua pressão – e, conseqüentemente, sua temperatura – até a pressão do evaporador. O refrigerante entra no evaporador no estado 4, como mistura saturada com baixo título e evapora completamente pelo calor que é absorvido do espaço refrigerado ( $Q_L$ ). O refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando o ciclo (18).

Em um refrigerador doméstico, a serpentina do compartimento do congelador, no qual o calor é absorvido pelo refrigerante, é o evaporador. A serpentina encontrada na parte de trás do refrigerador, onde o calor é dissipado para o ambiente, é o condensador.

## 2.2 Compressores Herméticos para Refrigeração

O compressor é o “coração” do circuito de refrigeração. Ele bombeia fluido refrigerante através do sistema, reduzindo a pressão do vapor em sua entrada e aumentando a pressão em sua saída (19).

A compressão do refrigerante pode ser efetuada por diferentes tipos de compressor. Os mais comumente utilizados em residências e no condicionamento de ar comercial de pequeno porte são o rotativo, o espiral e o alternativo.

No compressor rotativo (figura 2.5), o rotor com palhetas é montado excêntricamente. O fluido é comprimido à medida que o volume entre duas palhetas consecutivas diminui, devido à rotação do excêntrico. Já os compressores espirais (figura 2.6) são compostos de duas partes: uma espiral (ou caracol) fixa e uma móvel. A interação entre essas espirais comprime o gás. Por último, os compressores alternativos (figura 2.7) utilizam um pistão inserido em um cilindro para comprimir o gás, enquanto válvulas na sucção e na descarga garantem o sentido correto de vazão (19). Os compressores herméticos de refrigeração produzidos pela empresa líder nesse segmento estão enquadrados nessa última categoria.

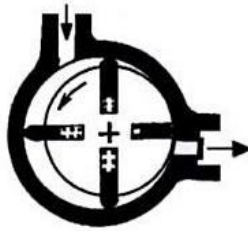


Figura 2.5 – Compressor rotativo de palhetas (16).

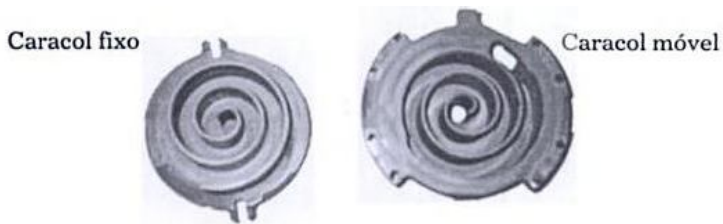


Figura 2.6 – Compressor espiral (15).

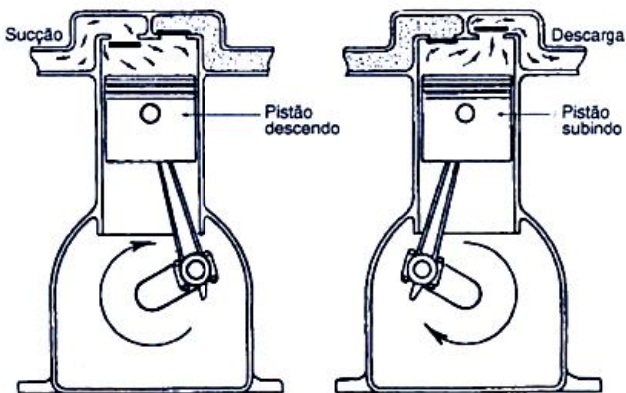


Figura 2.7 – Compressor alternativo (15).



O elemento hermético possui, no mesmo invólucro metálico (corpo), o sistema compressor e o motor de acionamento. Excetuando-se os compressores com capacidade variável (VCC), os compressores da tal empresa utilizam motores de acionamento do tipo monofásico de indução, com fase dividida, e rotor do tipo gaiola de esquilo. Os dispositivos associados ao compressor hermético podem ser observados na figura 2.8.

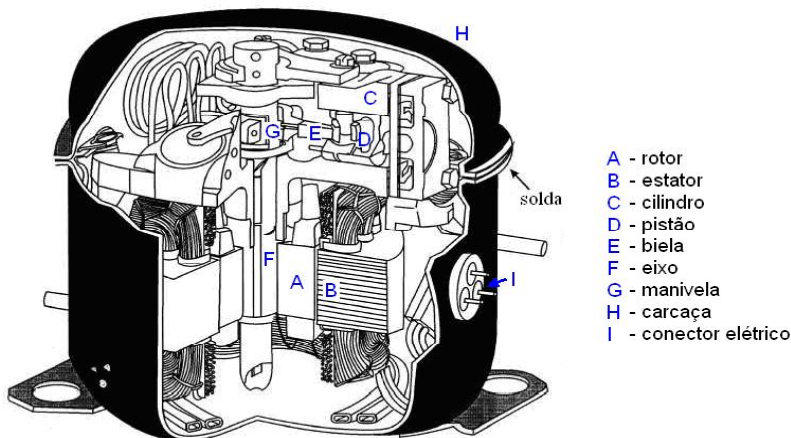


Figura 2.8 – Vista em corte do compressor hermético de refrigeração.

### 2.3 Acionamentos Utilizados em Compressores Herméticos Alternativos: Motor de Indução e suas Características de Torque

Nesse item é caracterizado o motor monofásico de indução com rotor do tipo gaiola de esquilo, como componente de uma classe bastante significativa dos compressores herméticos.

No contexto, estão apontados: os métodos de partida desses motores e as características de torque que eles provêm; o escorregamento para diferentes cargas e a estabilidade do motor de indução. Esses aspectos se relacionam, em especial, com os ensaios de partida e de tombamento, apresentados posteriormente no capítulo 4.

### 2.3.1 Introdução ao motor de indução

Nos motores de indução os enrolamentos do estator são excitados com corrente alternada. Dessa forma, correntes no circuito do rotor são geradas por indução. Uma vista em corte longitudinal de um motor de indução do tipo gaiola de esquilo é mostrada na figura 2.9. Nesse motor, os enrolamentos são na realidade barras sólidas de alumínio, fundidas nas ranhuras do rotor e curto-circuitadas por anéis de alumínio, localizados em cada uma de suas extremidades. Esse tipo de construção de rotor resulta em motores relativamente baratos e altamente confiáveis, fatores que contribuem para sua ampla aplicabilidade (20).

O rotor de um motor de indução não gira em sincronismo com o campo elétrico do estator. Há um escorregamento do rotor em relação a esse campo, dando origem às correntes induzidas no rotor e, portanto, ao conjugado (torque) (20). Uma curva característica de frequência rotacional *versus* conjugado de um motor de indução é mostrada na figura 2.10.

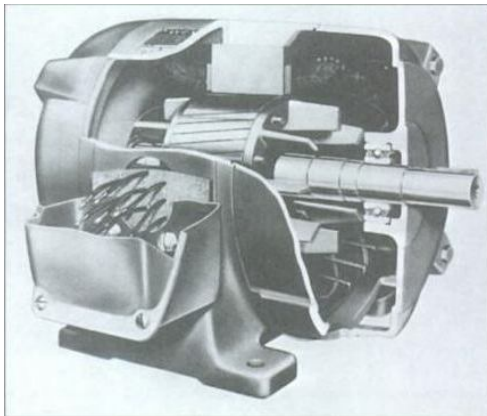


Figura 2.9 - Vista em corte longitudinal de um motor de indução com rotor do tipo gaiola de esquilo (20).

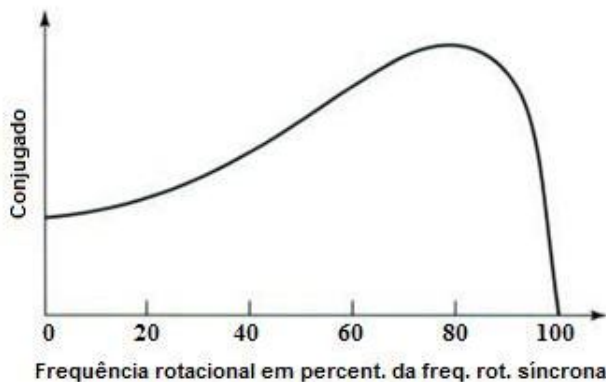


Figura 2.10 – Curva característica de conjugado (torque) versus frequência rotacional síncrona percentual para um motor de indução (20).

Os motores de indução monofásicos são classificados de acordo com os seus métodos de partida e, usualmente, são referidos por nomes que descrevem esses métodos. A seleção do motor apropriado baseia-se nas exigências dos conjugados de partida e de trabalho, no ciclo de trabalho da carga e nas limitações de corrente impostas pela rede elétrica que alimenta o motor (21).

Os métodos de partida e as características resultantes de conjugado *versus* velocidade síncrona percentual são examinados no subitem 2.3.2.

### 2.3.2 Métodos de partida do motor de indução

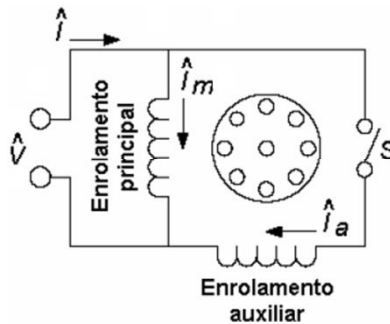
Para partir o motor de indução monofásico é necessário um enrolamento auxiliar no estator. Esse enrolamento pode atuar apenas na partida ou permanecer conectado ao enrolamento principal durante o funcionamento.

Neste subitem estão representadas quatro classes de motores de indução monofásicos, conforme o tipo de partida: motores de fase dividida; motores de fase dividida com capacitor de partida; motores de fase dividida com capacitor permanente; e motores de fase dividida com dois capacitores.

### 2.3.2.1 Motores de fase dividida

Os motores de fase dividida apresentam dois enrolamentos no estator: o enrolamento principal – também referido como enrolamento de trabalho – e o enrolamento auxiliar – chamado também de enrolamento de partida. Os eixos desses enrolamentos estão deslocados entre si de 90 graus no espaço e são ligados como apresentado na figura 2.11.

O enrolamento auxiliar tem uma razão mais elevada entre resistência e reatância do que o enrolamento principal. A consequência disso é que as duas correntes estarão fora de fase, de forma que o campo do estator atinge primeiro o máximo no eixo do enrolamento auxiliar e então, um pouco depois, atinge o máximo no eixo do enrolamento principal. O resultado é um campo girante que causa a partida do motor. Após a partida, a chave se abre e o enrolamento auxiliar é desligado (21). Curvas características típicas de conjugado *versus* frequência rotacional síncrona percentual desse motor são mostradas na figura 2.12.



Legenda:

$\hat{V}$	tensão alternada
$\hat{i}$	corrente alternada total
$\hat{i}_m$	corrente alternada no enrolamento primário
$\hat{i}_a$	corrente alternada no enrolamento auxiliar
S	chave

Figura 2.11 – Diagrama do motor de fase dividida (adaptado de (20)).

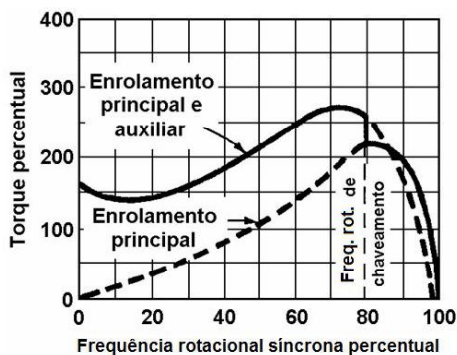


Figura 2.12 – Torque percentual (em relação ao torque nominal) *versus* frequência rotacional síncrona percentual do motor de fase dividida (adaptado de (20)).

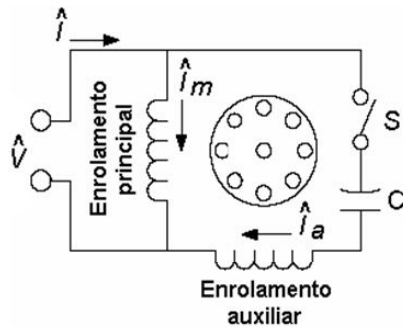
Os compressores que possuem esse sistema de partida são classificados como RSIR (*Resistive Start – Inductive Run*) ou PTCSIR (*PTC Start – Inductive Run*) – não utilizam capacitores.

### 2.3.2.2 Motores de fase dividida com capacitor de partida

Capacitores podem ser usados para melhorar o desempenho de partida do motor, o desempenho de trabalho, ou ambos, dependendo de sua capacitância. O motor com partida a capacitor também é um motor de fase dividida, mas o deslocamento de fase no tempo entre as duas correntes é obtido por meio de um capacitor em série com o enrolamento auxiliar, como é mostrado na figura 2.13. Novamente, o enrolamento auxiliar é desconectado depois da partida do motor e, conseqüentemente, o capacitor e o enrolamento auxiliar podem ser projetados a um custo mínimo para uso intermitente (21).

Utilizando-se um capacitor de partida de valor apropriado, pode-se fazer com que a corrente do enrolamento auxiliar, com o rotor parado, fique adiantada de  $90^\circ$  em relação à corrente do enrolamento principal, como ocorreria em um motor bifásico equilibrado (21).

Curvas características típicas do conjugado *versus* frequência rotacional síncrona percentual são mostradas na figura 2.14, onde é destacado o elevado conjugado de partida.



Legenda:

$\hat{V}$	tensão alternada
$\hat{i}$	corrente alternada total
$\hat{i}_m$	corrente alternada no enrolamento primário
$\hat{i}_a$	corrente alternada no enrolamento auxiliar
S	chave
C	capacitor de partida

Figura 2.13 – Diagrama do motor de fase dividida com capacitor de partida (adaptado de (20)).

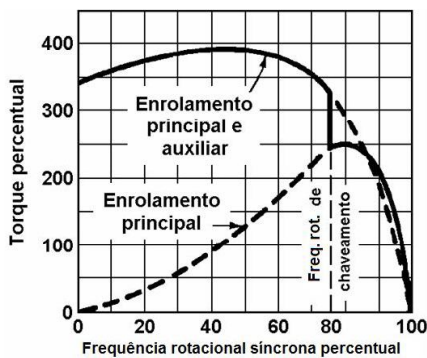


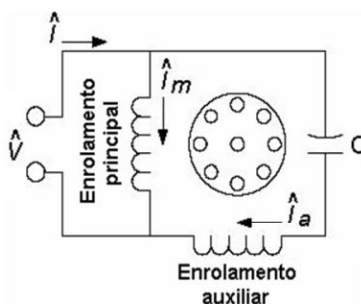
Figura 2.14 – Torque percentual (em relação ao torque nominal) *versus* frequência rotacional síncrona percentual do motor de fase dividida com capacitor de partida (adaptado de (20)).

Os compressores que possuem esse sistema de partida são classificados como CSIR (*Capacitive Start – Inductive Run*) – utilizam capacitor eletrolítico de partida.

### 2.3.2.3 Motores de fase dividida com capacitor permanente

Nessa configuração, o capacitor e o enrolamento auxiliar não são desconectados após a partida. Assim, a construção pode ser simplificada, omitindo-se a chave (conforme figura 2.15).

Esse tipo de ligação oferece melhorias no fator de potência, no desempenho e nas pulsações de conjugado (figura 2.16). O conjugado de partida deve ser sacrificado, porque a escolha da capacitância é necessariamente um compromisso entre os melhores valores para a partida e para o trabalho (21).



Legenda:

$V$	tensão alternada
$I$	corrente alternada total
$I_m$	corrente alternada no enrolamento primário
$I_a$	corrente alternada no enrolamento auxiliar
C	capacitor permanente

Figura 2.15 – Diagrama do motor de fase dividida com capacitor permanente (adaptado de (20)).

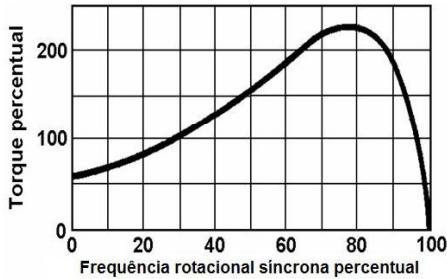


Figura 2.16 – Torque percentual (em relação ao torque nominal) *versus* frequência rotacional síncrona percentual do motor de fase dividida com capacitor permanente (adaptado de (20)).

Os compressores que possuem esse sistema de partida são classificados como RSCR (*Resistive Start – Capacitive Run*) ou PTCSCR (*PTC Start – Capacitive Run*) – utilizam capacitor permanente de funcionamento.

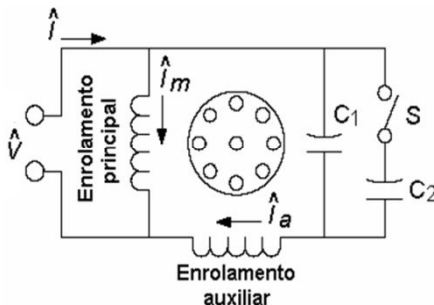
#### 2.3.2.4 Motores de fase dividida com dois capacitores

Se forem utilizados dois capacitores – um de partida e um de trabalho – podem-se obter, teoricamente, desempenhos ótimos em ambas as condições de operação (21). Uma maneira de se conseguir esse resultado é mostrada na figura 2.17.

O pequeno valor de capacitância necessário para se ter condições ótimas de trabalho é ligado permanentemente em série com o enrolamento auxiliar. A capacitância muito mais elevada, necessária na partida, é obtida com um capacitor ligado em paralelo com o capacitor de trabalho. Por meio de uma chave, desconecta-se esse capacitor quando o motor atinge a frequência rotacional de trabalho. A comparação entre os torques de partida e de trabalho é apresentada na figura 2.18.

Para a partida, é utilizado um capacitor eletrolítico. Em funcionamento, um capacitor a óleo, com capacitância de 10 a 15 vezes menor que a do capacitor eletrolítico (21).





Legenda:

$\hat{V}$	tensão alternada
$\hat{i}$	corrente alternada total
$\hat{i}_m$	corrente alternada no enrolamento primário
$\hat{i}_a$	corrente alternada no enrolamento auxiliar
S	chave
$C_1$	capacitor permanente
$C_2$	capacitor de partida

Figura 2.17 – Diagrama do motor de fase dividida com dois capacitores (adaptado de (20)).

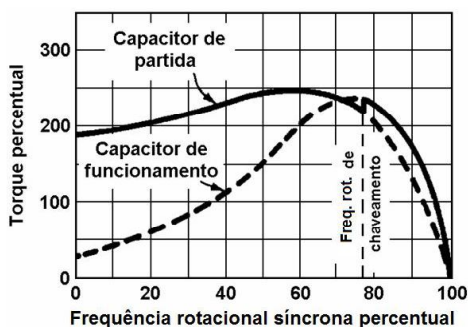


Figura 2.18 – Torque percentual (em relação ao torque nominal) versus frequência rotacional síncrona percentual do motor de fase dividida com dois capacitores (adaptado de (20)).

Os compressores que possuem esse sistema de partida são classificados como CSR (*Capacitive Start & Run*) ou CSCR (*Capacitive Start & Capacitive Run*) – utilizam capacitor de partida e de trabalho.

### 2.3.3 Escorregamento

O comportamento do rotor depende fortemente da relação entre a sua frequência rotacional e a frequência do campo girante (alimentação). Se o rotor está estacionário, por exemplo, o campo girante cortará os condutores do rotor, induzindo uma grande força eletromotriz. Já quando o rotor encontra-se em frequência rotacional síncrona com o campo girante, a frequência relativa entre eles é nula, de forma que não é induzida força eletromotriz nos condutores do rotor (20).

A relação entre a frequência do campo e a frequência rotacional do rotor é definida pelo escorregamento. Calcula-se o escorregamento através da equação 2.1:

$$s = \frac{N_s - N}{N_s} \quad (2.1)$$

onde:  $s$  é o escorregamento;  
 $N_s$  é a frequência do campo girante;  
 $N$  é a frequência rotacional.

Dessa forma, um escorregamento nulo indica que a frequência rotacional do rotor é igual à frequência do campo girante, enquanto o escorregamento igual a 1 corresponde à frequência rotacional nula do rotor. Nessa última condição costuma-se, em testes de motor, utilizar a expressão “rotor bloqueado”.

#### 2.3.3.1 Corrente e torque para escorregamentos pequenos

O torque do motor de indução pode ser calculado através da equação 2.2 (22):

$$T = kBI_r \cos \phi_r \quad (2.2)$$

onde:  $T$  é torque do motor de indução (N.m);

$k$  é uma constante de proporcionalidade da máquina ( $m^2$ );

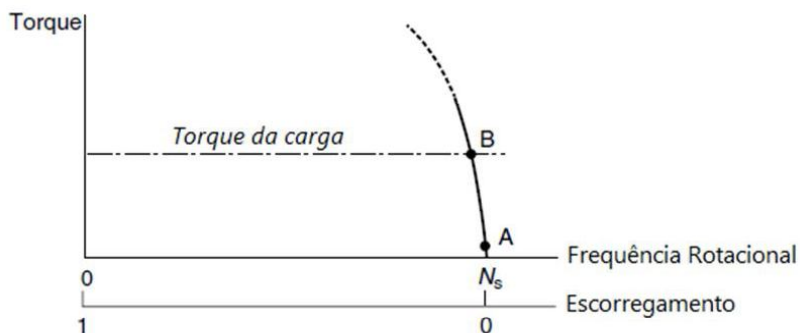
$B$  é a amplitude da densidade de fluxo magnético (T);

$I_r$  é a amplitude da corrente do rotor (A);

$\phi_r$  é a diferença de fase entre a corrente do motor e a força eletromotriz (rad).

Quando o escorregamento é pequeno – entre 0 e 10% – a frequência da força eletromotriz induzida também é pequena. Nessa condição, a impedância do circuito do rotor é predominantemente resistiva, fazendo com que a corrente nos seus condutores esteja em fase com a força eletromotriz induzida ( $\cos \phi_r \approx 1$ ). Dessa forma, a relação entre torque e frequência rotacional para pequenos escorregamentos é aproximadamente linear.

Conforme a figura 2.19, quando a carga aumenta de A para B, o rotor desacelera e o escorregamento aumenta. Assim, são induzidas maiores força eletromotriz e corrente no rotor. Consequentemente, um maior torque é desenvolvido. A frequência rotacional estabiliza quando o torque do motor se iguala ao torque da carga (21).



Legenda:

A ponto de operação com baixo torque de carga

B ponto de operação com alto torque de carga

$N_s$  frequência do campo girante

Figura 2.19 – Relação entre torque e frequência rotacional para pequenos escorregamentos (21)

### 2.3.3.2 Corrente e torque para escorregamentos grandes

Com o aumento do escorregamento, aumenta também a frequência da força eletromotriz no rotor. Assim, sua a reatância indutiva, que era desprezível para escorregamentos pequenos, começa a ser significativa em comparação à sua resistência ôhmica. Dessa forma, apesar da corrente induzida continuar crescendo com o aumento do escorregamento, sua taxa de crescimento é menor devido ao aumento da reatância (o termo  $\cos \phi_r$  diminui) (21).

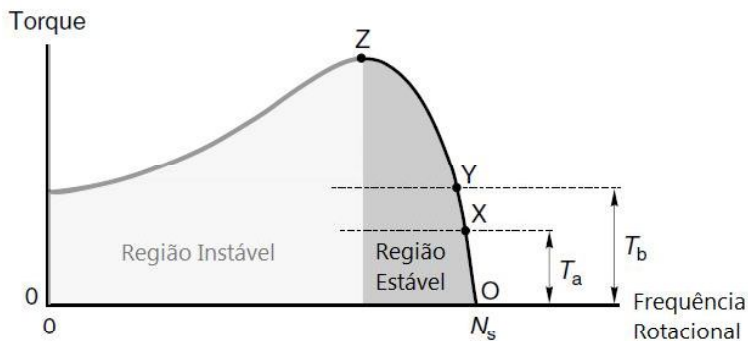
Para a maioria dos rotores do tipo gaiola, o aumento do escorregamento faz com que a parcela  $\cos \phi_r$  seja reduzida mais rapidamente do que o aumento da corrente  $I_r$ . Dessa forma, o torque (dado pela equação 2.2) atinge um valor máximo para algum escorregamento entre 0 e 1. De fato, o pico de torque acontece no momento em que a reatância indutiva do rotor é igual à sua resistência (21).

### 2.3.4 Estabilidade do motor de indução

Pode-se verificar a estabilidade questionando-se o que acontece com o aumento gradativo do torque da carga (figura 2.20). A operação do motor é estável na frequência rotacional em que se encontra o ponto X. Caso o torque de carga aumente de  $T_a$  para  $T_b$ , o motor irá desacelerar, fazendo seu torque aumentar de X para Y.

Se o torque de carga continuar crescendo, atingindo o ponto Z, chega-se ao máximo torque desenvolvido pelo motor. Nessa condição, o motor está sobrecarregado e começa a demonstrar superaquecimento. Caso o torque de carga aumente ainda mais, a frequência rotacional diminui e a diferença entre o torque da carga e o do motor passa a ser cada vez maior (21). A frequência rotacional, então, decresce rapidamente até se tornar nula, caracterizando o tombamento do motor.

Nos motores de indução utilizados em compressores de refrigeração, o torque de carga é gerado pelas pressões de sucção e descarga impostas pelo sistema. Esse assunto é apresentado no item 2.4.



Legenda:

- $N_s$  frequência do campo girante
- O ponto de operação sem torque de carga
- X ponto de operação para torque de carga  $T_a$
- Y ponto de operação para torque de carga  $T_b$
- Z ponto de operação no qual o torque máximo do motor é atingido

Figura 2.20 – Curva de torque versus frequência rotacional, ilustrando a região estável de operação (21)

## 2.4 Efeito das Pressões de Sucção e Descarga nos Torques de Partida e de Tombamento de Compressores Herméticos

O torque exigido no compressor depende das pressões que se configuram na sua sucção e na sua descarga. Os subitens 2.4.1-2 apresentam o efeito do aumento de cada uma dessas pressões na potência de compressão.

### 2.4.1 Efeito do aumento da pressão de sucção

O torque exigido pelo processo de compressão é proporcional à potência de compressão, que é dada pela equação 2.3:

$$P_C = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (2.3)$$

onde:  $P_C$  é a potência de compressão (W);  
 $\dot{m}$  é a vazão mássica (kg/s);

$\Delta h$  é o trabalho da compressão isoentrópica (J/kg).

O trabalho de compressão isoentrópica é elevado a temperaturas de evaporação reduzidas e diminui progressivamente à medida que a pressão de sucção se eleva até atingir o valor da pressão de descarga. Ao mesmo tempo, o aumento da pressão de sucção causa o aumento da vazão mássica.

De acordo com a equação 2.3, a potência de compressão é nula quando a vazão mássica é nula – o que ocorre quando a pressão de sucção é muito baixa – e também quando o trabalho de compressão é nulo – situação na qual a pressão de sucção aumenta até se torna igual à pressão de descarga. Logo, a potência de compressão assume um valor de máximo entre esses limites. A maioria dos sistemas de refrigeração opera à esquerda desse máximo, de forma que um aumento na pressão de sucção ocasiona maior potência de compressão devido ao aumento predominante da vazão mássica sobre a queda da diferença de entalpia (23).

Sistemas de refrigeração convencionais podem apresentar problemas caso a potência do acionamento do compressor seja correspondente à de operação com temperatura de evaporação nominal. Tais problemas estão associados à partida do compressor em uma situação em que o sistema se encontra em equilíbrio com o meio, com pressões equalizadas. Nessas condições, a potência exigida no acionamento aumenta até que seja atingido o máximo da curva de potência de compressão, diminuindo em seguida – uma vez que a temperatura de evaporação de trabalho é inferior àquela do instante de partida. Assim, o motor pode sofrer uma sobrecarga caso não seja dimensionado a fim de suportar condições de partida adversas (23).

#### **2.4.2 Efeito do aumento da pressão de descarga**

O aumento da temperatura de condensação – através do aumento da pressão de descarga – mantendo-se constante a temperatura de evaporação resulta em maior diferença de entalpia, o que tende a aumentar a potência de compressão. Porém, ao mesmo tempo, uma maior pressão de descarga causa a redução da vazão mássica do compressor. Para que se entenda por que isso acontece, será apresentado a seguir o conceito de rendimento volumétrico.

Distinguem-se dois tipos de rendimento volumétrico: o de espaço nocivo e o real. O rendimento volumétrico real ( $\eta_{vr}$ ) é normalmente dado em percentagem e definido pela equação 2.4:

$$\eta_{vr} = (100) \frac{\text{vazão volumétrica que entra no compressor, m}^3/\text{s}}{\text{taxa de deslocamento, m}^3/\text{s}} \quad (2.4)$$

onde a taxa de deslocamento do compressor é o volume deslocado pelos pistões durante o seu tempo de curso.

Quando a pressão no cilindro diminui até valores inferiores à da linha de sucção, a válvula de sucção se abre, permitindo a entrada de um volume de gás no cilindro. Por outro lado, quando a pressão no interior do cilindro atinge um valor superior ao da linha de descarga, a válvula de descarga se abre, permitindo a saída daquele volume de gás.

Uma característica importante dos compressores alternativos é o espaço nocivo, ilustrado na figura 2.21. Ele representa o volume residual sobre a superfície superior do pistão, quando o mesmo se encontra no Ponto Morto Superior (23).

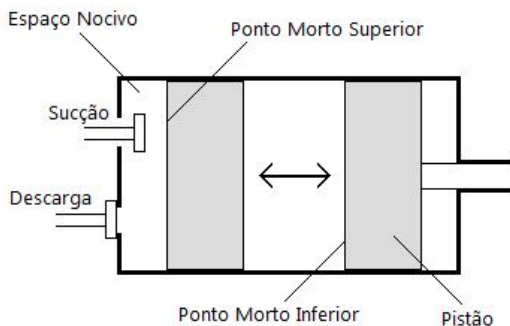


Figura 2.21 – Espaço nocivo em compressores alternativos.

Quando o pistão começa a se deslocar do Ponto Morto Superior para o Ponto Morto Inferior, o volume nocivo – que está em alta pressão (pressão de descarga) – é expandido, reduzindo sua pressão até que seja atingida a pressão de sucção. Quanto maior a pressão do volume nocivo, maior será o volume necessário para expandí-lo até essa pressão de sucção e menor a quantidade de gás que efetivamente adentra ao

cilindro (23). Por isso, mantendo-se a pressão de sucção constante, verifica-se que o rendimento volumétrico e, conseqüentemente, a vazão mássica diminui progressivamente com o aumento da pressão de descarga. Ao mesmo tempo, o trabalho de compressão aumenta, devido ao aumento da diferença entre essas pressões.

Pela equação 2.3, mantendo-se a temperatura de evaporação constante, a curva da potência de compressão em função da temperatura de condensação deve apresentar duas condições de valor nulo: a primeira, quando as pressões de sucção e descarga coincidem (trabalho de compressão é nulo); a segunda, quando a pressão de descarga é muito superior à de sucção, de forma que a vazão mássica é nula. Assim, existe um ponto de máximo para pressão de descarga entre tais limites. Os sistemas de refrigeração comumente operam à esquerda desse ponto de máximo, de forma que elevações da pressão de descarga são acompanhadas de aumentos correspondentes da potência de compressão e, conseqüentemente, do torque exigido (23).

Este capítulo apresentou os sistemas de refrigeração e as particularidades dos compressores de refrigeração acionados por motor de indução, inclusive as condições de trabalho que podem instabilizá-lo. O capítulo 3 inicia-se com a apresentação dos ensaios em condições extremas, nos quais o compressor é ensaiado sob condições forçadas – que buscam justamente levá-lo à instabilidade. Posteriormente, apresenta a instrumentação – medidores, atuadores e seus acionamentos – aplicada à automação desses ensaios.



### 3 INSTRUMENTAÇÃO APLICADA À AUTOMAÇÃO DE ENSAIOS EM CONDIÇÕES EXTREMAS

O compressor pode ser analisado de diversas formas, cada qual com suas peculiaridades e procedimentos. Dentre elas, talvez a mais comum em empresas de refrigeração seja a avaliação do compressor segundo o seu coeficiente de performance – *coefficient of performance* (COP) – com o compressor operando em condições nominais. Esses ensaios são conhecidos como Ensaios de Desempenho (4). Para a sua realização, são necessários sistemas para a medição das variáveis de interesse em uma bancada de ensaio, enquanto se mantém o sistema operando sob um regime controlado (2).

Ensaios em condições extremas, ao contrário dos ensaios de desempenho, avaliam o compressor em condições de operação não usuais, como elevadas pressões de sucção e descarga e tensão de alimentação reduzida. Neles, são testados os limites de operação dos compressores, em ensaios de curto tempo de execução. Variáveis como pressões de sucção e descarga, temperatura do enrolamento e corrente de alimentação precisam ser controladas e/ou medidas durante transitórios e sob efeito de perturbações.

Na empresa que serviu como estudo de caso, exemplos típicos de ensaios em condições extremas são os ensaios de partida e de tombamento de compressores, realizados atualmente de forma manual. O fato de serem controlados por operadores e utilizarem instrumentação analógica tem como consequência incertezas consideráveis nos resultados.

Ensaios automatizados têm vantagens significativas frente a ensaios realizados manualmente. A automação propicia resultados cuja aleatoriedade depende exclusivamente do processo (ensaio) e da peça ensaiada; diferentemente do ensaio manual, no qual a ação do operador pode inserir uma parcela de incerteza considerável no resultado. A utilização de sistemas de medição automatizados permite menores incertezas dos valores medidos e, através da geração automática de relatórios, fica minimizada a probabilidade de ocorrência de erros grosseiros. O uso de acionamentos rápidos para os atuadores é capaz de superar as habilidades humanas, diminuindo o tempo demandado por ensaio. Além disso, ensaios manuais muitas vezes são desgastantes e repetitivos, subutilizando o potencial de um técnico experiente que poderia ser alocado na realização de tarefas que exigem maior conhecimento.

Em bancadas manuais de ensaio, a medição das pressões é realizada geralmente através de manômetros mecânicos com tubo de Bourdon (24). Para a automação dessas medições são utilizados transmissores de pressão, baseados em diferentes princípios. Esse assunto é apresentado no item 3.1.

Medições da temperatura do enrolamento do motor mostram-se mandatórias para que diferentes ensaios sejam comparados, uma vez que essa influi significativamente no desempenho do motor. Detalhes sobre a medição de temperatura de enrolamento em compressores herméticos são discutidos no item 3.2.

Em ensaios de compressores operando sob condições extremas, é importante que seja evidenciado o tombamento do compressor sob análise, seja ele induzido ou acidental. São sugeridas diferentes formas de detecção automatizada do tombamento, algumas delas baseadas em estudos previamente desenvolvidos para medição da frequência rotacional em compressores herméticos. Os métodos são apresentados no item 3.3.

Uma das etapas mais desafiadoras na automação de ensaios em condições extremas é a substituição das válvulas manuais por válvulas automatizadas. Essa fase envolve o estudo das diferenças entre as válvulas utilizadas em bancadas de ensaios de refrigeração manuais e os diferentes tipos de válvulas aplicadas a bancadas automatizadas. O assunto é explorado no item 3.4.

Outra dificuldade relacionada ao controle de pressões em sistemas de refrigeração é a seleção dos acionamentos para válvulas agulha. Essas válvulas exigem geralmente atuadores elétricos, dentre os quais estão os motores de passo, motores de corrente contínua e motores *brushless*. As características desses acionamentos e sua aplicabilidade são apresentadas no item 3.5.

### 3.1 Medição de Pressão

A automação da medição de pressão é feita através do uso de transdutores<sup>8</sup> de pressão. O princípio de operação desses é baseado na conversão da pressão exercida sobre um elemento sensível em um sinal elétrico. A pressão geralmente resulta no deslocamento ou deformação de um elemento elástico de área de superfície definida (25).

---

<sup>8</sup> Transdutor é o módulo de um sistema de medição que gera um sinal de medição proporcional ao valor do mensurando (75).

A grande maioria dos transdutores de pressão atuais utiliza o diafragma como elemento elástico. Ele possui algumas vantagens, como frequência natural elevada, devido a sua massa normalmente reduzida; e rigidez relativamente alta, mesmo com pequena espessura (26).

Os subitens seguintes apresentam os tipos de transdutores de pressão baseados em diafragma que dominam o mercado atual.

### **3.1.1 Transdutores capacitivos**

Diversos transdutores de pressão de baixa incerteza (menor que 0,1%) em uso atualmente são desenvolvidos baseados no princípio capacitivo (27). Nesses transdutores, um diafragma metálico ou de silício serve de elemento sensor e constitui um eletrodo de um capacitor. O outro eletrodo, estacionário, é uma camada metálica depositada em um substrato de cerâmica ou vidro. A pressão aplicada no transdutor deflete o diafragma, o que faz variar a distância entre os dois eletrodos, alterando a capacitância (28). Essa variação é detectada por um circuito demodulador ou por um circuito em ponte de capacitores.

Nos transdutores capacitivos diferenciais, o diafragma é localizado entre dois eletrodos estacionários. A pressão aplicada faz com que uma das capacitâncias aumente, enquanto a outra diminui. Assim, tem-se um transdutor com maior sensibilidade, além de se cancelar os efeitos indesejáveis de tensão de modo comum através de medição diferencial (29).

Os transdutores de pressão capacitivos possuem algumas desvantagens. Dentre elas, pode-se citar a necessidade de circuitos mais sofisticados e a sensibilidade relativamente grande a mudanças de temperatura e interferências eletromagnéticas. Além disso, muitas vezes é necessário lidar com capacitâncias parasitas da mesma ordem de grandeza da capacitância nominal do transdutor (26) (30).

### **3.1.2 Transdutores extensométricos**

Os extensômetros metálicos de resistência, como o ilustrado na figura 3.1, são dispositivos em que a tração ou compressão causam uma variação de sua resistência ôhmica. Em transdutores de pressão, eles são instalados na superfície do diafragma e ligados em ponte, realizando assim uma medição de tensão diferencial com efeito de temperatura compensado.

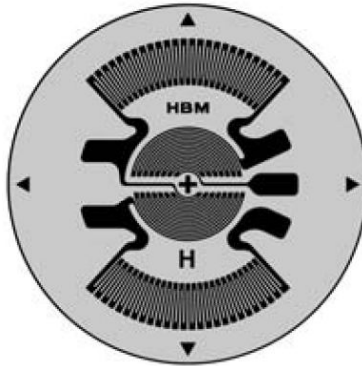


Figura 3.1 – Extensômetro de resistência para uso em diafragmas (31).

A utilização da tecnologia de semicondutores tem permitido o desenvolvimento de transdutores de pressão de dimensões bastante reduzidas e com sensibilidade elevada – até cinquenta vezes maior que a de extensômetros convencionais (30). Esses transdutores são denominados piezorresistivos. Seu diafragma é fabricado em silício, o que permite sua construção com espessura bastante reduzida. Dentro dele, estão difusos diversos resistores, através dos quais se mede a deflexão do diafragma quando uma pressão é aplicada (29). Frequentemente, estão na mesma pastilha de silício os circuitos de condicionamento de sinal, sendo que o tamanho total do conjunto não ultrapassa alguns milímetros.

Os transdutores piezorresistivos apresentam baixíssima histerese. Porém, são muito sensíveis a variações de temperatura, que podem afetar a sua característica de resposta – cautelosamente, esse efeito pode ser compensado. Além disso, o silício não é compatível com alguns fluidos (26) (30).

### 3.1.3 Transdutores piezoelétricos

Transdutores piezoelétricos caracterizam-se por possuir um elemento sensor constituído de material piezoelétrico. Esse material, quando submetidos a uma pressão, responde com a geração de carga elétrica. Para realizar a aquisição desse tipo de sinal necessita-se de um amplificador de cargas (29). Apesar de sua denominação, esse instrumento não amplifica cargas, e sim as converte em tensão.

O cristal rotineiramente aplicado nesse tipo de transdutor é o quartzo, que melhor atende às demandas exigidas para esse objetivo, como: alto limite de deformação plástica; alta estabilidade ao longo do tempo; histerese desprezível e resistência a temperaturas de até 500 °C (32).

Eletronicamente, esse transdutor tem característica de capacitor ativo, isto é, que se auto-carrega quando submetido a um esforço mecânico. Assim, ele se comporta como filtro passa-altas. Para possibilitar medições em baixas frequências, quase estáticas, necessita-se de uma unidade de tratamento adequada, com elevada impedância de entrada (32).

Na medição de frequências elevadas, surge outro parâmetro importante: a frequência natural de vibração do transdutor piezoelétrico. Esse parâmetro pode oscilar de (1 a 500) kHz, dependendo do modelo ou do fabricante, sendo que pode ser reduzido conforme a montagem mecânica do transdutor. Na prática, excitações perto da frequência natural do transdutor podem levar a grandes amplitudes de vibrações do mesmo, fazendo com que o sinal de saída seja distorcido pela própria influência mecânica dos movimentos do transdutor. Ocorrem, assim, alterações de amplitude e fase do sinal. Para valores na faixa de (20 a 30)% da frequência natural do transdutor, os erros referentes a essa questão são desprezíveis (32).

### **3.1.4 Transmissores de pressão**

Em processos industriais, freqüentemente é necessário transmitir o sinal medido por longas distâncias, para que o mesmo possa ser utilizado na implementação de uma função de controle ou combinado a outros sinais em um esquema mais complexo.

O desenvolvimento de formas de transmitir esses sinais teve início na indústria petroquímica, onde sistemas de automação pneumáticos eram largamente utilizados – devido ao fato de poderem ser instalados em ambientes com risco de vazamento de substâncias inflamáveis. Assim, nos primeiros sistemas de automação, os sinais eram transmitidos na forma de ar comprimido, na faixa de (20 a 100) kPa (29).

No entanto, a transmissão pneumática torna-se inadequada quando as distâncias envolvidas superam algumas centenas de metros. Nessa condição, começam a ocorrer atrasos significativos no envio do sinal. Para resolver esse problema, circuitos eletrônicos equivalentes

foram desenvolvidos. Neles, é gerada corrente contínua, proporcional ao sinal medido através do transdutor, na faixa de (4 a 20) mA ou (0 a 20) mA<sup>9</sup>. Além de eliminarem o problema do atraso, esses sistemas são mais facilmente configuráveis em sistemas complexos de controle do que os antigos transmissores pneumáticos (29).

Com o avanço da tecnologia e dos sistemas industriais, surgiram transmissores “inteligentes”. Esses transmissores possuem saída digital, enviando a informação através de interfaces de comunicação (29). Eles já substituem os transmissores com saída em corrente – ou tensão – em muitas aplicações.

### 3.2 Medição da Temperatura do Enrolamento do Compressor

A temperatura do enrolamento do estator é um fator que afeta o torque do motor de indução. Quanto maior essa temperatura, maior a resistência ôhmica do enrolamento e menor a corrente que nele circula, para uma mesma tensão de alimentação – o que causa redução de torque do motor. Assim, a medição dessa temperatura é importante para que os desempenhos de um mesmo compressor em ensaio, operando sob condições de carga diferentes, possam ser comparados.

O fato do compressor de refrigeração ser hermético inviabiliza a utilização de instrumentação convencional para a medição de temperatura, como termopares, termorresistores e termistores. Uma solução é a medição indireta da temperatura através da medição da resistência ôhmica do enrolamento. A medição dessa forma é possível porque a relação entre a resistência do enrolamento de cobre e a sua temperatura é dada por uma equação conhecida (10).

Em bancadas de ensaio manuais, os operadores mantêm o compressor em teste em funcionamento até acreditarem que o mesmo esteja aquecido. Então, o compressor é desligado e a temperatura do enrolamento é medida indiretamente, através de um ohmímetro. Caso esteja abaixo da temperatura desejada, o compressor é religado e mantido operando até a efetuação de nova medição. Caso esteja dentro da faixa de tolerância, inicia-se o ensaio. Assim que esse ensaio termina, o compressor é desligado e nova medição é realizada. O intuito é avaliar se a temperatura do enrolamento foi mantida dentro da faixa durante o teste.

---

<sup>9</sup> Também é comum a saída em tensão, geralmente nas faixas de (0 a 5) V ou (0 a 10) V.

Para automatizar o processo de medição indireta da temperatura do enrolamento foi desenvolvido na UFSC um equipamento que é estado-da-arte – o Medidor de Resistência Ôhmica (MRO) (10) – capaz de efetuar essa medição com o compressor em funcionamento. Para tanto, o dispositivo desenvolvido insere um nível CC na tensão de alimentação do compressor em ensaio. Isso é feito com a inserção de um resistor, em série, a cada semi-ciclo – positivo ou negativo – da onda senoidal de alimentação. O aparelho realiza ainda a medição da tensão e da corrente inseridas, após condicionamento e filtragem, a partir dos quais é possível calcular a resistência do enrolamento.

Um ponto negativo do uso desse dispositivo em ensaios onde as condições de carga são dinâmicas é o tempo necessário para a realização de medições de temperatura com baixa incerteza. Antes de medir efetivamente a resistência do enrolamento, o MRO mede o *offset* do seu próprio sistema de medição, que é variante no tempo e significativamente impactante no resultado (10). O tempo de estabilização dos filtros, aplicados nos sinais de corrente e tensão, é também de alguns segundos. Após a medição de *offset* e estabilização dos filtros, pelo menos três segundos de medição da resistência são necessários para que se tenha um resultado com boa exatidão. Ao todo, a medição da temperatura leva cerca de nove segundos para ser realizada.

De fato, o conceito do MRO foi desenvolvido vislumbrando-se sua aplicação em bancadas de ensaios de refrigeração operando em condições de regime, nas quais as cargas do sistema não apresentam grandes variações durante a medição. Alterações das pressões de sucção e descarga do compressor são acompanhadas de variações da corrente eficaz de alimentação e, quando essas ocorrem durante o intervalo de aquisição dos sinais, comprometem totalmente o resultado da medição. Esse fato impede que a temperatura do enrolamento seja monitorada constantemente durante os ensaios em questão, se considerado o atual estado-da-arte na medição de enrolamentos energizados (10).

### **3.3 Detecção de Tombamento**

Nos ensaios manuais, a detecção do tombamento do compressor em ensaio é feita pelo operador da bancada por observação. Para tanto, ele mantém uma das mãos sobre o compressor ou sobre a mangueira de descarga do mesmo, de forma a perceber a vibração enquanto o

compressor encontra-se em operação. No momento em que ele tomba, essa vibração torna-se mais intensa e, então, cessa.

O tombamento também pode ser evidenciado através dos indicadores de pressão e corrente. As pressões de sucção e descarga oscilam de forma não usual quando o compressor tomba, e sua corrente de alimentação eleva-se bruscamente.

Com base nas técnicas utilizadas pelos operadores de bancadas de ensaio de compressores; nos conhecimentos acerca de motores de indução; em trabalhos realizados recentemente para medição de frequência rotacional em compressores herméticos, estudaram-se soluções para a automação da detecção de tombamento a partir das medições de:

- corrente de alimentação;
- deslocamento do corpo;
- vibração do corpo;
- frequência rotacional do motor.

A análise da aplicabilidade, no âmbito desse trabalho, das soluções citadas é apresentada nos subitens 3.3.1 a 3.3.4.

### **3.3.1 Corrente eficaz de alimentação**

Na ocorrência do tombamento, o rotor do compressor deixa de acompanhar o campo girante gerado no estator, que permanece alimentado. Nessa situação, tem-se o compressor com rotor bloqueado, configuração na qual o consumo de corrente eleva-se significativamente.

A detecção do tombamento através da medição do valor eficaz da corrente faz uso dessa característica dos motores de indução. Avaliações experimentais realizadas no âmbito desse trabalho mostraram que a amplitude do sinal de corrente medido aumenta vertiginosamente na ocorrência do tombamento, atingindo valores bastante superiores à corrente de alimentação nominal do motor.

Monitorando-se a corrente de alimentação, é possível desenvolver um algoritmo que detecte o instante de tombamento quando o valor eficaz da corrente medida for superior a um limite previamente estabelecido. Esse limite pode ser um múltiplo da corrente de alimentação nominal ou uma fração da corrente de rotor bloqueado – quando de posse dessa informação. É importante ressaltar que a corrente de rotor bloqueado do motor varia de acordo com a capacidade do compressor.



### **3.3.2 Deslocamento máximo do corpo do compressor**

Através das avaliações experimentais, mostrou-se significativo o deslocamento do corpo do compressor no momento em que ele tomba. Assim, evidenciou-se a possibilidade de detectar o tombamento através de um transdutor de deslocamento situado próximo a sua lateral, onde se observam maiores amplitudes.

A distância entre transdutor e o compressor deve ser inicialmente medida. Com base nesse valor, um limite de deslocamento é estabelecido. A determinação do valor limite de deslocamento pode ser feita através de ensaios nos quais se leve o compressor a situações próximas ao tombamento, enquanto o sinal de deslocamento é monitorado.

Durante o ensaio, mede-se constantemente o deslocamento do corpo do compressor. Quando ele se mostra superior ao valor limite, o tombamento é evidenciado. É necessária a precaução para que fontes externas ao sistema não causem oscilações nos suportes do compressor e do transdutor, evitando que o tombamento seja falsamente acusado.

### **3.3.3 Vibração máxima do corpo do compressor**

Esse método é semelhante ao apresentado no subitem 3.3.2, com o diferencial de possuir maior sensibilidade à vibração. Ao invés do deslocamento, mede-se a aceleração do corpo do compressor, através de um acelerômetro. Novamente, um valor limite – dessa vez de aceleração – é determinado por meio de ensaios.

Existe a possibilidade de fixar o acelerômetro ao corpo através de um ímã, pois ele é produzido em aço. Isso torna prática a atividade do operador de instrumentar o compressor durante a preparação do ensaio.

De forma semelhante ao que se observa na detecção de tombamento por deslocamento, o sinal medido sofre influência de fontes de vibração externas ao teste.

### **3.3.4 Medição da frequência rotacional**

A corrente de alimentação do compressor, assim como as suas pressões de sucção e descarga, possui informações sobre sua frequência rotacional (12). Através da medição desses sinais, torna-se possível detectar o instante de tombamento do compressor.

Na empresa líder de mercado em compressores herméticos, são realizados ensaios para avaliação do torque dos motores de indução produzidos. Os resultados desses ensaios mostram que os motores não conseguem restabelecer sua frequência rotacional em situações onde o escorregamento é superior a 20%, mantendo-se a carga. Isso equivale a uma frequência rotacional de 2880 rpm (para compressores de alimentação 60 Hz) ou 2400 rpm (para compressores 50 Hz), valores que devem ser usados como limite, abaixo dos quais os compressores são considerados “tombados”.

Os subitens seguintes apresentam aspectos gerais da medição de frequência rotacional através dos sinais de corrente, pressão e vibração.

#### **3.3.4.1 Medição da frequência rotacional através do sinal de corrente**

A existência de variações no torque exigido do motor do compressor nas etapas de admissão e descarga provoca alterações na sua corrente de alimentação, de modo que uma componente de frequência igual à de escorregamento é adicionada a ela (33). A análise do sinal de corrente viabiliza, portanto, a detecção da frequência rotacional do compressor.

A frequência de escorregamento apresenta-se muito pouco representativa no espectro de frequências do sinal de corrente de alimentação. Entretanto, sua ação é claramente visível no tempo: o sinal apresenta uma envoltória de frequência igual à de escorregamento do motor, a qual altera a amplitude dos seus picos e vales (conforme ilustrado na figura 3.2). Assim é possível determinar a frequência de escorregamento que, subtraída da frequência de alimentação, fornece a frequência rotacional do compressor.

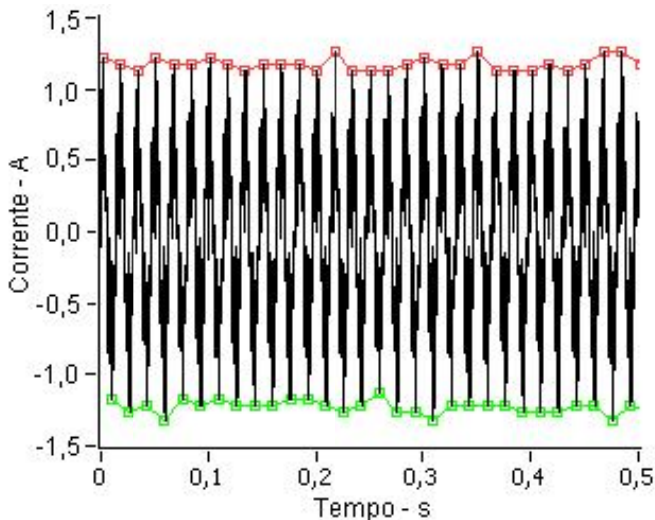


Figura 3.2 - Sinal de corrente de alimentação no tempo (12).

### 3.3.4.2 Medição da frequência rotacional através do sinal de pulsação da pressão

Devido às etapas de admissão e descarga, a pressão no interior do cilindro adquire um comportamento cíclico ou pulsado. É esperado, portanto, que os sinais de pressão de sucção e descarga apresentem comportamento semelhante, pela sincronia e seqüência dos movimentos do pistão (12). A figura 3.3 apresenta o sinal de saída de um transmissor utilizado para medir a pressão de descarga de um compressor.

Experimentalmente, pode-se observar que o sinal de pressão de sucção não se apresenta tão estável no tempo quanto o de descarga, de forma que o uso desse último nas medições de frequência rotacional apresenta melhores resultados (12).

A pressão de descarga é uma grandeza de fácil acesso e de procedimento de medição bastante conhecido pelas empresas de refrigeração.

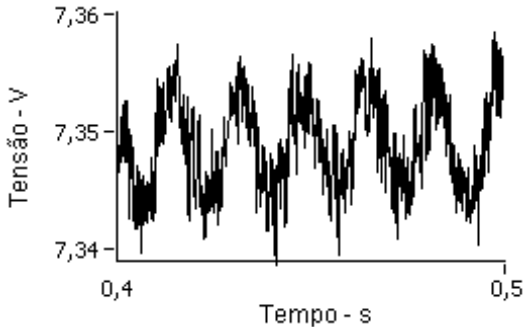


Figura 3.3 – Sinal de saída de um transmissor utilizado para medir a pressão de descarga do compressor (12).

### 3.3.4.3 Medição da frequência rotacional através do sinal de vibração

Apesar das molas utilizadas no *kit* mecânico do compressor atenuarem sua vibração, o ciclo de compressão gera vibrações perceptíveis no corpo da peça (34). A análise do espectro de frequências do sinal oriundo de um acelerômetro instalado no corpo do compressor, em operação nominal, revela a existência de uma componente de frequência igual à rotacional.

Vibrações externas ao compressor, no entanto, são capazes de se sobrepor às vibrações geradas pelo ciclo de compressão, criando componentes inesperadas no espectro de frequências. Essas podem vir a superar a intensidade da componente de interesse, resultando em medições errôneas. No entanto, soluções mecânicas de baixo custo podem contornar esse problema.

Todos os métodos para detecção de tombamento apresentados no item 3.3 mostram-se capazes de evidenciar o fenômeno. Assim, a escolha do método mais apropriado para determinada aplicação dependerá de alguns fatores, dentre os quais os principais são:

- a variedade de compressores que serão submetidos ao ensaio (os métodos 3.3.1, 3.3.2 e 3.3.3 exigirão o ajuste de parâmetros de ensaio específicos para cada modelo);

- a necessidade de detecção do exato instante de tombamento (o que implica medir a frequência rotacional do compressor).

### 3.4 Válvulas

Válvulas são dispositivos através dos quais a vazão pode ser permitida, cessada ou regulada por meio de uma parte móvel que permite ou obstrui a passagem de fluido<sup>10</sup>. Válvulas automatizadas, por sua vez, são aquelas cujos movimentos respondem a um sinal externo, requerendo assim uma fonte de energia para serem acionadas. Essa fonte pode ser eletricidade ou um fluido pressurizado (35).

Até 1946 as válvulas eram dimensionadas a partir da área de seu orifício, associada a equações usualmente proprietárias, com o objetivo de estimar a sua vazão volumétrica. Posteriormente, um novo coeficiente foi introduzido, denominado coeficiente de vazão ( $C_v$ ), o que iniciou a padronização nesse campo. Esse coeficiente relaciona a vazão volumétrica da válvula com a queda de pressão através dela (36).

O coeficiente de vazão de uma válvula é afetado por diversos fatores, como as suas dimensões e as mudanças de direção impostas por ela ao fluido. Esse coeficiente está relacionado com a abertura da válvula, de forma que quanto mais fechada ela se encontra, maior a queda de pressão através dela e menor o coeficiente de vazão (36). A queda de pressão, que ocorre devido à resistência ao escoamento do fluido, é também chamada de perda de carga.

Existem válvulas para permitir ou obstruir a vazão em um circuito e válvulas que efetivamente regulam a vazão. As primeiras são chamadas de isoladoras – como é o caso da válvula de solenóide e da válvula esfera, geralmente utilizadas para esse fim. Como válvulas aplicadas normalmente na regulação de vazão podem ser citadas as válvulas diafragma, globo e agulha (35).

As válvulas possuem diferentes curvas características de coeficiente de vazão em função da sua abertura, sendo essas, geralmente, não-lineares. Quando se deseja controlar pressão de forma automatizada através de técnicas de controle clássico, a melhor opção passa a ser utilizar válvulas agulha, nas quais essa relação pode ser aproximadamente linear (37).

---

<sup>10</sup> A regulação da vazão em um determinado ponto de um circuito hidráulico permite controlar a pressão do fluido naquele ponto.

Os detalhes sobre as características das válvulas citadas são apresentados nos subitens 3.4.1 a 3.4.4.

### **3.4.1 Válvulas de solenóide e válvulas esfera**

Uma válvula de solenóide (23) – vide figura 3.4 – operada eletricamente é capaz de permitir ou cessar de forma automática a vazão de líquido ou gás. Ela é utilizada em pontos do circuito onde não se deseja efetivamente controlar a pressão (38).

As válvulas de solenóide são movidas por eletroímãs. O solenóide cria um campo magnético quando há passagem de corrente através dela. Se um metal magnético, como ferro ou aço, é introduzido nesse campo, ele é atraído na direção do núcleo do solenóide. Dessa forma, fixando esse metal à haste da válvula, o solenóide é capaz de abri-la. Quando o circuito elétrico é interrompido, o campo magnético se desfaz e a haste volta a sua posição original pela ação da gravidade ou de uma mola (38).

As válvulas de solenóide apresentam um único sentido de escoamento no qual são capazes de permitir ou bloquear a vazão – característica proveniente da forma como são construídas. Caso operem no sentido contrário, geralmente não garantem estanqueidade quando fechadas. Existem outras opções de válvula para situações em que se necessite de vazão em ambos os sentidos quando a válvula estiver aberta e estanqueidade total quando a válvula estiver fechada. Uma delas é a válvula esfera (37).

Válvulas esfera (figura 3.5) são compostas por uma esfera rotatória com um furo axial. Quando a válvula está totalmente aberta não existe, praticamente, resistência à vazão, pois o furo possui diâmetro semelhante ao da tubulação. A válvula fecha rotacionando a esfera em um ângulo de  $90^\circ$  (37). A utilização de um atuador elétrico ou pneumático permite que ela seja acionada rapidamente, fazendo que atue como uma válvula de solenóide. A complexidade desses atuadores torna a válvula esfera autopilotada uma solução mais onerosa em relação à válvula de solenóide, de forma que se deve estudar a real necessidade do seu uso.

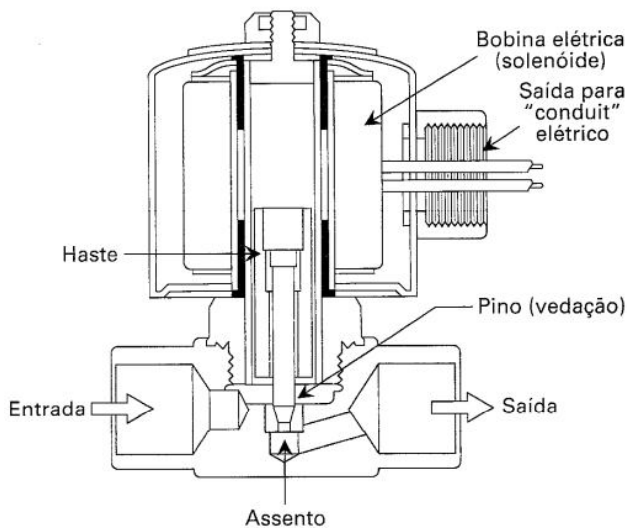


Figura 3.4 – Válvula de solenóide em corte (23).



Figura 3.5 – Válvula esfera em corte, em posição fechada (39).

### 3.4.2 Válvulas diafragma

Esse tipo de válvula consiste em um corpo tubular onde o obturador é um diafragma. Para fechar a válvula, o diafragma é simplesmente pressionado para baixo por uma haste, defletindo até que

obstrua por completo a passagem do fluido (figura 3.6). Todo o mecanismo que opera a válvula fica acima do diafragma, cujo material precisa ser flexível e apresentar boa resistência à corrosão (40).

Essas válvulas apresentam curso de poucas voltas (duas a três, normalmente) e curvas características de coeficiente de vazão não-lineares.

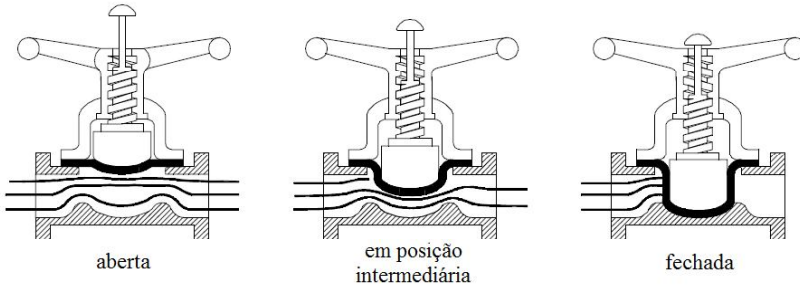


Figura 3.6 – Válvula diafragma em corte. Adaptado de (41).

### 3.4.3 Válvulas globo

As válvulas globo (figura 3.7) são provavelmente as válvulas mais populares. Elas são assim chamadas devido ao formato globular do corpo da válvula. Porém, outras válvulas podem também apresentar corpos globulares e, portanto, é a estrutura interna da válvula que define o seu tipo.

A parte da válvula globo que controla a vazão é um disco preso à sua haste. Para fechá-la completamente, gira-se a haste para dentro até que o disco toque o assento da válvula. A vazão é regulada pela posição do disco em relação ao assento e existe um sentido preferencial para o escoamento que a atravessa (42).

A grande área de assento das válvulas globo não permite utilizá-las para realizar ajustes finos de vazão. Além disso, a queda de pressão imposta em função do número de voltas de abertura é não-linear – quando está totalmente aberta, a queda de pressão é praticamente nula, e é preciso fechá-la quase que completamente para restringir a vazão de forma significativa.



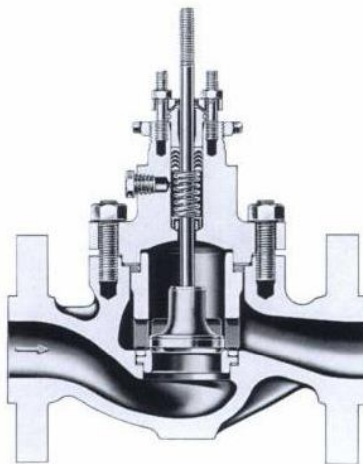


Figura 3.7 – Válvula globo em corte (35).

### 3.4.4 Válvulas agulha

As válvulas agulha (figura 3.8 (a)) são similares, em relação a projeto e à operação, às válvulas globo. No entanto, ao invés de um disco, essa válvula apresenta uma extremidade diferenciada ao final da haste, que permite uma área de assento menor; isso possibilita ajustes de vazão com maior exatidão (42). A extremidade pode ter diferentes formatos, como cônico ou cilíndrico, que dão nomes especiais aos diferentes tipos de haste e são determinantes na relação entre o coeficiente de vazão e o número de voltas de abertura da válvula. A figura 3.8 (b) ilustra algumas hastes de válvulas agulha.

Assim como as válvulas globo, válvulas agulha possuem um sentido preferencial para passagem do fluido. Nesse sentido, a queda de pressão através da válvula em função do número de voltas de abertura pode ser bastante linear em boa parte de sua faixa de operação (35).

Os operadores de bancadas de ensaios manuais utilizam válvulas com haste reguladora de vazão de baixo custo para realizar controle de pressão. Essas válvulas são construtivamente similares às válvulas agulha; a relação entre perda de carga e abertura, no entanto, é desconhecida. Evidenciou-se, através de testes realizados no âmbito desta dissertação, que essa relação é bastante não-linear. Observou-se também que essas válvulas possuem curso de até dez voltas; porém,

além da metade do seu curso a perda de carga imposta é praticamente nula – o que reduz sua faixa de operação.

O seu comportamento não-linear, no entanto, não é percebido pelo operador. Ele é capaz de se adaptar, inconscientemente, à resposta da válvula em diferentes níveis de abertura e assim controlar as pressões. O operador realiza um controle não-linear sobre um atuador também não-linear. Entretanto, técnicas de controle clássico aplicadas na automação de sistemas estão fundamentadas na linearidade do processo (43), o que implica utilizar, preferencialmente, válvulas também lineares – válvulas agulha.

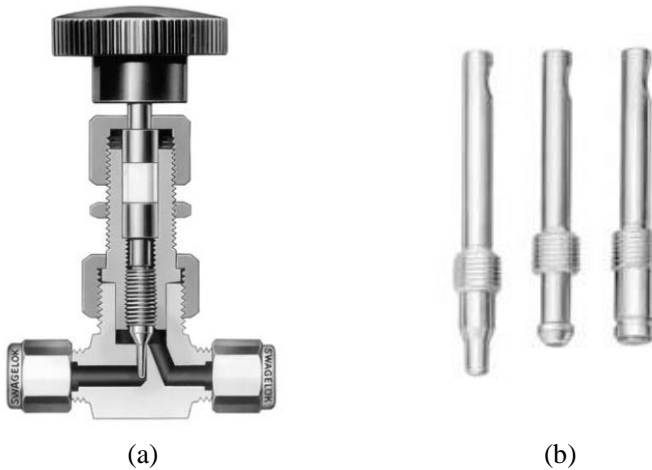


Figura 3.8 – (a) Válvula agulha em corte. (b) Tipos de haste de válvulas agulha. *Da esquerda para a direita: haste reguladora, haste em V e haste de assento suave (44).*

Um aspecto negativo das válvulas agulha é o fato de imporem considerável perda de carga ao escoamento, mesmo quando totalmente abertas (35). Esse fator deve ser considerado quando se deseja automatizar um processo de controle de vazão ou pressão, onde se opte por substituir as válvulas de haste manuais por válvulas agulha automatizadas. Existem válvulas agulha para variadas magnitudes de vazão, nas quais a relação entre a perda de carga e o número de voltas de abertura é maior ou menor.

A vedação das válvulas agulha se dá, algumas vezes, por meio de um sistema de anéis de borracha (*o-rings*). Quando pressionados por uma porca que compõe o corpo da válvula, eles se dilatam, impedindo o vazamento de fluido através da haste. No entanto, essa dilatação aumenta também o torque necessário na haste para abrir e fechar a válvula. Assim, para válvulas agulha com esse tipo de vedação, o ajuste ótimo deve impedir o vazamento de fluido na pressão máxima em que se pretende trabalhar e evitar, ao mesmo tempo, que o torque para manipulação da válvula seja demasiado.

A seleção de acionamentos para automatizar a abertura e fechamento de válvulas agulha é uma tarefa que requer o estudo das características da válvula e do sistema que se deseja controlar. Deve-se levar em conta a dinâmica do ensaio, o torque necessário para a manipulação das válvulas e a curva de coeficiente de vazão por abertura das mesmas. As características dos acionamentos geralmente utilizados na automação de válvulas agulha são apresentadas no item 3.5.

### **3.5 Acionamentos para Válvulas Agulha**

O acionamento de válvulas agulha pode ser realizado por meio de motores elétricos. Os mais comumente utilizados em automação podem ser divididos dois grupos: motores de movimento discreto e motores de movimento contínuo.

Os motores de movimento discreto são mais conhecidos como motores de passo. Geralmente, possuem baixo torque devido ao seu princípio de funcionamento. Através do uso de reduções, é possível reduzir a velocidade angular e aumentar o torque do motor, além de elevar sua resolução – menor ângulo entre passos.

Teoricamente, motores de passo não necessitam de realimentação de posição, o que reduz o custo dessa solução. Na prática, existe o risco do motor “perder passos”. Nessa situação, o sinal é enviado ao motor e o mesmo, por algum motivo, não executa o passo. Isso pode acontecer mais frequentemente quando se trabalha em alta frequência rotacional sob carga significativa. De forma geral, motores de passo se adaptam bem a aplicações nas quais a frequência rotacional requerida é baixa e o torque de carga não ultrapassa 2 Nm. Acima disso, o comportamento dinâmico do acionamento começa a ser prejudicado (45).

Os motores de movimento contínuo utilizados em aplicações de controle se dividem em dois grupos: motores CC com escova e comutador e motores CC comutados eletronicamente (*brushless*).

Os motores CC com escova e comutador foram os primeiros acionamentos eletromecânicos utilizados para automação e continuam sendo hoje os mais encontrados na prática industrial. Usualmente, o estator e o rotor desse motor são bobinados. Entretanto, a utilização de ímãs permanentes ao invés de enrolamento de cobre no estator é capaz de aumentar em cerca de 50% o torque, em comparação com o de um motor de estator bobinado de mesmo peso e dimensões (45). Isso permite que esses motores sejam menores e mais leves. Para novos projetos, todavia, os motores CC com escovas estão sendo gradativamente substituídos pelos acionamentos CC comutados eletronicamente (sem escovas).

Os motores CC sem escovas (*brushless*) exigem, para seu funcionamento, uma etapa eletrônica prévia. Essa eletrônica realiza a comutação dos enrolamentos de campo do motor, de modo a se obter um campo girante. Assim, é dispensada a comutação mecânica por escovas e comutador – o rotor passa a ser composto de ímãs permanentes.

Sistemas *brushless* são usualmente preferidos em aplicações cujos benefícios são mais importantes do que seu alto preço. Em automação, são principalmente utilizados em máquinas de comando numérico (CNC), onde possibilitam posicionamento rápido e com boa exatidão da ferramenta ou da peça, executando mínimos incrementos de posição.

Motores de movimento contínuo que satisfazem o requisito de alta dinâmica são chamados de servo-motores. Eles possuem comportamento diferenciado, sendo recomendados em aplicações de automação como controle de posição, de frequência rotacional e de torque, nos quais se necessita mínima inércia própria. São capazes de realizar movimentos muito suaves, especialmente em baixas frequências. Servo-motores devem apresentar, necessariamente, ímãs permanentes de alta energia, instalados obliquamente ao rotor; uma forma construtiva de baixa inércia; e número de pares de pólos acima do convencional. Quando servo-motores são utilizados em modo de sistema de controle, operando em malha fechada, também são chamados de servo-acionamentos (45).

Observando os ensaios de refrigeração manuais em condições extremas percebe-se a rapidez com que as válvulas são manipuladas, o que é determinante para a manutenção das pressões nos valores desejados e para a redução do tempo de ensaio. Deve-se ressaltar novamente que as válvulas utilizadas pelos operadores são não-lineares, com faixa de operação de até cinco voltas, quando atingem uma perda

de carga praticamente nula. Enquanto isso, as válvulas agulha realizam até dez voltas mantendo o comportamento praticamente linear. Daí a importância do uso de acionamentos rápidos, de dinâmica suave (sem pulsações de torque) e com elevada resolução para posicionamento, que permitam o ajuste das pressões dentro de faixas bastante estreitas em ciclos seguidos de ensaio.

O capítulo 4 apresenta a seleção de instrumentação, válvulas e acionamentos, dentre os vistos até aqui, para realização da automação de uma bancada de ensaios. Essa bancada, originalmente manual, executa ensaios de partida e de tombamento, nos quais os compressores são testados operando sob condições extremas.



## **4 AUTOMAÇÃO DOS ENSAIOS DE PARTIDA E DE TOMBAMENTO**

Como exemplo de aplicação de instrumentação para a automação de ensaios em condições extremas, foi realizada a automação dos ensaios de partida e de tombamento de compressores.

Ensaio de partida e de tombamento são realizados em protótipos, em lotes-piloto e em compressores já comercializados. Segundo a empresa líder de mercado – que serviu de estudo de caso – esses ensaios são imprescindíveis para análise da adequação de um compressor a determinado sistema de refrigeração.

A bancada de ensaios de partida e de tombamento – cedida por tal empresa – é integralmente manual. Um único operador manipula diversas válvulas instaladas no seu painel, utilizadas na regulação da pressão do fluido refrigerante R-134a (ou R-12) em diferentes pontos do circuito. As pressões de sucção e descarga dos compressores são medidas através de manômetros. A detecção do instante de tombamento e da partida do compressor é feita pelo operador, que verifica a intensidade da vibração da peça depositando uma das mãos sobre ela.

O dinamismo do ensaio de tombamento, particularmente, demanda grande habilidade do operador, que executa essa atividade durante anos até atingir a excelência. De qualquer forma, acredita-se que a incerteza dos resultados seja alta quando comparada à que poderia ser alcançada com a utilização de instrumentação adequada e métodos automatizados para a detecção do instante de tombamento.

Este capítulo apresenta os ensaios de partida e de tombamento, assim como detalhes da bancada de ensaios. Apresenta também a arquitetura desenvolvida para a automação da bancada. Válvulas, acionamentos, transmissores e fonte de alimentação foram selecionados a partir das características necessárias à automação dos ensaios e são descritos nos itens seguintes. Dentre as possíveis soluções apresentadas no item 3.3 para a detecção do tombamento, discutem-se os recursos escolhidos. Por fim, são apresentadas as interfaces entre os elementos da bancada e a unidade de processamento, assim como a teoria aplicada no controle das pressões durante os ensaios.

### **4.1 Ensaio de Partida**

O ensaio de partida avalia a mínima tensão de alimentação necessária para que o motor seja capaz de partir sob condições de carga

elevada. Como visto no item 2.4, o aumento das pressões de sucção e descarga aumenta a potência de compressão, exigindo maior torque do motor.

O resultado desse ensaio é importante para que o compressor atenda a aplicação na qual será inserido, mesmo em condições não usuais. Por exemplo, suponha-se que um refrigerador residencial operando em regime permanente seja desligado devido à queda do fornecimento de energia. Nessa situação, as pressões de sucção (saída do evaporador) e de descarga (entrada do condensador) irão se equalizar em um valor relativamente alto. As pressões abaixarão gradativamente, conforme o fluido esfriar, até que a temperatura ambiente seja atingida. Durante esse intervalo, caso o fornecimento de energia seja restabelecido, o compressor será religado em uma condição de pressões equalizadas e elevadas, com torque de carga alto. Essa situação é simulada através do ensaio de partida equalizada.

Caso a queda de energia seja momentânea, o compressor pode religar em condições próximas àquela em que estava anteriormente, quando o sistema estava em regime. Haverá um diferencial de pressão no compressor, condição sob a qual ele deverá ser capaz de partir. Essa situação também pode ser simulada, por meio do ensaio de partida diferencial<sup>11</sup>.

## 4.2 Ensaio de Tombamento

O ensaio de tombamento analisa as condições máximas de carga nas quais o compressor em funcionamento é incapaz de manter rotação e, assim, “tomba”.

Supondo que o refrigerador residencial citado anteriormente esteja operando em regime permanente com seu compartimento interno vazio, quando uma grande carga seja nele inserida. Nesse momento, a temperatura de evaporação começará a subir, aumentando a pressão de sucção do compressor. Esse aumento de carga faz aumentar o escorregamento do motor de indução, podendo levá-lo ao tombamento caso tenha sido mal dimensionado para aquele refrigerador (46).

---

<sup>11</sup> Além da queda de energia, os ensaios de partida também simulam, da mesma forma, a atuação do protetor térmico – que ocorre devido a excesso de carga, que eleva a corrente de alimentação do compressor – e os ciclos do termostato – que desliga o compressor quando a temperatura desejada no interior do refrigerador é atingida.



Refrigeradores domésticos costumam ser embutidos em móveis por questões estéticas. No entanto, essa prática dificulta a dissipação de calor no condensador, situado justamente na parte traseira do refrigerador. O aumento da temperatura no condensador ocasiona aumento da pressão de descarga do compressor, podendo, novamente, tombá-lo em caso de mau dimensionamento.

Na realização do ensaio, a pressão de sucção do compressor em teste é mantida constante, enquanto sua pressão de descarga é elevada progressivamente. Isso causa o aumento do trabalho de compressão, conforme visto no subitem 2.4.2. O torque de carga eleva-se até superar o torque máximo do motor, instante que caracteriza o tombamento.

Quanto maior a pressão de sucção mantida no ensaio, maior a vazão e, conseqüentemente, maior o trabalho de compressão – conforme subitem 2.4.1. Assim, menor é a pressão de descarga necessária para que o torque máximo do motor seja atingido.

O resultado desse ensaio é a curva de tombamento, representada em um plano cartesiano, onde são traçados os pares de pressões de sucção e descarga nos quais o compressor tomba (vide figura 4.1). Essa curva é confrontada com a curva de aplicação – curva característica do sistema, traçada através dos pares de pressões de sucção e descarga que se configuram na aplicação em que o compressor será empregado. Para que ele não colapse durante o funcionamento, a curva de tombamento deve estar acima da curva de aplicação, de forma que as duas nunca se cruzem.

Comumente, a curva de aplicação apresentada na figura 4.1 é dada em função das temperaturas de trabalho – temperaturas de evaporação e condensação – ao invés das pressões. Dessa forma, a especificação das condições de trabalho independe do fluido refrigerante que será utilizado no sistema. Caso o sistema opere com um fluido refrigerante diferente, a curva de aplicação em função das temperaturas permanecerá a mesma; as pressões de trabalho, no entanto, serão diferentes de acordo com o fluido utilizado.

Considerando-se o ciclo ideal de refrigeração (subitem 2.1.6), tem-se que a pressão de sucção do compressor é igual à pressão no interior do evaporador, da mesma forma que a pressão de descarga do compressor é igual à pressão no condensador. A figura 2.2 relaciona a pressão do fluido saturado (situação na qual o fluido se encontra quando no interior do evaporador ou do condensador) com a sua temperatura, para o fluido R-134a. Assim, dada a pressão de sucção do compressor, conhece-se a temperatura no evaporador. Similarmente, para uma dada pressão de descarga do compressor, sabe-se a temperatura do fluido no

condensador. Isso permite que, através do controle das pressões de sucção e descarga na bancada de ensaios – utilizando-se as válvulas – seja possível controlar as temperaturas de evaporação e condensação no ensaio. Para tanto, são utilizados manômetros que possuem uma escala adicional de temperatura – que já consideram a relação entre pressão e temperatura de um dado fluido de refrigeração saturado.

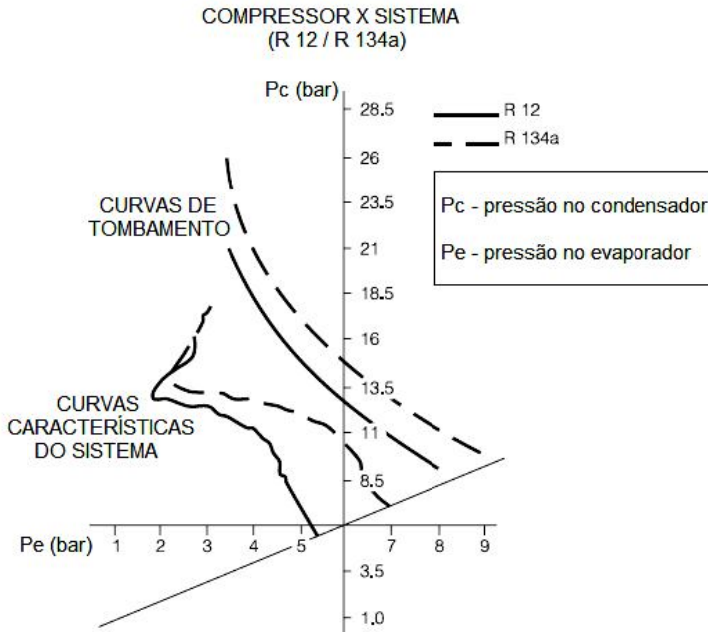


Figura 4.1 – Curva de tombamento *versus* curva característica do sistema, considerando o mesmo sistema com fluidos refrigerantes R-12 e R-134a. Adaptado de (47).

Quando citadas nos itens seguintes, as temperaturas de evaporação e de condensação referem-se às temperaturas correspondentes às pressões de sucção e descarga do compressor com o fluido em condição de saturação.

### 4.3 Bancada de Ensaio

A bancada para ensaios de partida e de tombamento (figura 4.2) é composta por nove válvulas manuais (de haste reguladora, de baixo custo) que regulam a vazão de fluido refrigerante em um circuito (exibido na figura 4.4) cuja finalidade é permitir que pressões diferentes sejam impostas à sucção e à descarga de um compressor em teste (CT). Para que altas pressões sejam geradas, a bancada conta com um compressor de elevada capacidade, definido como compressor auxiliar (CA) (figura 4.3). Existe ainda um reservatório (figura 4.3), para que o de fluido refrigerante utilizado nos ensaios seja mantido.

Para medição das pressões, a bancada possui cinco manômetros instalados em seu painel frontal (figura 4.2). Dois deles são utilizados para medição das pressões de sucção e descarga do CA, enquanto outros dois permitem a observação das pressões do CT, esses possuindo também escala de temperatura. O último manômetro mede a pressão na entrada do reservatório de fluido refrigerante.

O CT é conectado à tubulação da bancada através de manguueiras de engate rápido, o que possibilita rápida troca de compressor e, assim, maior frequência de ensaios.

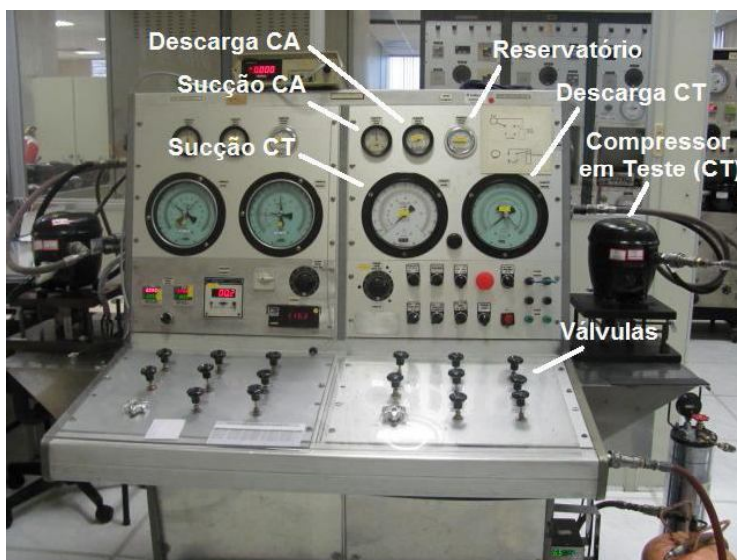


Figura 4.2 – Painel frontal de duas bancadas de ensaios de partida e de tombamento conjuguadas.



Figura 4.3 – Interior da bancada de ensaios de partida e de tombamento.

Separadores de óleo (figura 4.3) aparecem instalados em série com a descarga dos compressores. Suas temperaturas são controladas através de resistências variáveis, cuja regulagem é feita através de manoplas no painel frontal.

A tensão de alimentação do CT é regulada pelo operador do painel através de um varivolt. Os compressores são ensaiados sem sistema de proteção e, conseqüentemente, de partida (módulos de proteção e partida são interconectados). A resistência ôhmica desse elemento – que seria variante ao longo dos ensaios – é reproduzida com resistores de baixo coeficiente de temperatura, padronizando-se assim o sistema de proteção e aumentando a repetitividade dos resultados. Sem o sistema de partida, os acionamentos dos enrolamentos principal e auxiliar precisam ser feitos de forma independente, por meio de chaves no painel.

A bancada possui terminais para inserção de capacitores – de partida e/ou de operação – para realização de ensaios em compressores com motores de diferentes classes – conforme visto no subitem 2.3.2.

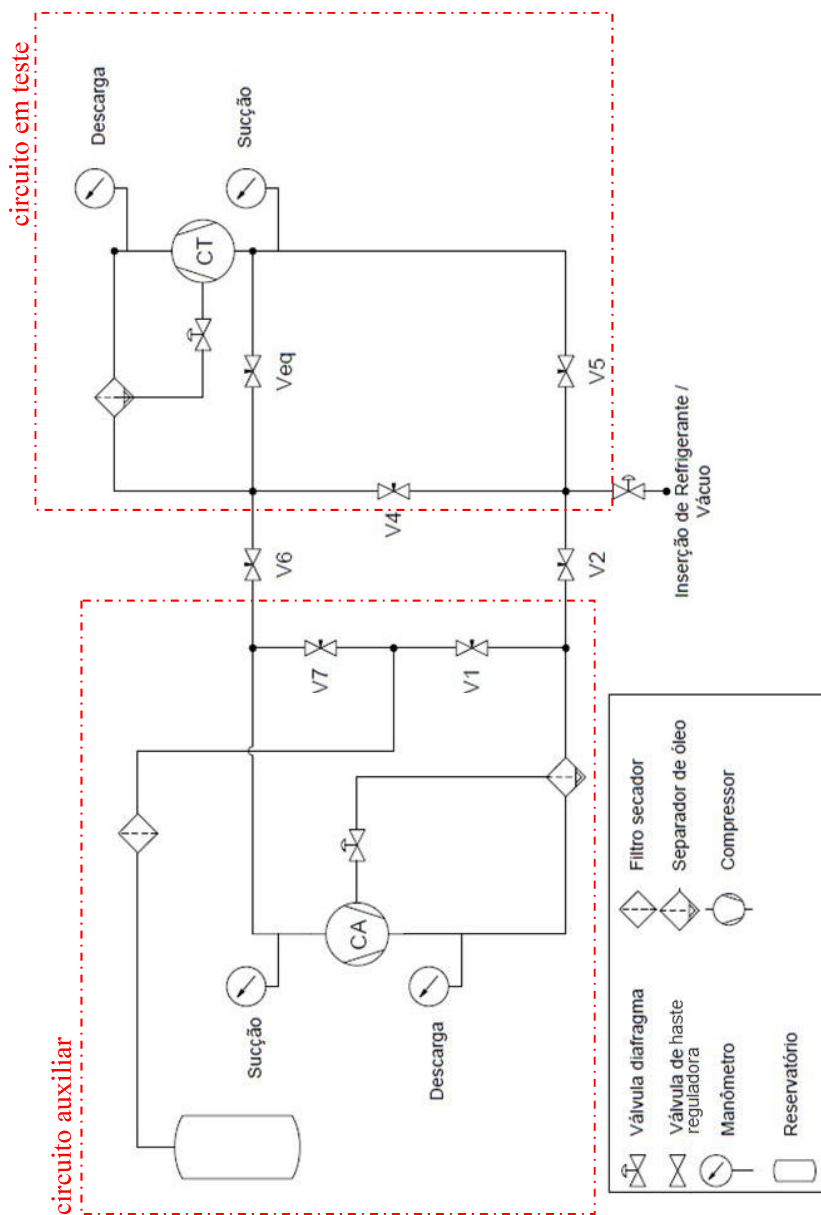


Figura 4.4 – Diagrama do circuito hidráulico da bancada de ensaios de partida e de tombamento

### 4.3.1 Procedimento para ensaio de partida

Para executar um ensaio de partida, o operador precisa, primeiramente, definir a tensão de alimentação inicial. A mínima tensão de partida do compressor é sempre superior à mínima tensão de operação, na qual o compressor “tomba”. Isso porque o compressor em operação possui a inércia do movimento rotativo ao seu favor – como acontece em qualquer motor elétrico (20) – além da lubrificação presente nos mancais e no pistão. Dessa forma, sob mesma condição de carga, ele é capaz de manter-se em operação com uma tensão de alimentação que não seria suficiente para fazê-lo partir.

Assim, para definir a tensão inicial do ensaio, o operador primeiramente parte o CT com sua tensão de alimentação nominal. Verificando que o mesmo partiu – através do ruído produzido e da vibração do seu corpo e das mangueiras de engate rápido – ele injeta, através das válvulas, fluido refrigerante do circuito auxiliar para o circuito em teste (figura 4.4). Então, regula as pressões de sucção e descarga do CT nos valores de ensaio. O procedimento seguinte consiste em reduzir gradativamente a tensão de alimentação através do varivolt, reduzindo assim o torque do compressor até que o mesmo “tombe”. Essa é a tensão inicial, a partir da qual será procurada a tensão mínima de partida.

O procedimento descrito é geralmente executado quando não se tem informações do compressor – novo produto ou protótipo que nunca passou pelo ensaio em questão. Caso contrário, a tensão inicial para o ensaio de partida da peça já é conhecida e não precisa ser avaliada.

Definida a tensão inicial, configuram-se novamente as pressões de sucção e de descarga do CT, agora com o mesmo desligado. Então, energiza-se o compressor. Verificando-se que o mesmo não é capaz de partir, eleva-se a tensão de alimentação e repete-se o processo, até que o compressor seja capaz de partir e se manter em operação por certo período de tempo. Verificada a partida, a tensão é então reduzida para que seja constatado que, de fato, o compressor não parte com uma tensão imediatamente inferior àquela. Esse procedimento se repete até que a mesma tensão mínima de partida seja confirmada em um determinado número de tentativas (48).

O ensaio de partida diferencial é semelhante ao de partida equalizada, porém um tanto mais desafiador ao operador. A principal dificuldade está em manter as pressões de sucção e descarga nos pontos

desejados. Segundo os operadores da bancada, dependendo da posição do pistão do compressor no momento em que esse foi desligado, pode ocorrer vazamento de gás da descarga para a sucção. Isso obriga o operador a retornar o gás para o circuito auxiliar (figura 4.4) e reiniciar o procedimento de ajuste das pressões. Da mesma forma, quando parte-se o compressor e ele não é capaz de se manter em operação pelo tempo mínimo definido no ensaio, as pressões são desconfiguradas e precisam ser reajustadas. Esses fatos contribuem para que o ensaio de partida diferencial seja mais demorado e desgastante para o operador, em comparação com os outros ensaios realizados na mesma bancada.

Para que se possam comparar os dados de diferentes ensaios de partida efetuados em um compressor é necessário que esses sejam realizados com mesma temperatura de enrolamento. Por isso, a temperatura é medida indiretamente através de um ohmímetro, conforme discutido no item 3.2. A medição é realizada antes e depois de cada ensaio, para verificar se o mesmo foi realizado com a temperatura de enrolamento dentro de uma faixa de tolerância especificada. Nos ensaios de partida, essa temperatura costuma ser de  $(105 \pm 4)^{\circ}\text{C}$ <sup>12</sup> (48).

### 4.3.2 Procedimento para ensaio de tombamento

Para a execução do ensaio de tombamento, o operador inicialmente regula a tensão de alimentação do compressor. O teste é realizado com 90% da tensão nominal (49), o que reduz o torque máximo do motor.

Após ligar o CT, o operador injeta o fluido refrigerante do circuito auxiliar para o circuito em teste. Ele utiliza a válvula V5 (figura 4.4), localizado na linha de sucção desse compressor, para regular a pressão em sua entrada<sup>13</sup>. O ensaio é realizado mantendo-se a pressão de sucção do CT em um dos valores pré-determinados por padrão operacional (49). Esses valores correspondem às temperaturas de evaporação de 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 e 40 °C, para o refrigerante R-134a (ou R-12) em estado saturado (conforme o subitem 2.1.5).

Fixada a pressão de sucção, a válvula V1, que regula a pressão de descarga do CA, é fechada (enquanto V4 é mantida aberta e V6 e Veq

---

<sup>12</sup> A temperatura de enrolamento para realização dos ensaios de partida e de tombamento pode variar conforme solicitação do cliente. Os clientes desses ensaios podem ser internos à empresa fabricante do produto ou externos, como empresas fabricantes de refrigeradores.

<sup>13</sup> Durante esse procedimento, o operador deve evitar que a pressão de sucção ultrapasse o valor de ensaio – o que poderia levar o compressor a uma situação instável.

fechadas – vide figura 4.4). Isso cessa a circulação de fluido refrigerante no circuito auxiliar, fazendo com que todo o fluido comprimido pelo CA, extraído do reservatório, seja conduzido para a descarga do CT.

Ao mesmo tempo em que esse procedimento causa a elevação vertiginosa da pressão de descarga do CT, causa também a elevação da sua pressão de sucção, pois essas linhas são conectadas. Assim, o operador deve manipular com habilidade a válvula V5 (figura 4.4), mantendo a pressão de sucção do CT constante durante o ensaio. A faixa de tolerância da temperatura de evaporação controlada é de  $\pm 1$  °C.

No instante do tombamento, o operador observa através do manômetro a temperatura de condensação e anota o par formado por essa e a temperatura de evaporação que foi por ele controlada durante todo o ensaio. São feitos pelo menos três ciclos de tombamento para cada temperatura de evaporação imposta ao CT, a partir dos quais a média e o desvio padrão da temperatura de condensação são calculados. O ensaio se repete até que todos os pontos de tombamento do compressor sejam conferidos e a curva possa ser traçada (49).

Como nos ensaios de partida, a temperatura do enrolamento do motor é monitorada durante os ensaios de tombamento, antes e depois de cada ciclo. Os ensaios são executados geralmente com a temperatura de enrolamento de  $(80 \pm 4)$ °C (49).

#### **4.4 Seleção da Instrumentação e dos Atuadores para Automação da Bancada**

Este item apresenta os elementos utilizados na automação da bancada de ensaios de partida e de tombamento.

Primeiramente, apresenta-se a instrumentação definida para medição de pressão, temperatura do enrolamento do motor e detecção do instante de tombamento. Em seguida, as válvulas e seus acionamentos, utilizados nos diferentes pontos de controle de pressão na bancada. Por fim, são apresentados os acionamentos para alimentação dos compressores auxiliar e em teste.

##### **4.4.1 Medição de pressão**

Na bancada automatizada, a leitura das pressões de sucção e descarga dos compressores auxiliar e em teste passa a ser realizada por



transmissores de pressão. Foram utilizados quatro transmissores WIKA (50) de diferentes modelos, conforme a faixa de operação adequada.

O princípio de medição do transmissor WIKA 891.10.501 (51), utilizado para medição da pressão de sucção do CA, é piezorresistivo. O erro combinado – repetitividade, linearidade e histerese – informado pelo fabricante é de 0,25% do valor final da faixa de medição. O transmissor WIKA P10 (52), utilizado para medição da pressão de descarga do CA e das pressões de sucção e descarga do CT, é baseado no mesmo princípio. No entanto, a incerteza informada é menor, da ordem de 0,1% do valor final da faixa de medição (52).

Para medição das pressões de sucção, que são mais baixas, foram utilizados transmissores com faixa de operação de (-1 a +24) bar. Já para a medição na descarga, onde se configuram as maiores pressões, optou-se por transmissores com faixa de operação de (-1 a +39) bar.

Os transmissores se diferem também quanto ao sinal de saída. O transmissor instalado na sucção do CT possui saída em tensão de (0 a 5) V, enquanto os outros apresentam saída em corrente, de (4 a 20) mA. A tabela 4.1 reúne as informações até aqui apresentadas. A figura 4.5 exhibe os transmissores instalados na bancada protótipo.

Tabela 4.1 – Informações a respeito dos transmissores de pressão WIKA instalados na bancada

Transmissor	Ponto de medição	Pressão de Operação (bar)	Tipo de sinal	Sinal de Saída
Wika 891.10.501	Sucção CA	-1 a +24	Corrente	(4 a 20) mA
Wika P-10	Descarga CA	-1 a +39	Corrente	(4 a 20) mA
Wika P-10	Sucção CT	-1 a +24	Tensão	(0 a 5) V
Wika P-10	Descarga CT	-1 a +39	Corrente	(4 a 20) mA



Figura 4.5 – Transmissores de pressão WIKA instalados na bancada protótipo.

#### 4.4.2 Medição de temperatura

A medição de temperatura de enrolamento é realizada através do Medidor de Resistência Ôhmica (MRO), apresentado no item 3.2. O sistema possui duas saídas analógicas de tensão, para os sinais da tensão e da corrente contínua injetadas durante a medição de resistência. Possui ainda seis entradas digitais, utilizadas para seleção de fonte de alimentação do compressor (rede ou fonte alternativa), habilitação da injeção de corrente contínua, habilitação de filtros e seleção de faixa de operação (de acordo com a resistência ôhmica do enrolamento medido) (10).

O uso do MRO nos ensaios de tombamento é limitado, devido ao tempo de medição necessário para obtenção da medida de temperatura de enrolamento com baixa incerteza. Durante o procedimento de tombamento do compressor, a pressão de descarga eleva-se gradualmente até que o torque máximo seja atingido, o que causa a elevação também gradual da corrente de alimentação. Assim, a

temperatura só pode ser medida nos instantes que precedem o procedimento de tombamento, nos quais as pressões de sucção e descarga e, conseqüentemente, a corrente eficaz de alimentação são constantes.

Cabe ressaltar ainda que o projeto atual do MRO não suporta a medição da temperatura do enrolamento com o compressor desenergizado, de forma que essa variável só pode ser medida com o compressor em operação. Além disso, a corrente eficaz máxima admitida no seu circuito de medição – que é a corrente de alimentação do compressor – é de aproximadamente 7 A.

#### **4.4.3 Detecção do instante de tombamento**

Os métodos apresentados no item 3.3 mostraram-se todos capazes de detectar o tombamento de um compressor. No entanto, dois fatores foram determinantes na seleção do método mais adequado aos ensaios de tombamento:

- a bancada em questão realiza ensaios nos mais diversos tipos de compressor – pequenos, médios e grandes. O método deve servir para qualquer compressor, preferencialmente sem a necessidade de inserção de parâmetros específicos no software para cada modelo;
- é desejável que se detecte o exato instante em que o compressor tomba, no qual se efetua a leitura das pressões de sucção e descarga. Para tanto, a frequência da medição deve ser alta o suficiente.

A monitoração da corrente eficaz da alimentação do compressor permite verificar se o limite de corrente preestabelecido foi ultrapassado e, assim, evidenciar o tombamento. O problema desse método é justamente a determinação do limite de corrente, uma vez que ele depende do tipo de compressor em ensaio. A informação da corrente de rotor bloqueado do compressor muitas vezes não está disponível, de forma que é preciso estimar seu valor por um múltiplo da corrente de alimentação nominal. É difícil definir em uma regra quantas vezes a corrente de rotor bloqueado é superior à corrente de alimentação nominal, pois esses valores variam de compressor para compressor. Assim, o método não parece o mais apropriado para a aplicação em questão.

Da mesma forma, a vibração e o deslocamento máximos do corpo a partir dos quais se identifica o tombamento são obtidos experimentalmente, o que exige o levantamento dessas informações para os variados tipos de compressor. Não basta medir essas variáveis com o compressor em operação nominal e utilizar um múltiplo desse valor como limite, pois condições de carga maiores podem ampliar consideravelmente o movimento do corpo do compressor sem que ele tenha tombado.

Devido à generalidade da solução, a medição de frequência rotacional foi avaliada como a melhor opção dentre as apresentadas. Adotou-se que o tombamento do compressor é evidenciado quando ela atinge 80% do seu valor nominal (conforme discutido no subitem 3.3.4).

Os três métodos apresentados no item 3.3 para medição de frequência rotacional foram testados em situações de tombamento. Os ensaios foram realizados em um compressor internamente instrumentado com um transdutor indutivo, que serviu como padrão de medição de frequência rotacional. O princípio desse transdutor baseia-se na indução de tensão nos terminais de uma pequena bobina, quando atravessada pelo campo gerado por um ímã fixo ao eixo girante do motor (53). Observam-se picos de tensão a cada volta do eixo, o que permite identificar, através do processamento desse sinal, a frequência rotacional.

A medição de frequência rotacional através do sinal de corrente foi feita utilizando-se a ponteira de corrente Agilent 1146-A (54), que possui saída em tensão. Essa medição foi a que exigiu maior intervalo de aquisição para obtenção de resultados com baixa incerteza. Pelo menos dois segundos de aquisição foram necessários para uma medição com erro inferior a 0,3%. Esse tempo é demasiadamente longo, tornando o uso desse método no ensaio de tombamento proibitivo. Não seria possível utilizá-lo para detectar o exato instante em que a frequência rotacional cai abaixo de 80% da frequência de alimentação, situação na qual o rotor encontra-se em rápida desaceleração.

Para realizar a medição através do sinal de pulsação da pressão, foi instalado um quinto transmissor na bancada, na descarga do CT. Para ser capaz de medir a pulsação da pressão sem atenuar esse sinal, o transmissor necessita de uma frequência de resposta suficientemente alta. Optou-se por um transmissor IOPE (55), cujo tempo de resposta<sup>14</sup>,

---

<sup>14</sup> Tempo de resposta de um transmissor é o intervalo de tempo entre o instante em que este é submetido a um estímulo com uma variação brusca e o instante em que a resposta atinge e permanece dentro de limites especificados em torno do seu valor final estável (75).

segundo informado pelo fabricante, é de 1 ms. Sabendo que os fabricantes costumam utilizar terminologias não padronizadas em suas folhas de dados e considerando, na pior hipótese, que o tempo informado seja o tempo necessário para que o sinal atinja 63% do seu valor final (ou seja, que consista, verdadeiramente, na constante de tempo do transmissor), pode-se calcular a sua frequência de corte através da equação 4.1 (43):

$$f_c = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \tau} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,001} \cong 159 \text{ Hz} \quad (4.1)$$

onde:  $f_c$ : frequência de corte;  
 $\tau$ : constante de tempo.

Sabendo-se que a frequência máxima de alimentação de um compressor é 60 Hz (com exceção dos compressores VCC) e que a frequência de pulsação da pressão reflete a frequência de alimentação subtraída do escorregamento do motor, é possível avaliar que a atenuação do sinal de interesse não é significativa.

A pulsação observada na pressão de descarga é muito pequena frente ao valor de pressão medido. Para possibilitar uma melhor resolução do sinal de interesse, optou-se por filtrar a componente CC do sinal de pressão e amplificá-lo antes da sua aquisição. Foi projetado, então, um filtro passa-faixa que atenua essa componente CC e os ruídos de alta frequência. Após o filtro, o sinal é amplificado. O processamento digital efetuado para a identificação da frequência rotacional foi a Transformada Rápida de Fourier Interpolada (12).

A diferença entre os sinais antes e após o filtro fica clara na figura 4.6. Os mesmos filtro e processamento digital foram utilizados no tratamento do sinal de vibração (conforme subitem 3.3.4.3), após o amplificador de carga.

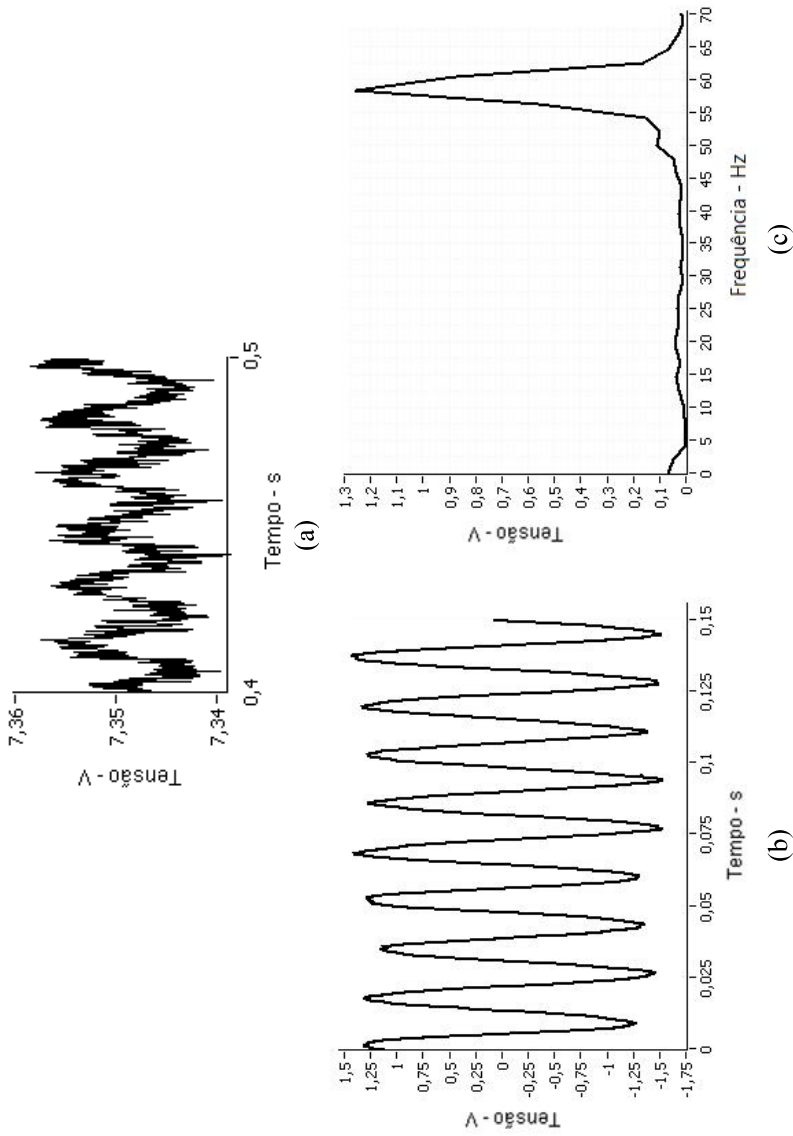
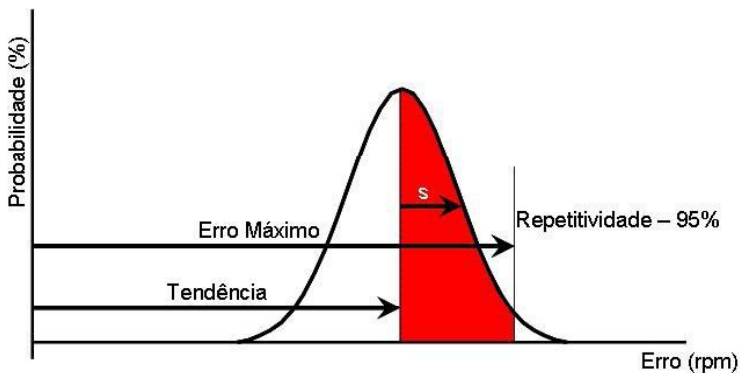


Figura 4.6 – Sinal de pressão de descarga. (a) Sinal não-filtrado. (b) Sinal filtrado e amplificado. (c) Espectro de frequências do sinal filtrado (transformada rápida de Fourier interpolada)

Foram realizados ensaios para avaliação do erro máximo das medições de frequência rotacional através da pulsação da pressão e da vibração, utilizando o sinal do transdutor indutivo como padrão de medição. Para cada método, foram feitas medições com intervalo de aquisição de 500 ms <sup>15</sup>. Posteriormente, calculou-se o desvio-padrão dos erros de cada medição, que permite determinar a repetitividade da distribuição do erro. O erro máximo de cada método foi calculado a partir da tendência e da repetitividade da distribuição. Foi adotado o intervalo de confiança de 95% (56). Esses parâmetros são ilustrados na figura 4.7. A análise estatística do resultado de 20 medições é apresentada na tabela 4.2.



Legenda:

s desvio padrão

Figura 4.7 – Parâmetros de uma distribuição normal.

<sup>15</sup> Existe um compromisso entre o tempo de aquisição e a incerteza da medição. Para frequência rotacional constante, quanto maior o tempo de medição, menor a sua incerteza. Quando a frequência rotacional varia – como ocorre durante o tombamento do compressor – um maior tempo de aquisição passa a significar maior erro na medição da frequência rotacional instantânea.

Tabela 4.2 – Resultado das medições de frequência rotacional através dos sinais de vibração e pressão, para intervalos de aquisição de 500 ms.

<b>Frequência Rotacional Sinal de Sincronismo (rpm)</b>	<b>Erro - Sinal de Vibração (rpm)</b>	<b>Erro - Sinal de Pressão (rpm)</b>
3451,94	13,42	-0,91
3451,82	-9,98	0,89
3451,79	1,98	0,80
3451,67	6,74	-0,45
3451,90	-15,49	0,67
3451,85	12,47	0,59
3451,85	-7,13	0,92
3451,71	0,71	-0,16
3451,66	9,14	-0,78
3451,76	-14,54	0,66
3451,90	10,29	-1,77
3451,89	-2,12	-0,67
3451,82	-5,67	0,03
3451,80	11,95	-0,33
3451,87	-15,20	1,36
3451,93	8,87	-0,18
3452,02	0,81	-1,30
3451,91	-7,19	1,25
3451,84	10,72	-1,14
3451,76	-14,12	0,10
Tendência	-0,21	-0,02
Desvio Padrão da Amostra	10,34	0,90
Repetitividade (t=2,086)	21,57	1,87
<b>Erro Máximo (rpm)</b>	<b>21,79</b>	<b>1,89</b>
<b>Erro Máximo (Hz)</b>	<b>0,36</b>	<b>0,03</b>

Na tabela 4.2, verifica-se através de 20 amostras que foi possível medir frequência rotacional por meio do sinal de pulsação da pressão com erro máximo inferior a 2 rpm, em intervalos de aquisição de 500 ms. Resultados também positivos foram alcançados através do método de vibração: erro máximo inferior a 22 rpm, o que representa um erro percentual de 0,6%.



A medição de frequência rotacional pode ser utilizada para detectar não somente o tombamento, mas também a partida do compressor. Entretanto, nos testes realizados no âmbito desta dissertação, verificou-se que os transitórios de pressão e vibração – no instante em que o compressor é ligado – ocasionam distúrbios nessa medição. Experimentalmente, concluiu-se que os 3 segundos iniciais de medição devem ser descartados.

#### **4.4.4 Válvulas e acionamentos para controle de pressão**

##### **4.4.4.1 Definição das válvulas**

Optou-se por substituir as válvulas V1, V5, V6 e V7 (vide figura 4.4), anteriormente manuais, por válvulas agulha SWAGELOK (57) de dois tamanhos.

A válvula menor possui menor coeficiente de vazão ( $c_v$ ). Quanto menor esse coeficiente, maior a perda de carga causada pela válvula quando completamente aberta. Sua curva de coeficiente de vazão em função do número de voltas de abertura é bastante linear. Uma dessas válvulas foi instalada no lugar de V1, para regular elevadas pressões na descarga do CA; outra foi instalada no lugar de V5, para regular a pressão de sucção do CT.

Já a válvula de maior coeficiente de vazão, com haste do tipo reguladora, causa menor perda de carga no fluido. A relação entre o coeficiente de vazão e o número de voltas de abertura dessa válvula também é linear ao longo de grande parte de sua faixa de operação. Ela foi instalada em V7, para regular a pressão de sucção do CA; em V5, em paralelo com a válvula menor; e em V6, para o retorno de gás do circuito em teste para o circuito auxiliar.

No ensaio de tombamento, a válvula menor instalada em V5 permite regular com boa exatidão a pressão de sucção em compressores de baixa capacidade (menor vazão). A válvula maior, em paralelo, é utilizada no ensaio de compressores de alta capacidade.

Decidiu-se pela instalação de uma válvula agulha grande em V6, para que o retorno de fluido refrigerante do circuito em teste para o circuito auxiliar (figura 4.4) pudesse ser realizado de forma gradativa após o ensaio de tombamento, instante no qual a pressão de descarga do CT é alta. Caso essa válvula fosse aberta muito rapidamente (como uma válvula esférica), o aumento repentino e demasiado da pressão de sucção do CA poderia fazê-lo tombar.

A função de V2 e V4 (figura 4.4) é simplesmente permitir ou bloquear a passagem do fluido, e não regular pressão. Da mesma forma, a válvula Veq deve permitir a vazão sem causar perda de carga – quando se deseja equalizar as pressões sobre o CT – ou fechar totalmente – para que se possa regular, através das outras válvulas, um diferencial de pressão. Devido ao fato da vazão ter um sentido único em V2, utilizou-se uma válvula de solenóide do fabricante DANFOSS (58) nesse ponto. Já em V4 e Veq, foram selecionadas válvulas esfera, que garantem vazão nos dois sentidos com perda de carga insignificante.

A bancada de ensaios de partida e de tombamento utiliza válvulas diafragma para realizar o retorno de óleo dos separadores para os compressores. Essas válvulas foram mantidas manuais neste trabalho, pelo fato de só serem acionadas no momento da troca do compressor em ensaio.

#### 4.4.4.2 Definição dos acionamentos das válvulas

Uma válvula de solenóide pode ser comandada através de um sinal digital, pois assume somente duas posições – aberta ou fechada. Tipicamente, placas DAQ com saídas digitais não possuem potência suficiente para acionar a bobina dessas válvulas. Assim, optou-se pelo uso do CI ULN2803A (59), composto por oito transistores *Darlington*. Cada transistor funciona como uma chave, que fecha quando um sinal digital é aplicado em sua respectiva porta. Através desse CI, é chaveada uma tensão de 12 volts sobre a bobina de um relé; esse capaz de chavear correntes maiores. O relé, então, aciona a bobina da válvula de solenóide DANFOSS.

O acionamento das válvulas esfera é eletropneumático – foram utilizados atuadores FESTO (60) e MGA (61). Primeiramente, tensão contínua aciona uma válvula pneumática. Essa, então, abre a passagem de ar comprimido para um atuador pneumático acoplado ao eixo vertical da válvula esfera (figura 4.8). O atuador causa uma rotação de 90° à haste da válvula, suficiente para abri-la completamente. Quando a tensão de alimentação é cessada, a válvula pneumática retorna por mola à sua posição original, fechando a entrada de ar comprimido e abrindo seu retorno (saída de ar). Dessa forma, o atuador pneumático retorna, também por mola, à sua primeira posição, fechando a válvula esfera. O acionamento da válvula pneumática através de um sinal digital é feito da mesma forma apresentada para a válvula de solenóide.



Figura 4.8 – Válvula esfera acionada por atuador eletropneumático, instalada na bancada.

A etapa que envolveu maiores esforços foi a seleção de acionamentos para as válvulas agulha. Nessa etapa do trabalho, um operador experiente da bancada manual foi convidado a operar a bancada protótipo, regulando a pressão de sucção do CT através de uma das novas válvulas agulha instaladas nesse ponto. Ele demonstrou dificuldade em manter a pressão de sucção no valor desejado, alegando que a válvula agulha de resposta linear exigia um curso maior do que a válvula manual por ele utilizada. A experiência confirmou o pressuposto de que os acionamentos escolhidos para atuar sobre essas válvulas deveriam ser mais rápidos que o operador.

O torque necessário para abrir ou fechar a válvula rapidamente a partir de uma posição estacionária foi medido através de um torquímetro. Mediram-se torques de até 3 Nm quando a válvula encontrava-se totalmente aberta ou totalmente fechada.

Foram definidas, então, as especificações para a seleção dos acionamentos:

- frequência rotacional máxima de operação: 350 rpm (aproximadamente 6 rotações por segundo);
- torque na frequência rotacional máxima: 3 Nm.

Caso alguma válvula operada pelo acionamento apresentasse torque de carga superior ao que foi medido, existiria margem para

reduzir a frequência rotacional de operação e, assim, aumentar o torque conferido pelo motor.

Uma vez avaliadas as necessidades de desempenho dos acionamentos, foi decidido que motores CC seriam a melhor opção para as válvulas da bancada. Pelo fato dos motores *brushless* apresentarem vida útil mais longa (devido à ausência de desgaste da escova), além de serem motores mais modernos, optou-se por esse tipo de acionamento.

Assim, foram instalados na bancada cinco motores *brushless* MAXON (62) para acionar cada uma das válvulas agulha. O modelo que atendeu aos requisitos foi o EC 45, de 250 W, com redução de 19 vezes. A figura 4.9 e a figura 4.10 apresentam as suas curvas característica de frequência rotacional em função do torque, sem redução e com redução, respectivamente.

Os motores possuem *encoder* incremental<sup>16</sup>, que os confere resolução de 2.000 pulsos por volta do eixo. Como a redução é de 19 vezes, a resolução final na haste da válvula é de 38.000 pulsos por volta. Foram utilizadas controladoras EPOS 70/10 (figura 4.11), que realizam o controle de posição, frequência rotacional e corrente dos motores e permitem a comunicação de dados com uma unidade de processamento externa, através das interfaces RS232 e CAN.

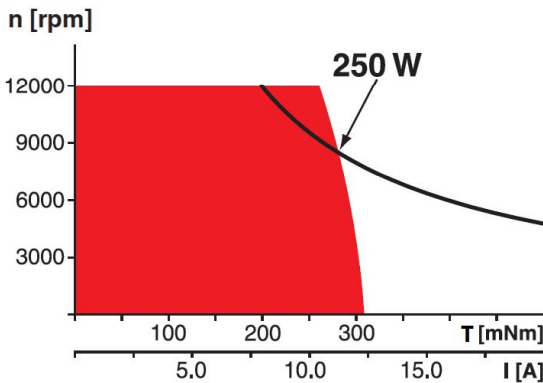
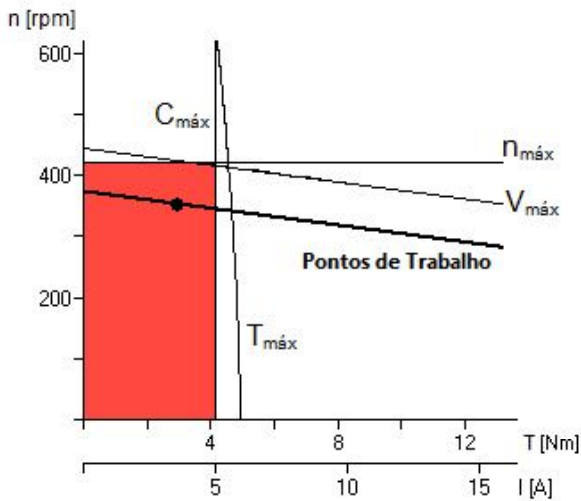


Figura 4.9 – Curva de frequência rotacional versus torque do motor MAXON EC 45, 250 W, ilustrando a sua faixa de operação (63).

<sup>16</sup> A MAXON, empresa fornecedora dos acionamento, não disponibiliza *encoders* absolutos que se comuniquem com as controladoras (EPOS). Dessa forma, o controle de posição com *encoder* absoluto de outro fornecedor necessitaria ser feito por software, através de uma unidade de processamento externa.



Legendas:

$C_{máx}$	corrente máxima do motor, continuamente aplicada
$T_{máx}$	torque contínuo máximo do motor
$V_{máx}$	tensão máxima
$n_{máx}$	frequência rotacional máxima admissível na redução

Figura 4.10 – Curva de frequência rotacional *versus* torque do conjunto EC 45 + redução (19:1).

O elevado torque em alta frequência rotacional desses acionamentos propicia aceleração rápida na abertura<sup>17</sup> e no fechamento das válvulas agulha. No entanto, caso esse torque seja aplicado após o fechamento total da válvula, a agulha da mesma será forçada contra o assento. Assim, poderá ocorrer a sua deformação e o conseqüente comprometimento do comportamento linear da válvula.

A solução encontrada para contornar esse problema foi o uso de um dispositivo de catraca como acoplamento entre acionamento e válvula (figura 4.12 (a)). A catraca tem como função limitar o torque em um dos sentidos do movimento rotacional – no caso, o de fechamento –

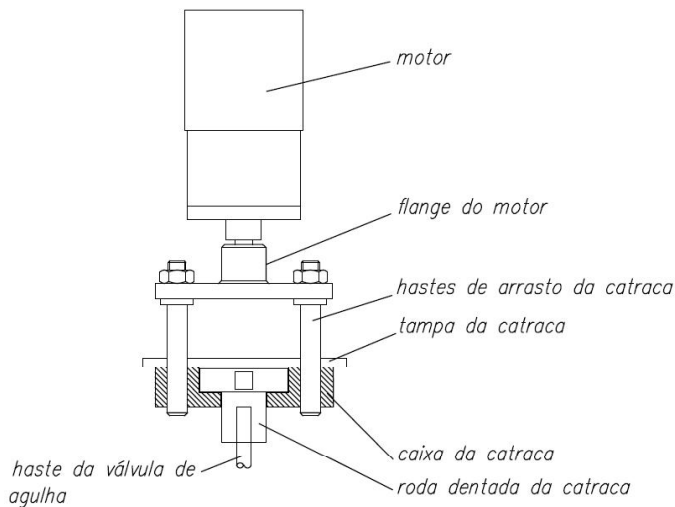
<sup>17</sup> Embora não tenha sido observado em nenhuma situação na bancada, o aumento rápido da vazão no circuito hidráulico pode levar o compressor ao tombamento.

através de um mecanismo composto por roda dentada, lingüeta e mola (exibido na figura 4.12 (b)). O torque máximo é limitado pela mola utilizada no mecanismo. Quando o eixo do acionamento entra em rotação, o movimento é transmitido através das hastes de arrasto, de forma que a caixa da catraca e a roda dentada giram solidárias. Caso a válvula esteja totalmente fechada e o acionamento continue a aplicar torque no sentido de fechá-la, o torque máximo é atingido. A mola é então comprimida e a caixa da catraca passa a girar independente da roda dentada, que permanece estática, mantendo a haste na mesma posição. Evita-se assim que a extremidade da agulha seja deformada.

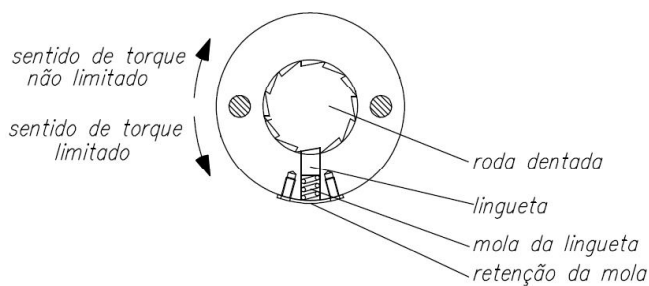
Quando o acionamento abre ou fecha a válvula, a haste da mesma se movimenta verticalmente, como um parafuso – o que pode ser inferido pela figura 3.8, que ilustra a válvula agulha em corte. Como o acionamento está fixo, esse movimento deve ser absorvido pelo acoplamento. Para tanto, a caixa da catraca desliza verticalmente através das hastes de arrasto, conforme exibido na figura 4.12 (c).



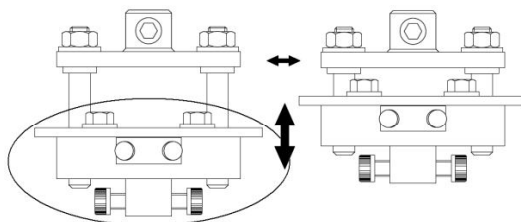
Figura 4.11 – Controladoras EPOS 70/10 e fontes de alimentação (maiores) dos motores, 48 V, instaladas na bancada protótipo.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.12 – Catraca. (a) Esquema de montagem: catraca acoplado o eixo do motor à haste da válvula. (b) Caixa da catraca, em corte: mecanismo de limitação de torque no sentido anti-horário, através de roda dentada, lingueta e mola. (c) Movimentação da catraca, através das hastes deslizantes.

A aplicação de torque para abrir a válvula após ela ter atingido sua abertura máxima também é prejudicial, podendo ocasionar o travamento da haste. Para evitar esse problema, foi instalada uma chave fim de curso. O dispositivo é dotado de uma haste flexível com um rolete na extremidade. Quando submetida a uma força, a haste deflete e aciona o botão que fecha a chave.

Na aplicação em questão, a chave de fim de curso foi fixada próxima à catraca, conforme é apresentado na figura 4.13. Quando a válvula é aberta, a caixa da catraca movimentada-se verticalmente, em direção ao eixo do acionamento. Aproximando-se da abertura máxima, a tampa da catraca pressiona a haste da chave, acionando o botão (figura 4.14). Com o fechamento da chave, um sinal é enviado para a controladora, que para o motor instantaneamente.

As figura 4.15 (a) e (b) apresentam, respectivamente, a montagem da catraca com chave de fim de curso instalada na bancada e três dos cinco acionamentos MAXON, acoplados às válvulas agulha. Nessa montagem, os motores foram instalados abaixo das válvulas, com seus eixos voltados para cima. Essa configuração facilitou a instalação da tubulação de cobre do circuito de refrigeração.

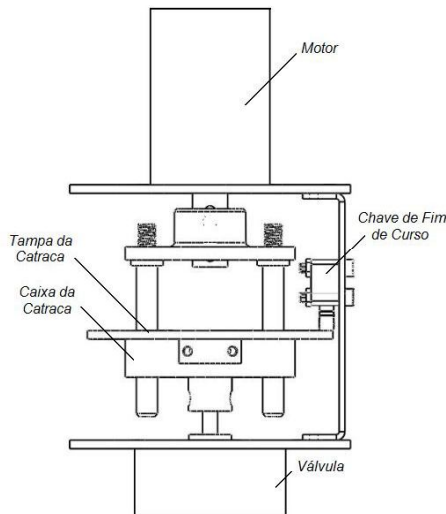


Figura 4.13 – Instalação da chave de fim de curso proximamente à catraca, através de suporte



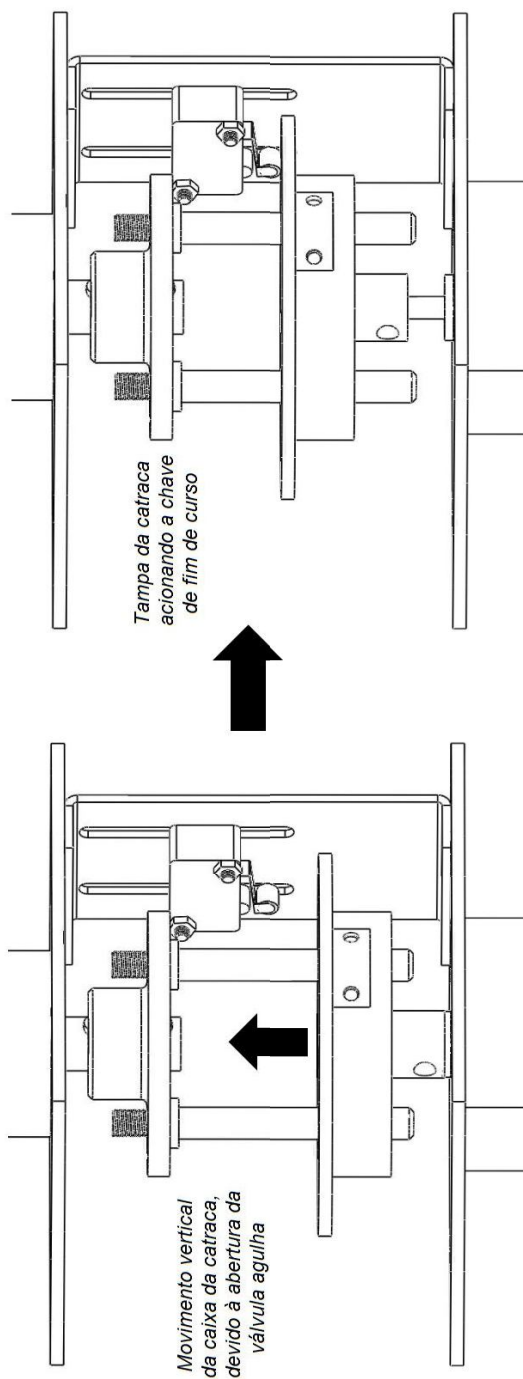
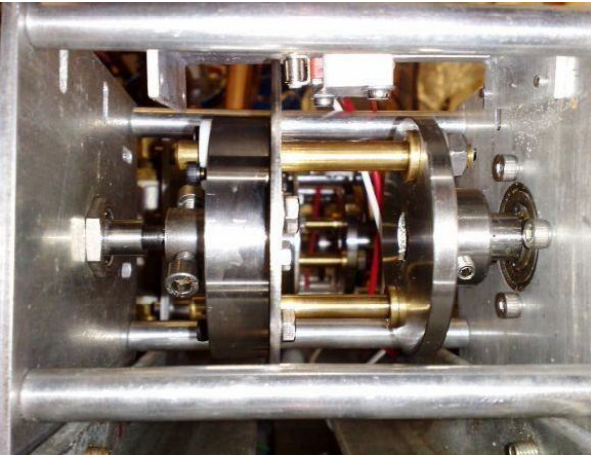
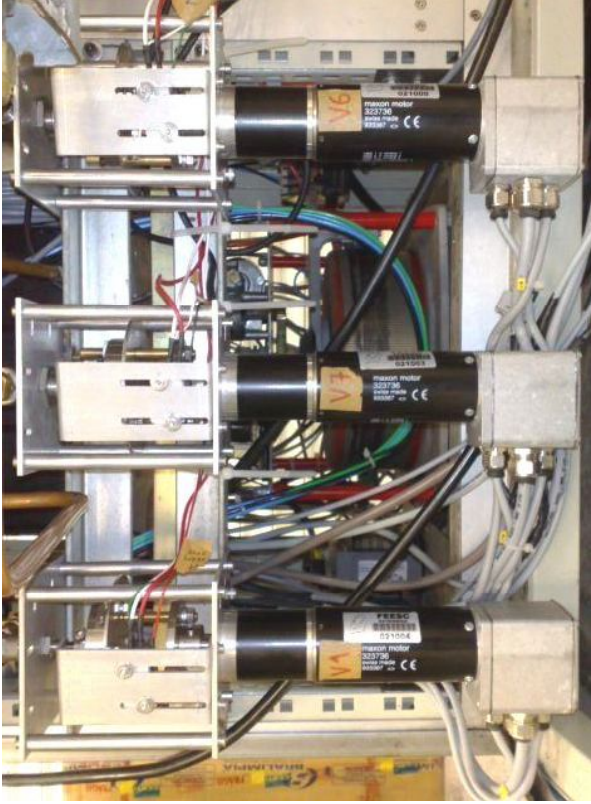


Figura 4.14 – Tampa da catraca realizando o acionamento da chave, conforme a válvula é aberta.



(a)



(b)

Figura 4.15 – (a) Montagem final de uma catraca com chave de fim de curso, já instalada na bancada protótipo.  
(b) Três dos cinco motores que foram instalados na bancada, acoplados às suas respectivas válvulas através das catracas.

#### **4.4.5 Acionamento dos compressores**

Para ligar os compressores auxiliar e em teste através de um sinal digital, foi utilizado o mesmo sistema apresentado no subitem 4.4.4.2, aplicado no acionamento das válvulas esfera e solenóide. Nesse caso, o sinal digital aciona indiretamente um contactor e ele, por sua vez, chaveia a tensão de alimentação do compressor.

O CA (figura 4.4) é alimentado através da rede elétrica (220 V 60 Hz). Já a tensão de alimentação do CT precisa ser regulável. Essa regulagem deve ser feita de forma automática, para que se configurem diferentes tensões – conforme o tipo de ensaio e de compressor – por meio da unidade de processamento. Para tanto, foi utilizada a fonte de alimentação EXTECH (64), dotada de duas portas de comunicação (RS232 e GPIB). Através das portas, é possível configurar a tensão e a frequência de alimentação e se obter a corrente e a potência de saída da fonte. Sua potência máxima é de 10 kVA, suficiente para a partida do CT – instante em que maior corrente é consumida.

#### **4.5 Interfaces entre os Componentes da Bancada e a Unidade de Processamento**

Neste item são apresentados os dispositivos de interface entre o computador, utilizado como unidade de processamento, e os elementos instalados na bancada protótipo – transmissores, acionamentos e fonte de alimentação.

##### **4.5.1 Aquisição dos sinais**

A aquisição dos sinais de pressão, vibração e temperatura de enrolamento foi implementada através de placas de aquisição para PC (DAQ). Essas placas fazem a interface entre os sinais gerados pelos transmissores e a unidade de processamento, digitalizando os sinais analógicos. Existem modelos para instalação interna (PCI DAQ) ou externa (USB<sup>18</sup> DAQ) ao computador.

---

<sup>18</sup> As portas USB (*Universal Serial Bus*) substituem as RS232 nos computadores atuais.

As placas para PC possuem algumas desvantagens em relação às placas embarcadas<sup>19</sup>. Dentre elas, pode-se destacar o fato de não possuírem chassis para proteção e apresentarem características metrológicas limitadas (11). Além disso, as placas com interface PCI estão limitadas ao número *slots* do PC, e as de interface USB possuem estado imprevisível quando o PC é ligado ou reinicializado. No entanto, seu baixo custo encoraja sua utilização em bancadas protótipo para automação de ensaios, onde, em um primeiro momento, as características metrológicas não são a principal preocupação.

Para aquisição dos sinais de pressão obtidos através dos transmissores WIKA foi utilizada a placa para PC DAQ PCI-MIO-16E1 (também referida como 6070E), exibida na figura 4.16 (a). Desenvolvida pelo fabricante National Instruments, possui 8 entradas analógicas para medição de tensão diferencial, das quais 4 foram utilizadas. Seu conversor analógico/digital (A/D) é de 12 bits e a tensão de entrada é de  $\pm 10$  V. A aquisição desses sinais nessa aplicação é feita *on demand*<sup>20</sup>.

Para a medição de frequência rotacional através do sinal de tensão do transmissor IOPE é necessário digitalizar uma janela de sinal com  $n$  amostras. Como não é possível configurar diferentes tipos de aquisição nos canais da placa PCI que foi empregada, utilizou-se uma placa de aquisição adicional para esse fim. Optou-se pela NI DAQ USB 6210, exibida na figura 4.16 (b), cuja frequência de aquisição é de 250.000 amostras por segundo. A placa possui 16 entradas analógicas, das quais duas foram empregadas na aquisição dos sinais de pulsação da pressão e de vibração. Antes de serem digitalizados, esses sinais são filtrados, conforme apresentado no subitem 4.4.3.

---

<sup>19</sup> Placas embarcadas são aquelas utilizadas em arquiteturas com chassis, como é o caso das placas PXI (*PCI Extensions for Instrumentation*) e VXI (*VERSAmodule Eurocard Extensions for Instrumentation*).

<sup>20</sup> *On demand*: Quando solicitado. A leitura de uma única amostra é efetuada pela placa de aquisição, quando solicitada pelo software.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.16 – Placas de aquisição: (a) DAQ PCI-MIO-16E1 (6070E); (b) DAQ USB 6210; (c) DAQ USB 9215A.

Alguns dos transmissores de pressão utilizados possuem saída em corrente, conforme mostra a tabela 4.3. Como as placas em questão aceitam apenas sinais em tensão como entrada, torna-se necessário o uso de resistores para a sua conversão. Projetou-se então, no âmbito dessa dissertação, um módulo para conversão e condicionamento dos sinais dos transmissores. Nesse módulo, resistores são adicionados em série com a saída desses transmissores. A tensão sobre os resistores é filtrada para a atenuação de ruídos de alta frequência, através de um filtro RC passa-baixas de primeira ordem com frequência de corte de 100 Hz. As tensões filtradas são disponibilizadas na saída do módulo e, então,

podem ser digitalizadas pelas placas de aquisição. O próprio módulo alimenta com tensão contínua (24 V) os transmissores a ele conectados.

O sinal do transmissor IOPE – que mede a pulsação da pressão para inferência da frequência rotacional – não pode ser submetido a esse filtro, pois isso causaria a atenuação do sinal de interesse. Nesse caso, o módulo é utilizado somente para a alimentação do transmissor.

Tabela 4.3 - Transmissores de pressão utilizados e seus respectivos ponto de medição, sinal de saída e resistência para conversão do sinal de corrente em tensão

Transmissor	Ponto de medição	Sinal de Saída	Resistência ( $\Omega$ )
WIKA 891.10.501	Sucção auxiliar	(4 a 20) mA	330
WIKA P-10	Descarga auxiliar	(4 a 20) mA	280
WIKA P-10	Suc. Teste	(0 a 5) V	-
WIKA P-10	Desc. Teste	(4 a 20) mA	280
IOPE	Desc. Teste	(0 a 10) V	-

Os sinais de tensão e corrente provenientes do Medidor de Resistência Ôhmica (MRO), a partir dos quais é calculada a temperatura do enrolamento do compressor, são digitalizados através da placa NI DAQ USB 9215A, exibida na figura 4.16 (c). Essa placa permite a aquisição simultânea de quatro sinais analógicos em tensão, através de conversores A/D independentes de 16 bits. Assim, tem-se mínima defasagem entre os sinais digitalizados. Para envio dos sinais digitais ao MRO (conforme subitem 4.4.2) foram utilizadas as saídas da placa PCI-MIO-16E1.

#### 4.5.2 Comandos digitais

Sinais digitais acionam indiretamente as válvulas esfera eletropneumáticas e a válvula de solenóide (como visto no subitem 4.4.4.2), assim como os compressores. Esses sinais são enviados pelo computador através da placa NI 6501 (65), exibida na figura 4.17.

A placa possui 24 canais de entrada e saída digital e se comunica com o computador através de uma porta USB.



Figura 4.17 – Placa de entradas e saídas digitais NI USB-6501 (65)

### 4.5.3 Comunicação com os acionamentos *brushless*

O acionamento das válvulas agulha é realizado pelos motores *brushless* MAXON, cujos controles de posição, torque e corrente são feitos por controladores individuais. Eles possuem as interfaces RS232 e CAN, possibilitando que enviem e recebam dados do PC.

A interface RS232 permite a interligação de somente 2 equipamentos. Dessa forma, seriam necessárias 5 portas com essa interface na unidade de processamento (computador). Além disso, a taxa de comunicação nessa interface é limitada em 200 kbit/s. De fato, esse padrão está se tornando obsoleto.

Optou-se por utilizar a interface CAN (66), originalmente desenvolvida pela empresa alemã BOSCH para reduzir os custos de cablagem na indústria automobilística. Os sistemas que utilizam esse barramento são tipicamente distribuídos, no sentido de possuírem um número significativo de nós, cada um com capacidade de processamento local de informação, mas que necessitam ao mesmo tempo trocar informações entre si (67). Assim, torna-se possível inserir em um único barramento todos os controladores utilizados no acionamento dos motores, fazendo uso de uma única porta de comunicação do computador.

A taxa de transferência de dados é bastante superior à da interface RS232, sendo possível com o CAN atingir-se 1 Mbit/s (66). O barramento utiliza apenas dois condutores como meio físico de interligação; o uso de sinais diferenciais aumenta a imunidade ao ruído. Aliás, a grande fiabilidade da comunicação via CAN advém também dos mecanismos disponíveis para a detecção de erros, muito mais poderosos do que os que decorrem da simples inclusão de um bit de paridade, como no caso do RS232 (67).

Através da interface CAN instalada no computador (NI PCI-CAN, da National Instruments), o software envia e recebe dados dos controladores dos acionamentos através da rede. *Drivers* desenvolvidos pela empresa fornecedora dos acionamentos permitem enviar comandos de posicionamento para os motores e obter a posição angular do eixo dos mesmos, enquanto o controle de posição é efetuado pelos controladores (EPOS 70/10).

#### **4.5.4 Comunicação com a fonte de alimentação**

A fonte EXTECH, que alimenta o CT, possui duas interfaces de comunicação: RS232 e GPIB. Como discutido no subitem 4.5.3, a interface RS232 possui uma taxa de comunicação limitada. Optou-se então pela interface GPIB, interface paralela que além de possuir maior taxa de comunicação (1 Mbit/s), permite que até 15 equipamentos sejam conectados em cascata ou em estrela (68). Grande parte dos instrumentos de bancada, como multímetros, geradores de função e wattímetros possuem interface GPIB, o que possibilita que esses aparelhos ligados em rede se comuniquem com um PC através de uma única placa PCI.

Nos ensaios realizados com compressores instrumentados internamente com termopares, a digitalização desses sinais de tensão foi feita através de um módulo de aquisição HP/Agilent 3497A, que possui interface de comunicação GPIB. O instrumento foi conectado em cascata com a fonte EXTECH, permitindo a leitura das temperaturas e envio de comandos para a fonte através da mesma interface.

#### **4.6 Utilização de Trocador de Calor e Resistor Aquecedor para Maior Velocidade dos Ensaios**

Após cada ciclo de ensaio de tombamento, o fluido refrigerante presente no circuito em teste precisa ser retornado para o circuito auxiliar (vide figura 4.4). Isso possibilita a redução das pressões de sucção e descarga do compressor em teste para que o mesmo possa partir novamente, em um novo ciclo de ensaio.

O fluido que retorna para o circuito auxiliar após um ciclo de tombamento encontra-se pressurizado e expandido, devido a sua alta temperatura. Ele é succionado pelo compressor auxiliar e bombeado



para o reservatório, com V7 e V2 fechadas, V1 e V6 abertas (vide figura 4.4).

Nesse momento, o compressor auxiliar encontra dificuldades para bombear todo esse volume para dentro do reservatório, de tamanho limitado. Ocorre um aumento da pressão no interior do reservatório e, quando a pressão ultrapassa o limite de segurança ajustado pela sua válvula de alívio, o volume excedente é liberado para o ambiente.

Com o objetivo de reduzir o tempo do procedimento de retorno de fluido, foi instalado um trocador de calor na entrada do reservatório. Nesse ponto, o fluido pressurizado perde calor para o ambiente, reduzindo sua temperatura e, conseqüentemente, sua pressão. Com menor volume, tem-se um menor aumento de pressão no interior do reservatório. O compressor auxiliar, por sua vez, trabalha com maior vazão, pois sua pressão de descarga é baixa (vide subitem 2.4.2).

A figura 4.18 mostra o trocador de calor instalado na entrada do reservatório. Junto ao trocador (não aparente na foto) foi instalado um ventilador para promover a troca de calor por convecção forçada entre o ambiente e o fluido. Durante o retorno, o ventilador é controlado pelo software através da placa NI USB-6501 (vide subitem 4.5.2).

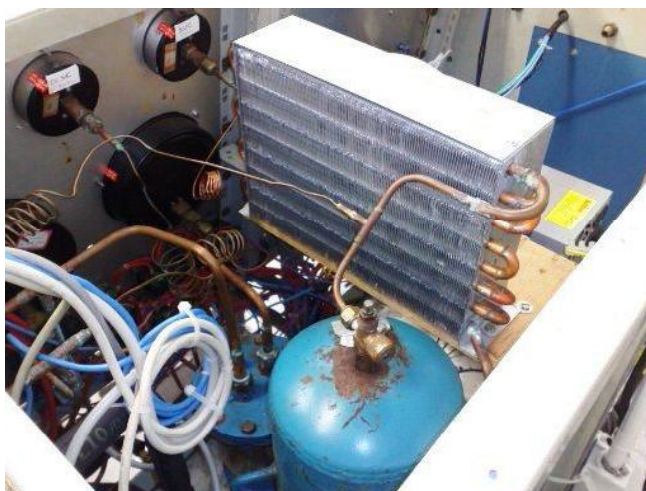


Figura 4.18 – Trocador de calor instalado na entrada do reservatório.

No início de um ciclo de ensaio, deseja-se pressurizar o circuito em teste o mais rapidamente possível. Para tanto, é necessário retirar o

fluido refrigerante armazenado no reservatório. Com V7 aberta e V1 e V6 fechadas (figura 4.4), o compressor auxiliar é ligado para succionar o fluido para fora do reservatório.

Quando o fluido encontra-se próximo à temperatura ambiente, ele se apresenta saturado (nas fases líquida e de vapor). À medida que é succionado e a sua massa líquida começa a evaporar, sua temperatura é reduzida (como visto no subitem 2.1.1). A pressão no interior do reservatório cai e cria-se uma camada de gelo em torno da sua base (volume ocupado pela massa líquida), o que dificulta a troca de calor entre o ambiente externo e o líquido. Assim, torna-se cada vez mais difícil succionar o fluido armazenado.

Para aumentar a eficiência desse procedimento, foi instalado um resistor aquecedor de revestimento de silicone em torno da base do reservatório (figura 4.19). Nos momentos em que o compressor auxiliar é utilizado para retirar o fluido, o resistor é alimentado, transferindo calor por contato para a carcaça do reservatório. A massa líquida no seu interior recebe esse calor e assim evapora mais facilmente.

Assim como o ventilador, o resistor aquecedor é controlado por software através da NI USB-6501.



Figura 4.19 – Resistor aquecedor de revestimento de silicone, instalado em torno da base do reservatório.

A figura 4.20 apresenta o diagrama da bancada protótipo de ensaios de partida e de tombamento automatizada, com suas novas válvulas, acionamentos e trocador de calor para redução da pressão no reservatório.

Na figura 4.21 (a), o painel frontal da bancada protótipo, de onde as válvulas manuais previamente instaladas foram retiradas. Os manômetros foram mantidos, para que as pressões no circuito de refrigeração possam ser verificadas em caso de perda acidental da supervisão digital. As novas válvulas e acionamentos, instalados abaixo do painel, são exibidos na figura 4.21 (b).

Definidos os elementos da bancada protótipo e as interfaces, partiu-se para o desenvolvimento do software para controle dos ensaios, discutido a seguir no item 4.7.

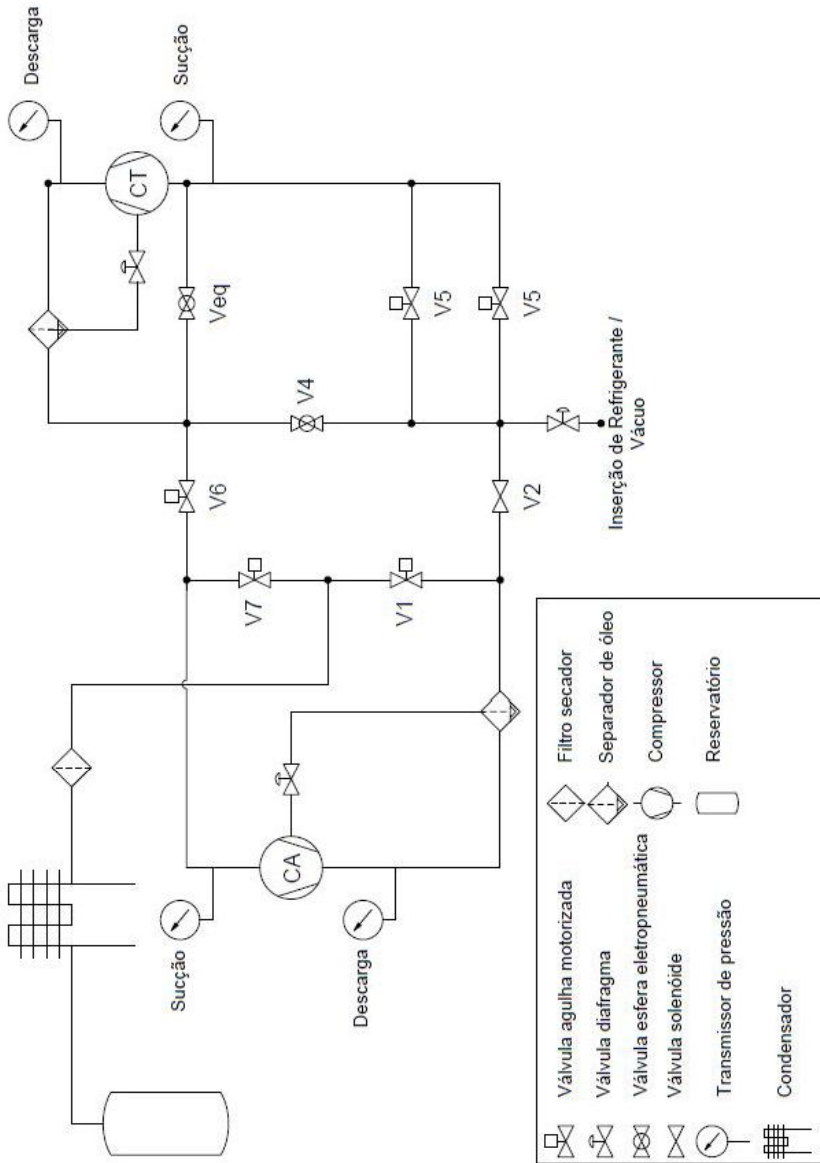
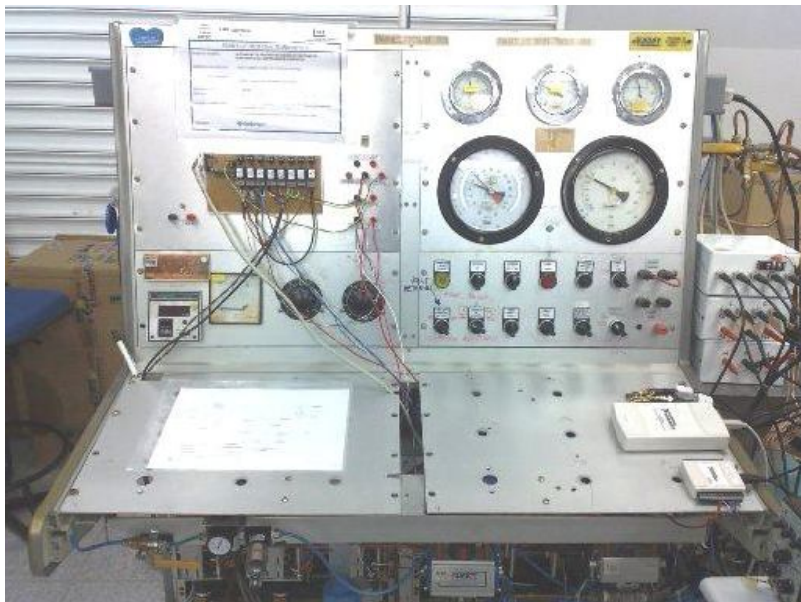


Figura 4.20 – Diagrama do circuito da bancada protótipo de ensaios de partida e de tombamento automatizada.



(a)



(b)

Figura 4.21 – Bancada protótipo de ensaios de partida e de tombamento.  
(a) Painel da bancada, sem as válvulas manuais existentes anteriormente.  
(b) Novas válvulas e acionamentos instalados abaixo do painel.

## 4.7 Software para Controle do Ensaio

O ambiente de programação utilizado na automação da bancada protótipo foi o LabVIEW (69), linguagem gráfica que permite integração com placas produzidas pela National Instruments e por quase todos os demais fabricantes de sistemas de aquisição de sinais.

LabVIEW possui rotinas para implementação de protocolos de comunicação, como RS232, CAN e GPIB. O fabricante MAXON disponibiliza bibliotecas que implementam, através dessas rotinas, a comunicação com a controladora de seus motores. Por meio das rotinas de comunicação GPIB, tornou-se simples o desenvolvimento de um *driver* de comunicação com a fonte EXTECH, cujo manual continha a lista dos possíveis comandos.

A implementação das rotinas de automação foi guiada pelos padrões operacionais dos ensaios de partida (48) e de tombamento (49) e por entrevistas realizadas com os operadores da bancada na empresa que serviu de estudo de caso.

Foi desenvolvida uma interface interativa (figura 4.22) onde o circuito da bancada é apresentado, permitindo ao operador abrir e fechar as válvulas, ligar e desligar os compressores auxiliar e em teste – quando em modo de operação manual. As pressões de sucção e descarga dos compressores são exibidas em manômetros virtuais, assim como as posições das válvulas em tempo real. No modo de operação automático, é possível selecionar o tipo de ensaio que se deseja executar (partida ou tombamento) e informar as características do ensaio, como tensão de alimentação do compressor, pressões de ensaio, temperatura de enrolamento desejada no teste, dentre outros.

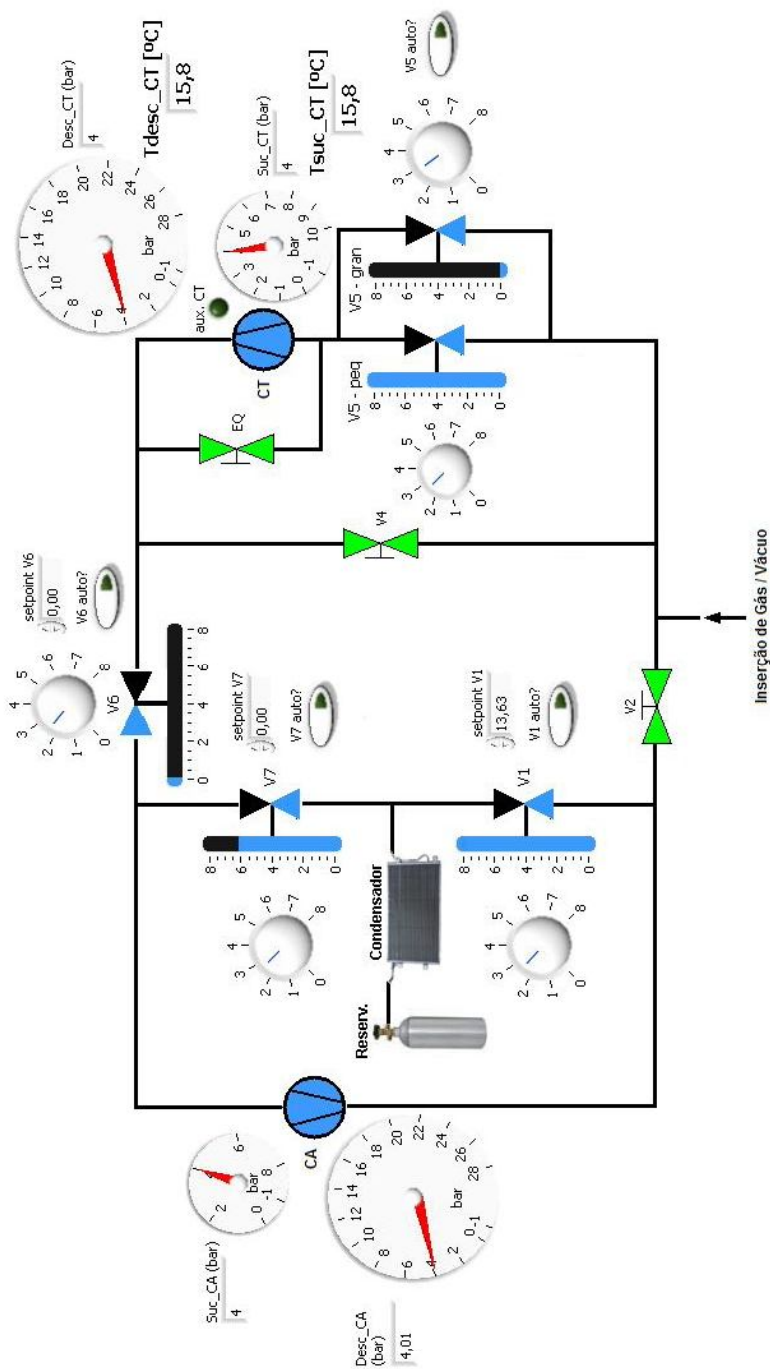


Figura 4.22 – Painel frontal do software – interface interativa desenvolvida em LabVIEW.

Os subitens seguintes apresentam detalhes das rotinas dos ensaios automatizados de partida e de tombamento, além de rotinas de segurança comuns a ambos.

#### **4.7.1 Rotinas do ensaio automatizado de partida**

Uma sessão foi desenvolvida no software para que o operador informe os parâmetros do ensaio de partida. Através dela, ele define as pressões de sucção e descarga sob as quais o ensaio será realizado. Caso essas pressões sejam iguais, o software recorre à rotina de ensaio de partida equalizada; caso contrário, inicia a rotina de ensaio de partida diferencial.

Quando a bancada é ligada para a execução do primeiro ensaio do dia, as tubulações, os compressores (CA e CT) e o fluido refrigerante se encontram à temperatura ambiente. No entanto, para que pressões elevadas sejam atingidas na bancada, é preciso que o circuito – e consequentemente o fluido refrigerante – esteja aquecido. Por isso, antes de iniciar o ensaio, o software inicia uma rotina de aquecimento da bancada. Com os compressores ligados, é imposta uma condição de trabalho forçada ao CT, através das válvulas automatizadas que regulam a vazão e, consequentemente, a pressão. O objetivo de se aumentar a carga – através do aumento das pressões de sucção e descarga – é aumentar a corrente de alimentação do compressor, o que ocasiona maiores perdas por efeito joule no seu enrolamento. Com isso, além de haver aumento da temperatura do compressor, é cedido calor ao fluido que por ele circula. O fluido, por sua vez, perde calor para a tubulação, de forma que a bancada é aquecida como um todo.

A condição de carga para aquecimento é definida pelo operador, que informa ao software quais as pressões de sucção e descarga desejadas para essa finalidade. Ele deve estar ciente que caso o compressor seja sobrecarregado, poderá “tombar” nessa etapa.

Como visto no subitem 4.3.1, o ensaio de partida é geralmente realizado com a temperatura de enrolamento do CT em  $(105 \pm 4) ^\circ\text{C}$  – muito elevada para ser atingida através do aquecimento da bancada. Como se deseja aquecer, a essa temperatura, somente o enrolamento do motor, pode-se fazê-lo através da alimentação com rotor bloqueado. Para tanto, energiza-se somente o enrolamento principal do compressor, mantendo seu enrolamento auxiliar desligado. O motor não parte, o que resulta em uma corrente de alimentação elevada que aquece rapidamente o enrolamento principal. No entanto, se a bancada estiver fria, o calor é



ligeiramente transferido ao fluido refrigerante no momento em que o compressor entra em operação. Dessa forma, a técnica só é eficiente caso bancada seja previamente aquecida.

A tensão de alimentação a ser aplicada no compressor durante o aquecimento através de rotor bloqueado é informada pelo operador, pela interface do software. Logicamente, quanto maior a tensão, maior a corrente que circula no enrolamento principal e mais rápido é o aquecimento. Idealmente, a temperatura de enrolamento seria medida durante esse procedimento, para que o software soubesse o momento de parar de aquecer. No entanto, o MRO foi desenvolvido para medir a temperatura do enrolamento em compressores operando em regime permanente, de forma que a viabilidade da medição de temperatura com rotor bloqueado e a incerteza dessa medição não foram avaliadas. Uma solução para essa questão é discutida no item 4.9.

O operador tem a opção de informar ao software qual a tensão de alimentação inicial para a execução do ensaio de partida, conforme subitem 4.3.1. Alternativamente, ele pode determinar que essa tensão seja encontrada de forma automática. Nesse caso, o procedimento é semelhante ao realizado na operação manual, porém sem a interferência do operador. Primeiramente, com o CT em operação, são ajustadas as pressões de sucção e descarga nos valores de ensaio de partida. Então, a tensão de alimentação do mesmo é reduzida gradativamente, através de comandos enviados à fonte de alimentação. Com isso, a frequência rotacional – medida através dos sinais de pulsação da pressão e de vibração – diminui, levando o compressor ao tombamento. Utiliza-se como tensão inicial de ensaio aquela na qual o compressor “tomba”, aqui chamada de “tensão de tombamento”.

Definida a tensão inicial de ensaio, as pressões de sucção e descarga são novamente ajustadas, agora com o compressor desligado. Em seguida, ele é energizado com a tensão encontrada no procedimento previamente descrito (tensão de tombamento). Durante os 3 primeiros segundos, nos quais a medição de frequência rotacional apresenta erros (conforme discutido no subitem 4.4.3), mede-se a variação da corrente eficaz, através da fonte de alimentação. Quando o compressor não é capaz de partir naquela tensão, essa corrente assume valor elevado e constante. Dessa forma, verificando-se que a variação do valor medido é praticamente nula, sabe-se que o compressor não foi capaz de partir. Ele é então desenergizado e sua tensão de alimentação é elevada, para a realização da próxima tentativa.

#### 4.7.2 Rotinas do ensaio automatizado de tombamento

O operador define, na interface do software, em quais temperaturas de evaporação o ensaio de tombamento será realizado – (5 a 40) °C<sup>21</sup>. Ele também determina a quantidade de ciclos de tombamento que devem ser executados em cada temperatura de evaporação e informa a tensão de alimentação nominal do compressor. O software ajusta, através da fonte de alimentação EXTECH (subitem 4.4.5), a tensão de alimentação em 90% do seu valor nominal.

Assim como no ensaio de partida automatizado, o operador pode definir se deseja que a bancada seja aquecida antes do início dos ensaios. Uma vez que ela esteja aquecida, o aquecimento do enrolamento do motor é realizado através de alimentação com rotor bloqueado.

Com a temperatura de enrolamento no valor desejado, inicia-se o ajuste da temperatura de evaporação, através da válvula V5. Através da válvula de menor coeficiente de vazão, o controle procura ajustar a pressão de sucção no valor de ensaio. Caso o sistema verifique que essa pressão não é alcançada com a válvula completamente aberta, seu fechamento é comandado. O sistema passa, então, a utilizar a válvula de maior coeficiente de vazão para que o valor desejado seja atingido.

O fechamento automático da válvula V1 faz subir rapidamente a pressão de descarga do CT, enquanto a pressão de sucção é controlada pela válvula V5.

Durante o ensaio, a frequência rotacional do compressor é exibida na interface de forma gráfica. Ela é medida através dos sinais de pressão e de vibração, processados em paralelo. Utiliza-se o resultado obtido através do método cujo sinal apresenta a maior razão entre amplitude e distorção<sup>22</sup>. Quanto maior essa razão, menor o erro na medição de frequência rotacional.

É possível evidenciar o aumento gradual do escorregamento, como consequência da elevação da pressão de descarga. Quando ele é superior a 20%, o compressor é considerado “tombado” e é desligado (conforme subitem 4.4.3). Nesse instante, o par formado pelas temperaturas de evaporação e condensação é gravado em memória. A

---

<sup>21</sup> Normalmente, para compressores maiores, costuma-se iniciar o ensaio com temperaturas de evaporação não inferiores a 15 °C. De outra forma, a temperatura de condensação necessária para “tombar” o compressor seria demasiadamente elevada, não refletindo uma situação real.

<sup>22</sup> Quando o compressor está operando sob pressões equalizadas, a pulsação da pressão apresenta amplitude bastante reduzida. Já o sinal de vibração, obtido através do acelerômetro, exibe pequena amplitude quando fixado ao corpo de compressores pequenos.

rotina realiza, então, o retorno do fluido refrigerante do circuito em teste para o circuito auxiliar, através de V6. As pressões de sucção e descarga do CT são assim reduzidas, o que permite sua partida para a execução de novo ciclo de ensaio.

### **4.7.3 Rotinas de segurança**

Foram desenvolvidas rotinas para a preservação da integridade dos compressores e do MRO durante a execução dos ensaios automatizados.

Enquanto o compressor permanece energizado, sua frequência rotacional é medida. Em qualquer etapa dos ensaios, caso ela seja inferior a 80% da frequência de alimentação nominal, o compressor é imediatamente desligado.

Conforme visto no subitem 4.4.2, a corrente que circula pelo MRO – corrente de alimentação do compressor cuja temperatura de enrolamento é medida – é limitada em aproximadamente 7 A. Quando o compressor “tomba” e permanece energizado com sua tensão de alimentação nominal, a corrente pode atingir valores que ultrapassam esse limite. O mesmo acontece no momento em que o compressor parte. Dessa forma, a medição de temperatura através do MRO é habilitada pelo software somente quando o compressor se encontra em regime de operação.

Pressões elevadas de sucção e descarga no CA podem fazê-lo “tombar”. Essa situação pode ocorrer no momento de retorno do fluido. Para evitar esse problema, a pressão de sucção do CA é controlada de forma que não ultrapasse o limite de 4 bar, através da válvula agulha V6.

## **4.8 Projeto dos Controladores de Pressão**

Após serem desenvolvidas as rotinas do software, foram projetados controladores PI para as pressões de sucção e descarga dos compressores auxiliar e em teste. Detalhes do projeto e da implementação do controlador no sistema são apresentados no subitem 4.8.1.

Durante o ensaio de tombamento, a malha de controle da pressão de sucção do CT é sujeita à ação de perturbação. O projeto de um

controlador de pré-alimentação da perturbação é apresentado no subitem 4.8.2.

#### 4.8.1 Projeto dos controladores PI

O primeiro passo na análise e projeto de um sistema de controle é a dedução de um modelo matemático para o processo em questão. A obtenção analítica de um modelo, no entanto, pode ser bastante complexa. Se for o caso, recomenda-se obtê-lo por meio da análise experimental (43).

Para analisar experimentalmente um processo, pode-se aplicar um degrau em sua variável de entrada – com o sistema em equilíbrio – e observar a evolução de sua variável de saída (figura 4.23) (43). No controle de pressões da bancada de ensaios, a variável de entrada é a abertura da válvula agulha (0 a 100%), enquanto a de saída é a pressão medida (bar). Relacionando as variáveis de entrada e saída é possível obter a função de transferência simplificada do processo.

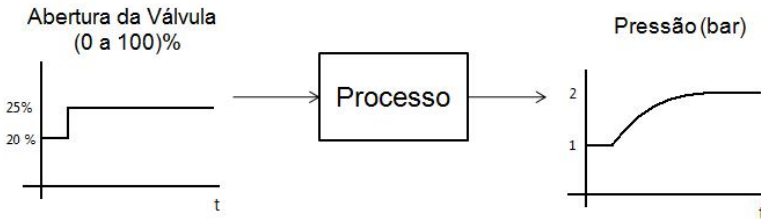


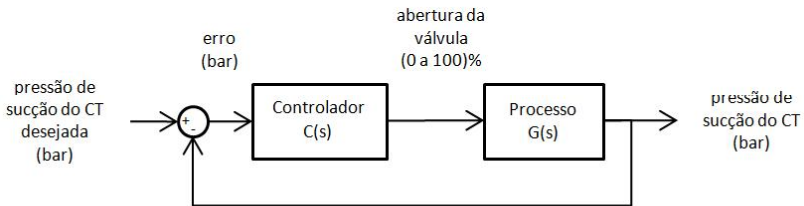
Figura 4.23 – Exemplo de resposta ao degrau.

Tome-se aqui, como exemplo, o projeto do controlador para ajuste automático da pressão de sucção do compressor em teste. Através do software desenvolvido em LabVIEW, foi aplicado um sinal degrau de posição ao acionamento da válvula agulha V5, com o CT em operação. A abertura da válvula resultou em um aumento da pressão de sucção medida, que estabilizou em novo valor. Durante o ensaio, foram registradas as amostras dos sinais de entrada e saída.

Com os dados do ensaio, foi obtido o modelo do processo por meio do software MATLAB (70), através do módulo *System*

*Identification Toolkit*<sup>23</sup> (71). O modelo é representado na figura 4.24 como  $G(s)$ .

O projeto do controlador foi realizado através da técnica de alocação de pólos e zeros de malha fechada, com auxílio da ferramenta *Sisotool* (72), também incorporada ao MATLAB. Obteve-se assim a função de transferência que descreve o controlador a ser implementado, representado na figura 4.24 como  $C(s)$ .



Legenda:

$C(s)$  função de transferência que descreve o controlador  
 $G(s)$  função de transferência que descreve o processo

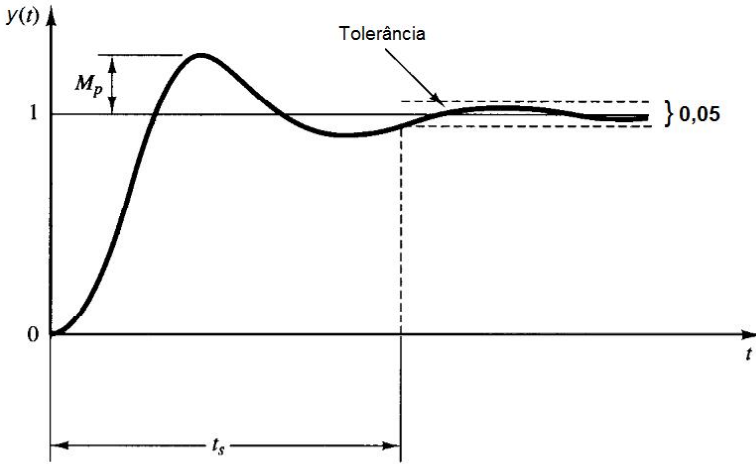
Figura 4.24 – Representação simplificada do controle do processo em malha fechada.

Definiu-se como requisito de projeto um sobressinal inferior a 10%<sup>24</sup> e um tempo de acomodação reduzido, além de erro nulo em regime permanente (vide figura 4.25).

A partir da função de transferência do controlador projetado, foram definidos os parâmetros para a implementação de um controlador PI (proporcional integral) no software de automação do ensaio, desenvolvido em LabVIEW. É nele que o laço de controle é efetivamente executado.

<sup>23</sup> *System Identification Toolkit* relaciona as variáveis de entrada e saída de um processo qualquer e é capaz de gerar o modelo matemático linear (função de transferência), de 1ª ou 2ª ordem, que melhor o representa.

<sup>24</sup> Permitindo-se o sobressinal, obtém-se uma resposta mais rápida. Porém, um sobressinal de pressão muito elevado pode levar os compressores a uma situação instável. Ex.: ajuste da pressão de sucção do compressor em teste para realização do ensaio de tombamento (conforme subitem 4.3.2).



Legenda:

$M_p$         sobressinal  
 $t_s$         tempo de assentamento

Figura 4.25 – Resposta característica de um sistema de 2ª ordem.

O procedimento de projeto do controlador da pressão de sucção do CT foi reproduzido nos demais pontos de controle do circuito. A figura 4.26 apresenta a malha que implementa o controle das pressões de sucção e descarga dos compressores auxiliar e em teste.

Primeiramente, o sinal de tensão gerado pelo transmissor de pressão é digitalizado através da placa de aquisição. No software, uma equação descreve a relação entre pressão e tensão de saída do transmissor. Esse valor de pressão calculado é então comparado com a pressão desejada, e a diferença entre os dois valores (erro) é inserida no controlador. Como saída, ele fornece a posição angular desejada no eixo do motor, que é informada à controladora do mesmo através da placa de comunicação CAN.

A controladora do motor realiza o controle de posição do eixo, medindo a posição angular através de um *encoder* e atuando por meio da tensão de alimentação nos enrolamentos do estator, no sentido de reduzir a diferença entre a posição medida e a posição desejada. O eixo do motor está acoplado à haste da válvula, através da catraca. A abertura ou fechamento da válvula altera a vazão na mesma, o que reflete em

aumento ou redução da pressão que está sendo controlada. A nova pressão é medida pelo transmissor, fechando-se a malha.

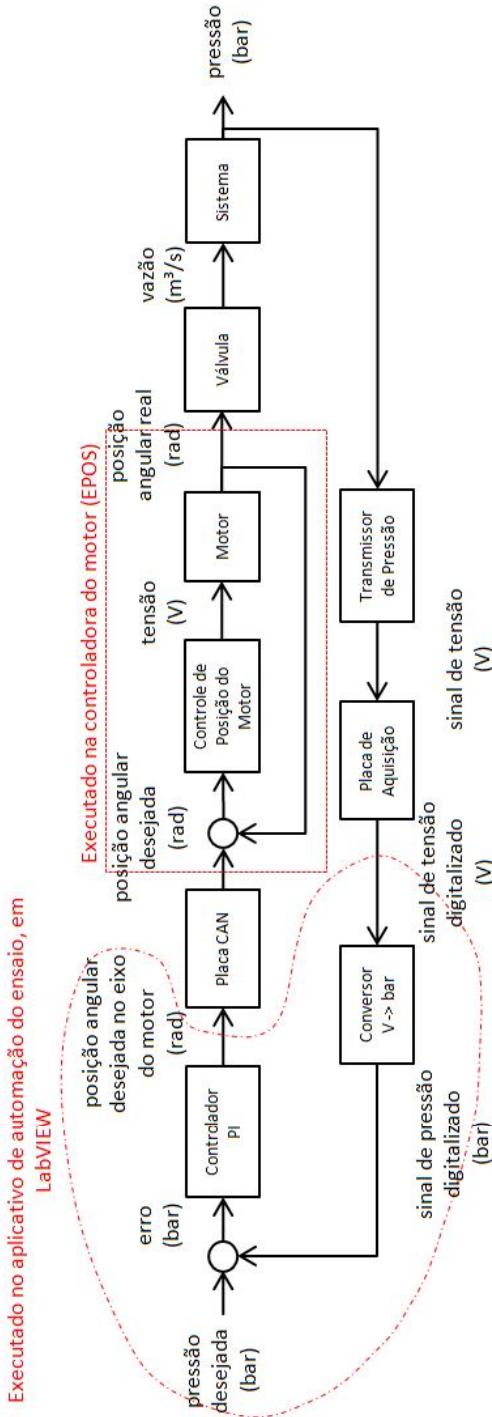


Figura 4.26 – Implementação da malha de controle de pressão



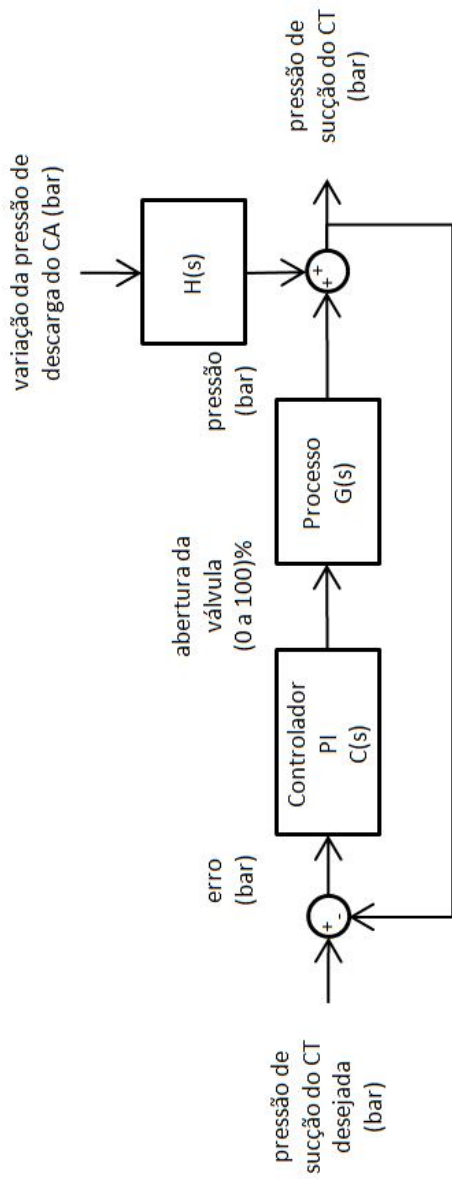
#### 4.8.2 Projeto do controlador de pré-alimentação da perturbação

A dinâmica de resposta obtida através dos controladores PI projetados está sujeita à ação de perturbações no sistema. Para exemplificar essa questão, pode-se remeter ao procedimento de ajuste da pressão de sucção de ensaio, etapa que antecede a de tombamento do compressor.

Através do controlador PI, a pressão de sucção do CT é elevada até a pressão de ensaio (ou temperatura de ensaio, conforme o item 4.2), abrindo-se progressivamente a válvula V5 (figura 4.4), com os circuitos auxiliar e em teste interligados. Durante esse procedimento, todas as outras válvulas do circuito estão estáticas. Caso V1 esteja sendo fechada nesse momento, tem-se um aumento da pressão de sucção do CT que não é esperado pelo controlador. Isso porque o mesmo foi modelado considerando-se que a única forma de variar a pressão de sucção é atuando sobre V5. Ou seja, o modelo considera que essa pressão é mantida constante enquanto V5 está fixa, o que não é verdade quando as outras válvulas do circuito não permanecem estáticas.

A influência dessa perturbação no controle da pressão de sucção do CT é crítica na etapa seguinte, de tombamento do compressor. Nela, V1 é totalmente fechada, o que causa a elevação em rampa da pressão de descarga do CA. Isso faz com que as pressões de sucção e descarga do CT se elevem dessa mesma forma. O controlador, entretanto, deve ser capaz de manter a pressão de sucção no valor de ensaio, atuando em V5.

A figura 4.27 apresenta o modelo simplificado da malha de controle de pressão de sucção do CT, sujeita à perturbação causada pela variação da pressão de descarga do CA. Nesse modelo,  $H(s)$  é a função de transferência que relaciona as variações de pressão de descarga do CA e de sucção do CT.



Legenda:

$C(s)$  função de transferência que descreve o controlador

$G(s)$  função de transferência que descreve o processo

$H(s)$  função de transferência que descreve a relação entre as variações de pressão de descarga do CA e de sucção do CT

Figura 4.27 – Modelo simplificado da malha de controle da pressão de descarga do CA e de sucção do CT.

O controlador PI, por si só, é incapaz de rejeitar o efeito de uma perturbação do tipo rampa. Visto que a pressão no ensaio de tombamento deve ser mantida dentro de uma faixa bastante estreita – a tolerância é de  $\pm 1$  °C em torno da temperatura de evaporação de ensaio – o efeito da perturbação inviabiliza a realização do ensaio através dessa malha de controle.

Uma forma eficaz de eliminar o efeito da perturbação no controle da pressão de sucção do CT é projetar um controlador de pré-alimentação dessa perturbação. Para tanto, o primeiro passo é modelar  $H(s)$ , o que pode ser feito experimentalmente. Fechando-se V1 completamente e mantendo-se as outras válvulas do circuito estáticas, ocorre a elevação gradual da pressão de descarga do CA e o conseqüente aumento da pressão de sucção do CT (figura 4.28). Percebe-se que essas pressões não são iguais, pois o ensaio é realizado com V5 em abertura intermediária, com o CT em operação.

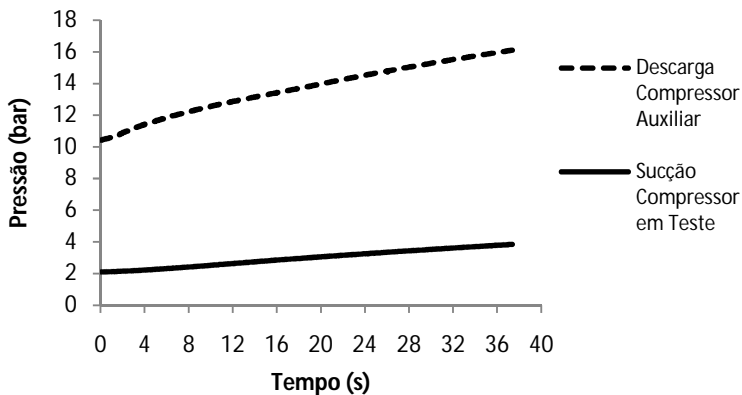


Figura 4.28 – Efeito da variação da pressão de descarga do CA sobre a pressão de sucção do CT.

Relacionando-se os sinais de entrada (pressão de descarga do CA) e saída (pressão de sucção do CT) através da mesma ferramenta utilizada anteriormente, foi obtido o modelo de  $H(s)$ .

O passo seguinte é o cálculo da função de transferência do controlador de pré-alimentação da perturbação. Ela é dada pela equação 4.2:

$$C_p(s) = -\frac{H(s)}{G(s)} \quad (4.2)$$

onde:  $C_p(s)$  é a função de transferência que representa o controlador de pré-alimentação da perturbação;  
 $H(s)$  representa a relação entre as pressões de descarga do CA e sucção do CT;  
 $G(s)$  representa o processo modelado anteriormente, cuja entrada é a posição de V5 e a saída é a pressão de sucção do CT.

A figura 4.29 mostra como o controlador projetado é inserido na malha de controle. Dessa forma, elimina-se o efeito da perturbação nesse sistema, o que é demonstrado analiticamente a seguir. A entrada do processo,  $U(s)$ , é dada pela equação 4.3:

$$U(s) = Q(s) \cdot \left(-\frac{H(s)}{G(s)}\right) + E(s) \cdot C(s) \quad (4.3)$$

onde:  $Q(s)$  é a perturbação que atua sobre o sistema (variação da pressão de descarga do CA);  
 $E(s)$  é a diferença entre a pressão de sucção desejada ( $R(s)$ ) e a pressão de sucção medida ( $Y(s)$ );  
 $C(s)$  representa o controlador PI projetado previamente.

Já a saída do processo – pressão de sucção do CT ( $Y(s)$ ) – é dada pela equação 4.4:

$$Y(s) = Q(s) \cdot H(s) + U(s) \cdot G(s) \quad (4.4)$$

Substituindo-se a equação 4.3 na equação 4.4, obtém-se a equação 4.5:

$$Y(s) = Q(s) \cdot H(s) + \left[ Q(s) \cdot \left(-\frac{H(s)}{G(s)}\right) + E(s) \cdot C(s) \right] \cdot G(s)$$

$$Y(s) = Q(s) \cdot H(s) - Q(s) \cdot H(s) + E(s) \cdot C(s) \cdot G(s)$$

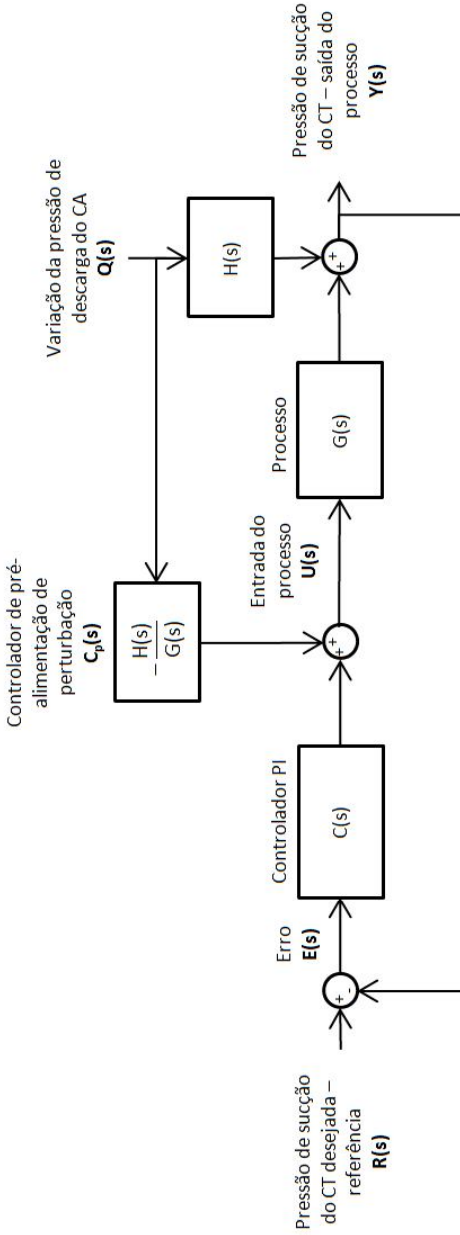
$$Y(s) = E(s) \cdot C(s) \cdot G(s) \quad (4.5)$$

A equação 4.5 mostra que o efeito da perturbação  $Q(s)$  não se manifesta na saída do sistema.

A eficácia do controlador de pré-alimentação da perturbação depende da representatividade dos modelos utilizados no seu projeto. Quando a dinâmica do processo difere do seu modelo, por exemplo, não haverá o cancelamento total do efeito da perturbação. Cabe ainda ressaltar que a aplicação da técnica apresentada só é possível porque a perturbação – variação da pressão de descarga do compressor auxiliar – é medida, através de um transmissor de pressão.

Como os modelos levantados a partir da análise experimental dos processos são simplificados, ou seja, possuem representatividade limitada, o controlador de pré-alimentação por si só não é capaz de rejeitar o efeito da perturbação de forma integral. No entanto, o controlador PI inserido na malha (vide figura 4.29) corrige desvios sutis causados na saída pela pequena parcela de perturbação que não é rejeitada.

A figura 4.30 ilustra a malha implementada para o controle da pressão de sucção do compressor em teste no valor desejado, durante o ensaio de tombamento.



Legenda:

- $C(s)$  função de transferência que descreve o controlador
- $G(s)$  função de transferência que descreve o processo
- $H(s)$  função de transferência que descreve a relação entre as variações de pressão de descarga do CA e de sucção do CT
- $C_p(s)$  função de transferência que descreve o controlador de pré-alimentação de perturbação, dado por  $-H(s)/G(s)$

Figura 4.29 – Modelo simplificado da malha de controle da pressão de sucção do CT, com o controlador de pré-alimentação da perturbação

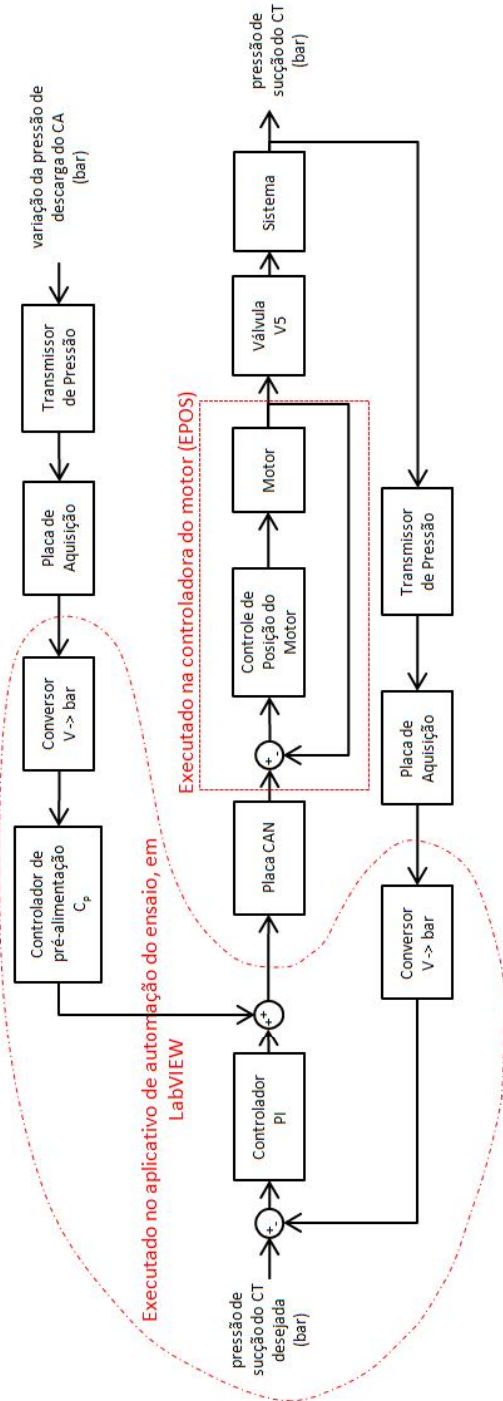


Figura 4.30 – Implementação da malha de controle da pressão de sucção do CT, com controlador de pré-alimentação da perturbação causada pela variação da pressão de descarga do CA.

## 4.9 Avaliação dos Resultados

A avaliação preliminar da bancada protótipo teve início com a execução de ensaios manuais – controle realizado pelo usuário através da interface gráfica do software – com compressores aleatórios, de diferentes capacidades de refrigeração (pequenos, médios e grandes). Durante esses ensaios, foram observados o comportamento dos acionamentos elétricos e eletropneumáticos e as características dos sinais medidos através dos transmissores de pressão e do MRO (item 3.2). Foram avaliados qualitativamente os controles de pressão, realizados automaticamente por meio das válvulas agulha.

No decorrer dos ensaios, foram evidenciados problemas na utilização do MRO, na forma em que foi concebido, nessa bancada protótipo. Como visto no subitem 4.7.3, a proteção do circuito de medição do MRO é realizada por software, através da informação da frequência rotacional. Quando essa medida é inferior a 80% do seu valor nominal, o circuito de medição é desligado. Dessa forma, evita-se a sua operação em situações de rotor bloqueado – nas quais o compressor encontra-se alimentado, porém com frequência rotacional nula, o que resulta em corrente de alimentação elevada. Todavia, observou-se que a presença de interferências nos sinais de pressão e vibração (através dos quais a frequência rotacional é medida) pode induzir as rotinas do software a concluir que um compressor com rotor bloqueado encontra-se operando. A corrente elevada no circuito de medição tem como consequência danos permanentes a componentes elétricos do MRO.

Decidiu-se, então, utilizar a informação da corrente de alimentação do compressor – obtida através da fonte de alimentação de 10 kVA (vide subitem 4.4.5) – para proteção do circuito de medição do MRO. Quando a corrente de alimentação é superior à corrente máxima suportada por esse circuito, ele é desligado. De uma forma ou de outra, a integridade do MRO permanece sujeita a falhas do software.

Idealmente, para ser utilizado nesse tipo de aplicação (condições extremas), o MRO deveria ser dotado de um sistema de autoproteção, desligando seu circuito de medição antes que sua potência máxima fosse ultrapassada. Isso poderia ser implementado através de um relé de sobrecorrente – há que se avaliar a incerteza de medição inserida no circuito – ou a partir do sinal da corrente medida pelo próprio MRO, utilizando um DSP (*Digital Signal Processor*) para calcular a corrente real e desabilitar o circuito de medição se necessário.



Na falta de tempo hábil para o estudo de viabilidade e implementação de uma dessas soluções, optou-se por avaliar a bancada protótipo utilizando compressores instrumentados internamente com termopares (vide figura 4.31). Dessa forma, foi possível monitorar a temperatura de enrolamento ao longo dos ensaios.

Em paralelo, aguarda-se a finalização de um protótipo alternativo ao MRO para medição indireta da temperatura de enrolamento. Esse protótipo foi concebido originalmente para o aquecimento acelerado do compressor através da injeção de corrente contínua, e permitiria medir a temperatura de enrolamento com o compressor ligado ou desligado – funcionalidade não prevista no projeto do MRO. Dessa forma, a solução viabiliza o aquecimento controlado do enrolamento do compressor desligado, que ainda é feito através de alimentação com rotor bloqueado e às cegas – sem a monitoração da temperatura. Esse protótipo está em desenvolvimento no LIAE em âmbito de dissertação de mestrado e tem previsão de ser apresentado ainda no segundo semestre de 2010. Ele já foi testado junto à bancada protótipo de ensaios de partida e de tombamento, apresentando resultados promissores.



Figura 4.31 – Compressor de tampa flangeada, instrumentado com termopares.

Os compressores instrumentados com termopar utilizados na avaliação da bancada protótipo foram:

**EM 45 HNR:**

- Potência: 123 W;
- Tensão nominal: (115 a 127) V 60 Hz;
- Corrente nominal: 2,1 A;
- Corrente de rotor bloqueado: 17 A;
- Tipo de motor: CSIR (vide subitem 2.3.2.2);
- Capacitor de partida: (145 a 175)  $\mu\text{F}$ .

**EGU 70 HLC:**

- Potência: 176 W;
- Tensão nominal: (115 a 127) V 60 Hz;
- Corrente nominal: 2 A;
- Corrente de rotor bloqueado: 11,5 A;
- Tipo de motor: RSIR (vide subitem 2.3.2.1).

Esses compressores foram submetidos a ensaios automáticos – sem a intervenção de operador – de partida equalizada, partida diferencial e tombamento. Dentro desses ensaios, foram ainda executadas as rotinas de aquecimento acelerado do compressor através de imposição de carga elevada e o aquecimento do enrolamento com rotor bloqueado, cujos resultados são exibidos nos subitens seguintes.

**4.9.1 Aquecimento acelerado através de imposição de carga elevada**

O aquecimento do compressor e, conseqüentemente, do fluido refrigerante que circula na bancada, é feito através da imposição de pressões elevadas à sucção e à descarga do compressor em operação, como apresentado no subitem 4.7.1.

A figura 4.32 apresenta o resultado do aquecimento acelerado do compressor instrumentado EM 45 HNR. Na condição de pressão imposta (9 bar na sucção e 14 bar na descarga), a corrente de alimentação foi de aproximadamente 1,7 vez a corrente nominal desse compressor. A frequência rotacional permaneceu acima dos 80% da frequência de alimentação – o equivalente a 48 Hz, com uma margem de

segurança de 6 Hz. A temperatura medida no enrolamento variou de (60 a 80) °C em aproximadamente 7 minutos.

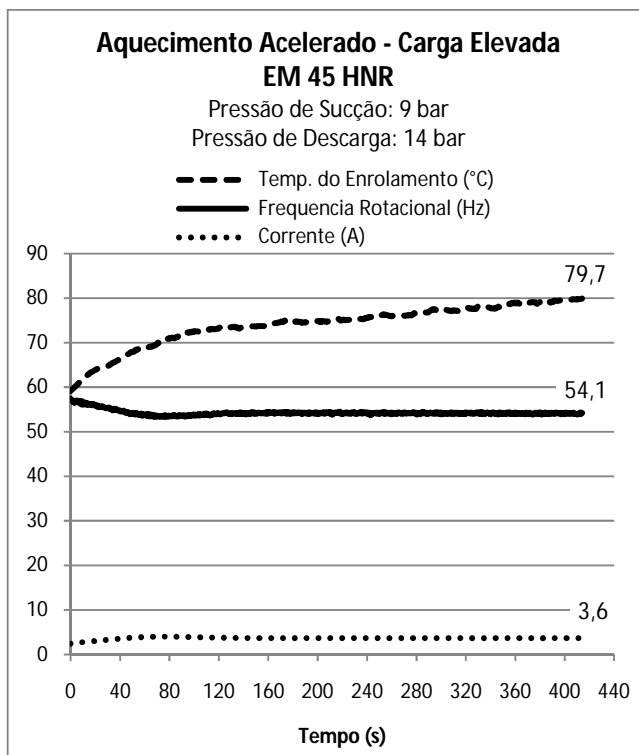


Figura 4.32 – Aquecimento acelerado através da imposição de carga elevada – compressor instrumentado: EM 45 HNR.

No apêndice B, a figura Figura B.1 (a) (p. 182) apresenta o resultado do aquecimento acelerado – através de imposição de carga elevada – do compressor instrumentado EGU 70 HLC.

#### 4.9.2 Aquecimento acelerado do enrolamento com rotor bloqueado

Quando a bancada já se encontra aquecida, uma alternativa que permite aquecer rapidamente o enrolamento do compressor é a alimentação com rotor bloqueado (vide subitem 4.7.1).

O resultado desse procedimento aplicado ao compressor instrumentado EGU 70 HLC é apresentado na figura 4.33. A tensão de alimentação no enrolamento principal foi de aproximadamente 65% da tensão nominal, enquanto o enrolamento auxiliar foi mantido desenergizado – para que o motor não partisse. A corrente de alimentação atingiu um valor de aproximadamente 3,3 vezes a corrente nominal, o que fez a temperatura do enrolamento subir de (72 a 81) °C em apenas 24 segundos.

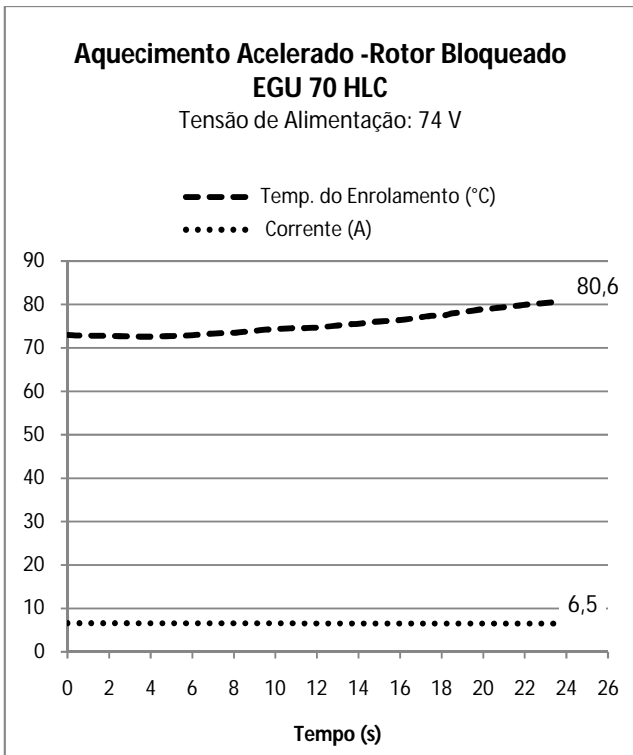


Figura 4.33 – Aquecimento acelerado através de rotor bloqueado – compressor instrumentado: EGU 70 HLC.

No apêndice A, a figura Figura A.1 (b) (p. 172) apresenta o resultado do aquecimento acelerado – através de rotor bloqueado – do compressor instrumentado EM 45 HNR.

### 4.9.3 Ensaios de partida equalizada

São apresentados neste subitem os resultados de um ensaio de partida equalizada realizado com o compressor instrumentado EGU 70 HLC.

Como exposto no subitem 4.7.1, o operador da bancada protótipo pode determinar que a tensão inicial para a execução do ensaio de partida (equalizada ou diferencial) seja encontrada de forma automática. Nesse ensaio (figura 4.34), as pressões de sucção e descarga foram ajustadas automaticamente em 5 bar com o compressor em operação, enquanto sua tensão de alimentação foi gradativamente reduzida até a ocorrência do tombamento – quando a frequência rotacional atingiu 80% do seu valor nominal, aos 45 s. A tensão de tombamento é utilizada como tensão inicial no ensaio – a partir da qual é buscada a tensão de partida.

A figura 4.35 (a) exhibe a tensão de alimentação e a temperatura do enrolamento do compressor instrumentado EGU 70 HLC submetido a 3 ciclos de ensaio de partida, com pressões de sucção e descarga equalizadas em 6 bar. Nesse exemplo, o software foi configurado para realizar a rotina de detecção da tensão de tombamento ao início de cada ciclo, com pressões equalizadas em 5 bar. Essa configuração permitiu melhor visualizar no gráfico a evolução do valor da tensão de alimentação em cada ciclo. A temperatura de enrolamento definida para o ensaio foi  $(105 \pm 10)$  °C.

A figura 4.35 (b) exhibe o comportamento da pressão equalizada durante os ciclos de ensaio. Nas etapas de detecção da tensão de tombamento, os controles foram ajustados para manter a pressão em  $(5,0 \pm 0,4)$  bar. Depois de encontrada a tensão inicial, a pressão equalizada foi ajustada em  $(6,0 \pm 0,4)$  bar e iniciou-se a busca pela tensão de partida.

No ensaio de partida de um compressor 115 V, a tensão de alimentação é elevada em 1 V a cada tentativa de partida mal sucedida. Nessas tentativas, geralmente, o compressor é capaz de partir e manter-se em operação por algumas frações de segundo, tombando posteriormente – o que causa as pequenas oscilações na pressão, visualizadas na figura 4.35 (b). Quando o compressor consegue partir, o software verifica se ele é capaz de manter-se em operação por, no mínimo, 8 segundos. Em caso de sucesso, a tensão é reduzida em 1 V, para que se verifique que o compressor não parte com uma tensão imediatamente inferior. Esse comportamento pode ser observado na

curva de tensão exibida na figura 4.35 (a), no primeiro ciclo de ensaio, entre (100 e 200) s.

Quando o compressor consegue partir – e manter-se em operação – 5 vezes com a mesma tensão de alimentação, não partindo com uma tensão imediatamente inferior, o software anuncia ter encontrado a tensão mínima de partida para aquela condição de pressão. Observa-se, na figura 4.35 (a), a boa repetitividade dos resultados obtidos nos 3 ciclos de ensaio realizados, apesar da variação da temperatura do enrolamento (que influi diretamente no torque de partida, conforme visto no item 3.2).

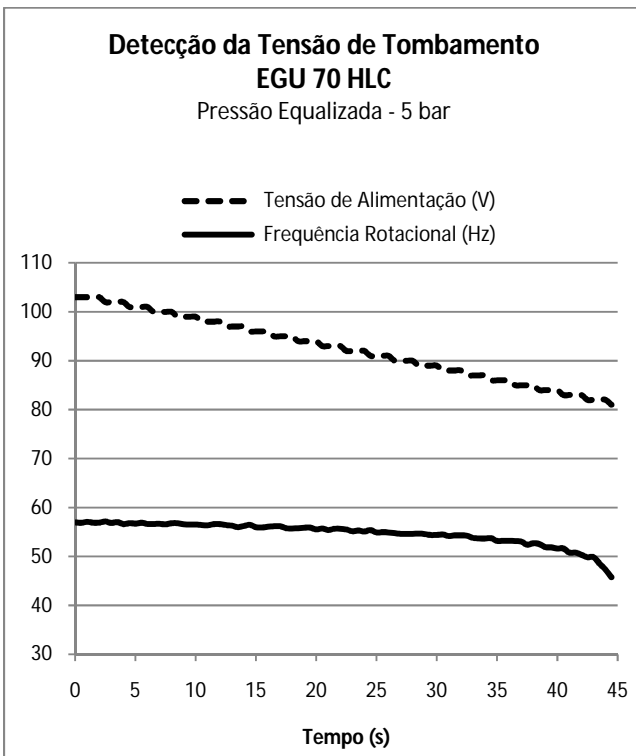
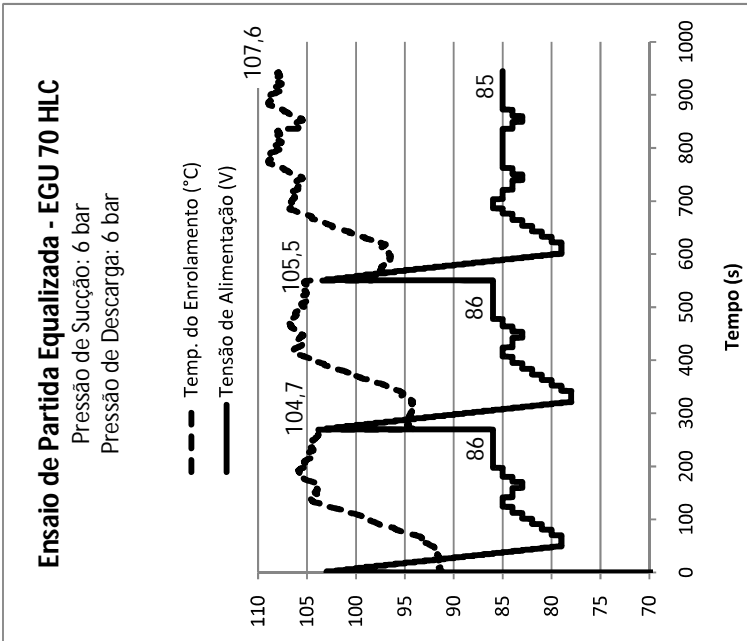
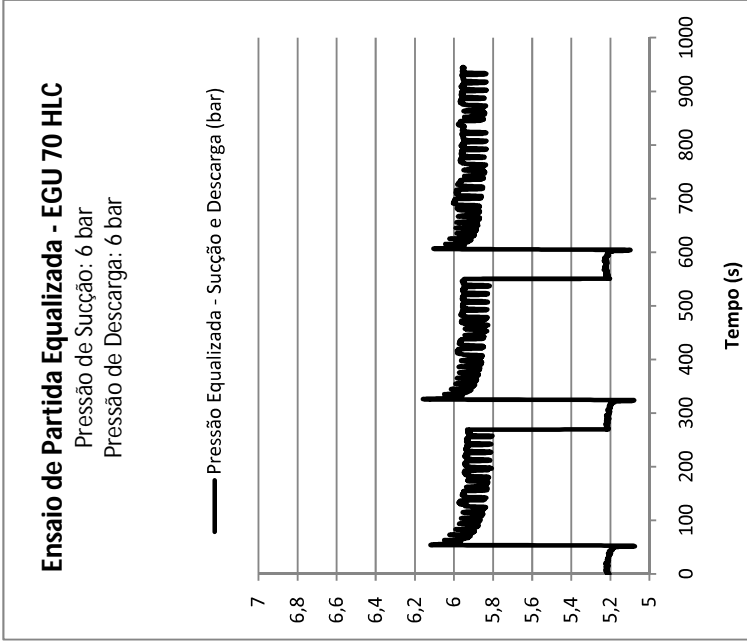


Figura 4.34 – Detecção da tensão de tombamento para ensaio de partida equalizada – compressor instrumentado: EGU 70 HLC.



(a)



(b)

Figura 4.35 – Ensaio de partida equalizada – compressor instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Tensão de alimentação e temperatura do enrolamento. (b) Comportamento da pressão equalizada durante o ensaio.

No apêndice B, as figuras Figura B.3 (p. 184) e Figura B.5 (p. 186) apresentam os resultados de ensaios de partida equalizada do compressor EGU 70 HLC em diferentes condições de pressões.

#### 4.9.4 Ensaios de partida diferencial

Uma vez ajustadas as diferentes pressões de sucção e descarga, o ensaio de partida diferencial se dá de forma semelhante ao de partida equalizada. São apresentados, na figura 4.36, os resultados do ensaio do compressor instrumentado EM 45 HNR.

Novamente, a temperatura de enrolamento escolhida foi  $(105 \pm 10)$  °C. Nas situações em que o software detectou temperaturas acima do limite superior dessa faixa, entrou em estado de espera – cessando as tentativas de partida e aguardando a redução natural da temperatura do enrolamento. Quando essa temperatura foi menor que o limite inferior da faixa, o procedimento de aquecimento acelerado através de rotor bloqueado foi executado automaticamente.

Assim como no ensaio de partida equalizada, primeiramente foi realizado o procedimento de detecção da tensão de tombamento, com pressões equalizadas em 5 bar<sup>25</sup>.

A figura 4.36 (a) mostra que a tensão de partida encontrada nesse ensaio foi 91 V, após 20 minutos.

O ensaio de partida diferencial exige freqüentes reajustes das pressões de sucção e descarga isoladamente, o que tem como consequência um maior tempo de execução. Esses ajustes podem ser observados na figura 4.36 (b). Quando as pressões de sucção e descarga entram nas faixas de valores desejadas –  $(2,0 \pm 0,4)$  bar na sucção e  $(8,0 \pm 0,4)$  bar na descarga, no caso – a tentativa de partir o compressor é realizada. Quando consegue partir, sua operação faz com que a pressão de sucção seja reduzida e a pressão de descarga, aumentada. Para que se efetue nova partida, o controle desliga o compressor e reajusta as pressões de ensaio, primeiramente elevando a pressão de sucção e, em seguida, reduzindo a pressão de descarga.

---

<sup>25</sup> Avaliou-se que seria complexo manter a pressão diferencial de ensaio durante esse procedimento. A operação exigiria interligar os circuitos auxiliar e em teste (vide figura 4.4), reduzindo a pressão de descarga do CA através de V1 e V7 (fechando essa válvula, se necessário). A pressão de sucção do CT seria controlada pela válvula V5, como no ensaio de tombamento. Por hora, o procedimento de detecção da tensão de tombamento é realizado com o circuito em teste isolado do circuito auxiliar e pressões equalizadas em 5 bar.



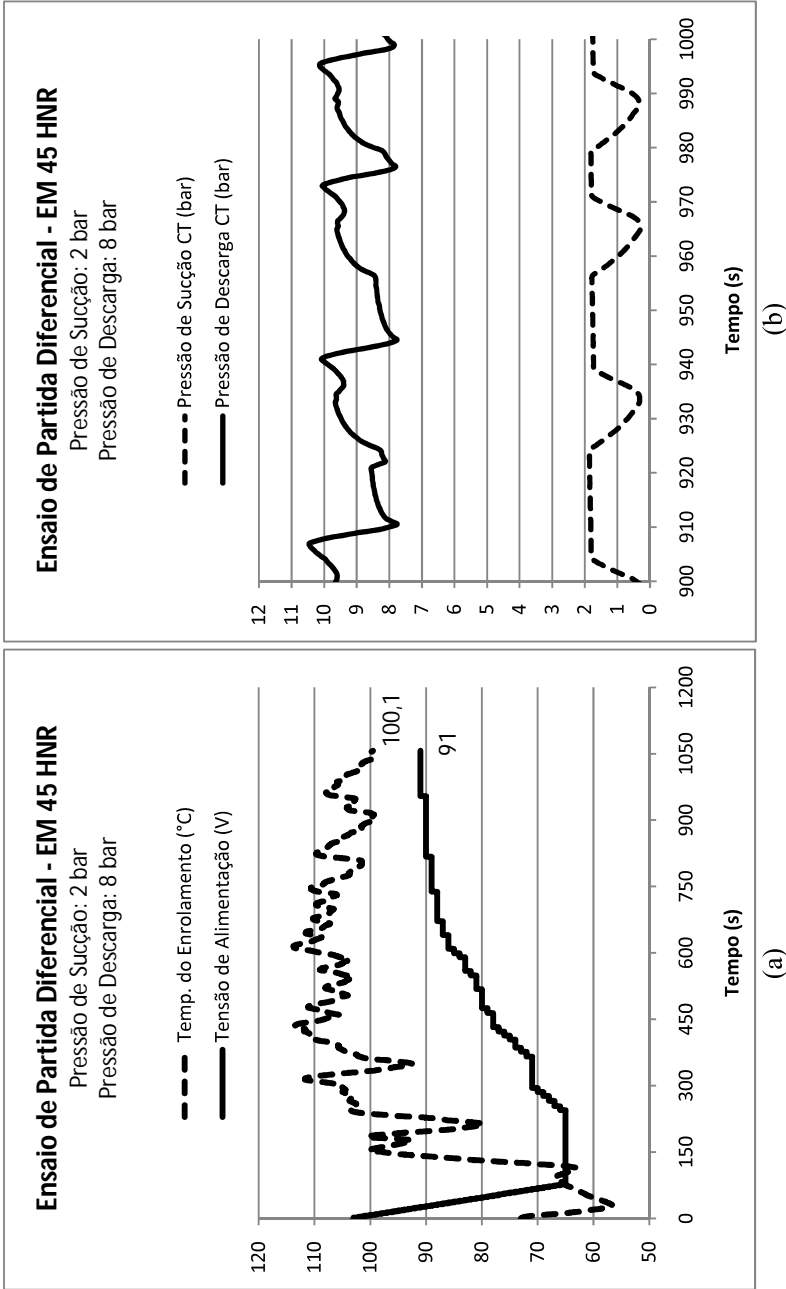


Figura 4.36 – Ensaio de partida diferencial – compressor instrumentado: EM 45 HNR. (a) Tensão de alimentação e temperatura do enrolamento. (b) Comportamento das pressões de sucção e descarga durante um trecho do ensaio.

No apêndice A, a figura Figura A.3 (p. 174) apresenta os resultados de um ensaio de partida diferencial do compressor EM 45 HNR em diferente condição de pressão.

#### 4.9.5 Ensaios de tombamento

O comportamento das variáveis de interesse em um ciclo de ensaio do compressor instrumentado EGU 70 HLC é exibido na figura 4.37 (a).

Aos 19 segundos, a partir do início do procedimento de tombamento, a frequência rotacional atinge o valor crítico de 48 Hz e o compressor é considerado tombado, sendo, então, desenergizado. A figura 4.37 (b) mostra, em detalhe, como a temperatura de evaporação foi mantida em  $(25 \pm 1) \text{ }^\circ\text{C}$  durante o ciclo.

A tabela 4.4 e a tabela 4.5 exibem os resultados de ensaios completos de tombamento dos compressores instrumentados EGU 70 HLC e EM 45 HNR, respectivamente. A média e a repetitividade das variáveis de interesse foram calculadas a partir dos resultados de 5 ciclos de ensaio completos<sup>26</sup> realizados para cada uma das temperaturas de evaporação.

Nos resultados do ensaio do compressor EGU 70 HLC (tabela 4.4), a temperatura de enrolamento demonstrou boa repetitividade – abaixo de  $4 \text{ }^\circ\text{C}$  (vide subitem 4.3.2). No entanto, sua média ficou acima do valor desejado – que seria  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Observa-se, na figura 4.37 (a), que a temperatura aumenta durante o ensaio, devido ao aumento da corrente de alimentação – que, por sua vez, é consequência do aumento da pressão de descarga. Uma solução seria iniciar o procedimento de tombamento com uma temperatura de enrolamento menor, prevenindo o seu aumento ao longo do ensaio.

Nos resultados do ensaio do compressor EM 45 HNR (tabela 4.5), o valor da repetitividade da temperatura de enrolamento foi maior, principalmente para a temperatura de evaporação de  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  – onde a repetitividade atingiu o valor de  $7,7 \text{ }^\circ\text{C}$ , o que teve como consequência uma pior repetitividade da temperatura de condensação. Nesses ensaios, admitiu-se a temperatura de enrolamento de  $(80 \pm 4) \text{ }^\circ\text{C}$  ao início do procedimento de tombamento. Após ciclos seguidos com a mesma

---

<sup>26</sup> Um ciclo completo contempla os procedimentos de pressurização do circuito em teste, o aquecimento acelerado do enrolamento, o ajuste da pressão de sucção do CT, a elevação da sua pressão de descarga até o instante de tombamento e o retorno do fluido refrigerante para o circuito auxiliar, para a realização do próximo ciclo.

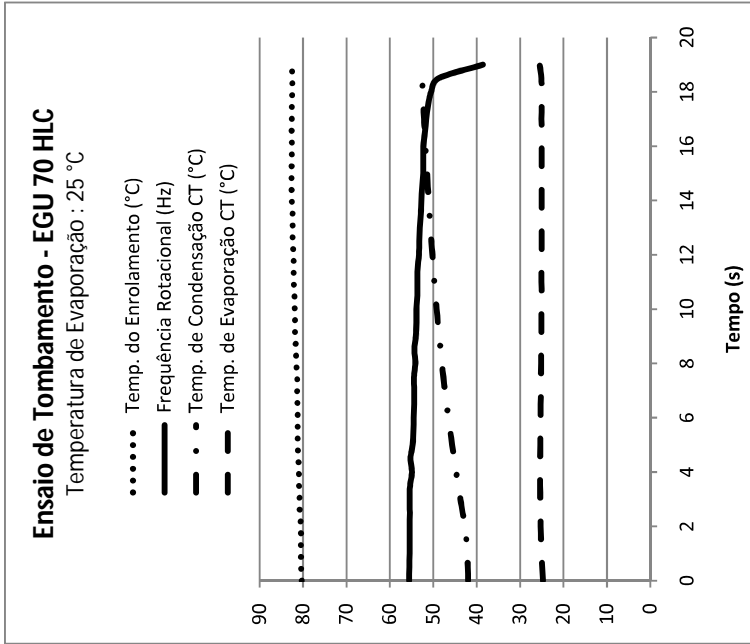
temperatura de evaporação, a temperatura do enrolamento no início desse procedimento teve a tendência de aumentar, até atingir o limite superior da faixa permitida. Com isso, essa variável apresentou média elevada e baixa repetitividade. Novamente, a solução seria iniciar o procedimento de tombamento com uma temperatura de enrolamento inferior e dentro de uma menor faixa de tolerância.

A figura 4.38 exhibe as curvas de tombamento dos dois ensaios. Elas foram geradas a partir dos pares de temperaturas de evaporação e condensação obtidos como resultado de cada ciclo de ensaio – foram executados 5 ciclos para cada temperatura de evaporação. Foi traçada uma curva polinomial que se aproxima desses pontos – de caráter meramente ilustrativo.

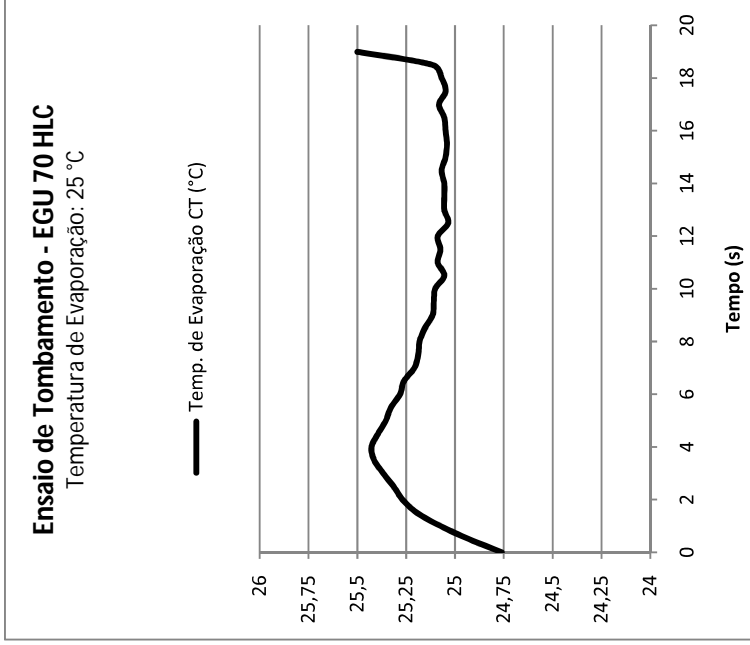
No apêndice A, as figuras Figura A.4-Figura A.7 (p. 175-178) apresentam em detalhes todos os ensaios de tombamento realizados com o compressor EM 45 HNR. As tabelas Tabela A.1-Tabela A.2 (p. 179-180) mostram os valores de cada variável (temperatura de evaporação, de condensação, pressões etc.) no instante de tombamento, para cada ciclo de ensaio. São calculados a média, o desvio padrão e a repetitividade desses valores, a partir dos quais são dados os resultados dos ensaios.

Da mesma forma, no apêndice B, as figuras Figura B.6-Figura B.11 (p. 187-192) apresentam os ensaios de tombamento realizados com o compressor EGU 70 HLC. Nas tabelas Tabela B.1-Tabela B.3 (p. 193-195) constam os resultados desses ensaios.

Os resultados exibidos nas tabelas citadas mostram que a bancada automatizada é capaz de manter a temperatura de evaporação no valor de ensaio especificado, com uma tolerância de  $\pm 1$  °C – que é a adotada na bancada manual, na empresa que serviu de estudo de caso. Quanto aos tempos de ensaio, são geralmente maiores os dos primeiros ciclos, nos quais costuma haver a necessidade do procedimento de aquecimento acelerado da bancada.



(a)



(b)

Figura 4.37 – Ensaio de tombamento – compressor instrumentado: EM 70 HLC. (a) Evolução da temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação do CT, ao longo do ensaio. (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.

Tabela 4.4 – Resultados do ensaio de tombamento – compressor instrumentado: EGU 70 HLC

<b>Resultados Ensaio de Tombamento - EGU 70 HLC - 5 ciclos para cada Temperatura de Evaporação</b>						
Referência	Temp. Evap. CT (°C)	Temp. Condens. CT (°C)	Press. Sucção CT (bar)	Press. Descarga CT (bar)	Temp. Enrolam. (°C)	
5 °C	(4,8 ± 0,2)	(73,7 ± 1,6)	(2,5 ± 0,1)	(22,0 ± 0,8)	(84,2 ± 2,9)	
10 °C	(9,8 ± 0,1)	(66,0 ± 0,2)	(3,1 ± 0,1)	(18,3 ± 0,1)	(85,8 ± 1,5)	
15 °C	(15,1 ± 0,4)	(60,7 ± 0,7)	(3,9 ± 0,1)	(16,1 ± 0,3)	(84,8 ± 2,0)	
20 °C	(20,5 ± 0,3)	(56,5 ± 0,2)	(4,8 ± 0,1)	(14,4 ± 0,1)	(86,4 ± 1,1)	
25 °C	(25,2 ± 0,4)	(52,4 ± 0,3)	(5,7 ± 0,1)	(13,0 ± 0,1)	(84,0 ± 2,5)	
30 °C	(30,3 ± 0,2)	(48,6 ± 0,3)	(6,7 ± 0,1)	(11,7 ± 0,1)	(86,4 ± 1,3)	

Tabela 4.5 – Resultados do ensaio de tombamento – compressor instrumentado: EM 45 HNR

<b>Resultados Ensaio de Tombamento - EM45HNR - 5 ciclos para cada Temperatura de Evaporação</b>						
Referência	Temp. Evap. CT (°C)	Temp. Condens. CT (°C)	Press. Sucção CT (bar)	Press. Descarga CT (bar)	Temp. Enrolam. (°C)	
25 °C	(24,9 ± 0,1)	(76,9 ± 1,7)	(5,6 ± 0,1)	(23,6 ± 0,9)	(88,7 ± 7,7)	
30 °C	(30,0 ± 0,4)	(71,5 ± 0,2)	(6,7 ± 0,1)	(20,9 ± 0,1)	(89,8 ± 5,2)	
35 °C	(35,1 ± 0,1)	(67,6 ± 0,2)	(7,9 ± 0,1)	(19,1 ± 0,1)	(91,9 ± 1,2)	
40 °C	(40,0 ± 0,2)	(64,2 ± 0,3)	(9,2 ± 0,1)	(17,5 ± 0,1)	(91,1 ± 1,5)	

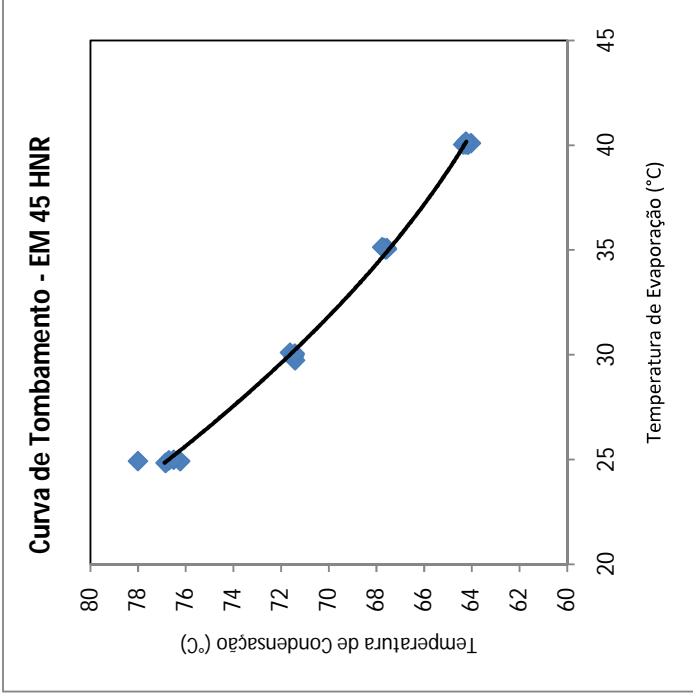
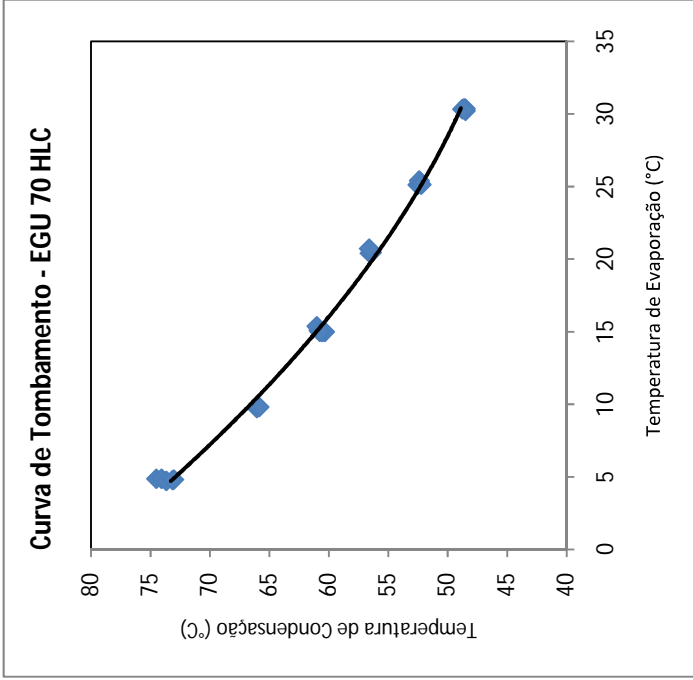


Figura 4.38 – Curvas de tombamento dos compressores instrumentados EM 45 HNR e EGU 70 HLC.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

### 5.1 Conclusões

O presente trabalho apresentou a instrumentação, os atuadores e os métodos aplicados na automação de ensaios de compressores operando sob condições extremas, que diferem dos ensaios convencionais principalmente pelo seu dinamismo. Essa característica implica o uso de sistemas de medição e atuadores capazes de medir e principalmente controlar grandezas que variam rapidamente no tempo.

Como exemplo de aplicação de instrumentação para a automação de ensaios em condições extremas, foi realizada a automação de uma bancada de ensaios de partida e de tombamento de compressores. Esses ensaios, executados de forma manual anteriormente, passaram a ser realizados independentes de operador. Para isso, a medição das variáveis e os atuadores foram automatizados.

A medição das pressões do circuito da bancada, anteriormente feita através de manômetros, passou a ser realizada por transmissores de pressão. Foram instalados transmissores piezorresistivos, com saída em tensão ou em corrente. Esses sinais são condicionados e, posteriormente, digitalizados por meio de placas de aquisição.

Propôs-se a medição da temperatura do enrolamento de forma automática, através do uso do Medidor de Resistência Ôhmica. No entanto, a ausência de um circuito de proteção nesse sistema inviabilizou o seu uso nos ensaios de avaliação da bancada protótipo.

A detecção de tombamento do compressor – efetuada originalmente de forma rudimentar – passou a ser realizada através da informação da frequência rotacional, proveniente do processamento dos sinais de vibração e de pressão de descarga do compressor em ensaio.

Em pontos do circuito onde não se desejava efetivamente regular a pressão, e sim permitir ou bloquear a passagem do fluido refrigerante, foram instaladas válvulas esfera e solenóide. Essas válvulas são comandadas por sinais elétricos enviados por uma placa de saídas digitais, instalada junto à unidade de processamento.

Já nos pontos onde se desejava regular a pressão, foram instaladas válvulas agulha. Essas válvulas apresentam curvas de coeficiente de vazão em função da sua abertura aproximadamente lineares, de forma que a relação entre a pressão controlada e a abertura da válvula também se torna linear. Essa característica permitiu que um controlador linear atendesse a toda faixa de pressão que se desejava

controlar. No entanto, válvulas agulha impõem maior perda de carga ao fluido, o que torna o procedimento de substituição de válvulas de haste manuais de baixo custo por essas um tanto desafiador. O correto dimensionamento das válvulas teve de ser realizado.

O controle de pressões em ensaios em condições extremas através de válvulas agulha exigiu o uso de acionamentos rápidos, com torque considerável e boa resolução para posicionamento. Para a definição desses acionamentos, foram estudadas as características de motores de passo, motores de corrente contínua com escovas e motores sem escovas (*brushless*), comutados eletronicamente. Nesses estudos, os motores *brushless* apresentaram as características mais adequadas à aplicação em questão, devido a sua excelente dinâmica combinada ao alto torque. Além disso, sua forma construtiva é mais robusta à operação contínua, quando comparada a de motores com escovas.

Para acoplar cada motor à haste da sua válvula agulha, foram projetadas e fabricadas catracas que limitam o torque de fechamento. Enquanto isso, chaves de fim de curso impedem a abertura da válvula além do seu curso máximo. A robustez dessa solução é discutível, razão pela qual uma solução alternativa é apontada no item 5.2.

No ensaio manual típico, a tensão de alimentação do compressor em teste é regulada pelo operador através de um varivolt. Para automatizar esse procedimento, que é freqüente principalmente no ensaio de partida, foi utilizada uma fonte de alimentação de corrente alternada, com potência de 10 kVA. O envio de comandos entre a fonte e o PC é realizado através da interface GPIB.

Foi instalado um condensador de vapor (trocador de calor) para a redução da temperatura do fluido refrigerante no momento do seu retorno ao reservatório, o que garantiu menor tempo na execução desse procedimento. Já para redução do tempo de retirada do fluido armazenado, foi instalado um resistor aquecedor em torno da base do reservatório. Os comandos de alimentação do ventilador do trocador de calor e do resistor de aquecimento foram automatizados.

Com a arquitetura definida, partiu-se para o desenvolvimento do software de controle da bancada. Todas as rotinas foram baseadas nos padrões operacionais dos ensaios de partida e de tombamento executados na empresa parceira do projeto. O software possui o modo automático e o manual, no qual as válvulas e compressores são comandados pelo operador por meio de uma interface interativa.

Uma das etapas-chave do trabalho foi o projeto dos controladores lineares para o controle das pressões, especialmente da pressão de sucção do compressor em teste durante o ensaio de tombamento. Nesse



ensaio, tal pressão deve ser mantida em valor constante enquanto a pressão de descarga é elevada progressivamente, até que o torque máximo do compressor seja atingido. A variação da pressão de descarga do compressor auxiliar atua como uma perturbação no controle da pressão de sucção do compressor em teste, de forma que o controlador PI, por si só, não é capaz de manter o valor desejado. Foi projetado então um controlador adicional, para rejeição do efeito da perturbação através da pré-alimentação desse sinal. Os resultados foram bastante positivos: conseguiu-se manter a temperatura de evaporação durante o ensaio dentro de uma faixa de tolerância de  $\pm 1$  °C.

Conclui-se que o trabalho atingiu o objetivo estabelecido. Acredita-se que a automação da bancada tenha reduzido significativamente a incerteza dos resultados, através da medição mais exata das pressões e da frequência rotacional do compressor em teste. A avaliação da incerteza dos ensaios é uma das propostas para trabalhos futuros, apresentadas no item 5.2.

## **5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros**

Concluída neste trabalho a validação da bancada protótipo de ensaios automatizados de partida e de tombamento, a etapa seguinte é determinar a arquitetura definitiva da bancada que será instalada na empresa que está servindo de estudo de caso. Objetiva-se aprimorar o seu sistema de automação, considerando o estado-da-arte em instrumentação para medições e controle, visando:

- baixa incerteza na medição das variáveis relacionadas aos ensaios de partida e de tombamento – avaliar e selecionar transmissores de pressão, acelerômetro e sistemas de aquisição para a bancada definitiva;
- altas robustez e velocidade de processamento digital – avaliar e selecionar sistemas de processamento.

Estabelecida uma arquitetura definitiva, será possível avaliar e comparar as incertezas dos resultados obtidos através do ensaio manual, do ensaio automatizado na bancada protótipo e da bancada definitiva, considerando-se:

- incerteza na medição das pressões;
- incerteza do instante de tombamento;

- incerteza da temperatura do enrolamento medida no instante de tombamento.

Os acoplamentos com catraca, instalados entre o eixo dos acionamentos e a haste da válvula, apresentaram indícios de baixa robustez no decorrer dos ensaios. O desgaste da mola da catraca, devido à operação contínua, levou o dispositivo a “girar em falso” em posições intermediárias de abertura de válvula. Essa situação implica manutenção constante do acoplamento, o que é indesejável. Nesse sentido, sugere-se a substituição de catracas e dispositivos de fim de curso por *encoders* absolutos. Através do *encoder*, as posições máxima e mínima do curso da válvula podem ser programadas, impedindo abertura e fechamento além desses limites. Além disso, o procedimento de zeragem<sup>27</sup> da posição das válvulas passaria a ser desnecessário.

A aceleração do tempo de aquecimento da bancada e do compressor foi implementada neste trabalho através da imposição de carga elevada. Através do compressor auxiliar, impõem-se altas pressões de sucção e descarga ao compressor em teste, que fazem aumentar sua corrente de trabalho. No entanto, cargas excessivas podem ocasionar tombamento do compressor, o que torna necessário experimentar valores seguros para cada modelo. Sugere-se, então, a elaboração de uma rotina para ajuste automático dessas pressões a partir da monitoração da frequência rotacional do compressor. Outra alternativa é o aquecimento através da injeção de corrente contínua com o compressor em operação, através de um protótipo que se encontra em desenvolvimento (mencionado no item 4.9).

Sugere-se estudar a viabilidade de realizar o ensaio de tombamento sem efetivamente “tombar” o compressor. Sua pressão de descarga seria elevada até a eminência do tombamento e, nesse exato instante, sua tensão de alimentação seria aumentada. A consequência dessa ação seria o aumento instantâneo do torque do motor, que restabeleceria sua frequência rotacional nominal. A nova carga para realização do ensaio poderia então ser ajustada, sem necessidade de realização do retorno do fluido refrigerante para o circuito auxiliar – que, na operação típica, reduz as pressões e permite que o compressor

---

<sup>27</sup> O procedimento de zeragem é realizado quando a bancada é ligada, pois, nesse momento, não se sabe o quão abertas estão as válvulas. Isso porque os *encoders* dos acionamentos MAXON são relativos, de forma que sua posição – guardada em memória volátil – é perdida quando os controladores EPOS são desligados. O software foi programado para salvar as últimas posições angulares dos acionamentos em arquivos de texto, que são lidos quando a bancada é ligada. No entanto, paradas inesperadas do software podem causar inconsistência entre as posições reais dos acionamentos e os valores de posição salvos nos arquivos.

em teste seja religado. Esse novo procedimento de ensaio reduziria ainda mais os tempos envolvidos.

Sugere-se ainda analisar a possibilidade de integração de outros ensaios à bancada desenvolvida neste trabalho, como, por exemplo, o ensaio de vibração. Nele, mede-se a vibração do compressor operando em determinadas condições de pressão. A instrumentação utilizada para medição de frequência rotacional – através do sinal de vibração – e os controles automáticos das pressões de sucção e descarga permitiriam o desenvolvimento de rotinas para a execução desse ensaio na bancada automatizada.



## REFERÊNCIAS

- 1 CAPES. Portal de Periódicos. Disponível em: <<http://www.periodicos.capes.gov.br/portugues/index.jsp>>. Acesso em: 13 outubro 2010.
- 2 POLETTO, E. L. **Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos visando reduzir incertezas de medição**. Dissertação de Mestrado - Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2006.
- 3 FLESCHE, R. C. C. **Desenvolvimento e Instalação de Recursos de Automação Aplicados a Ensaios de Compressores de Refrigeração da Embraco**. Monografia – Curso de Graduação em Engenharia de Controle e Automação. UFSC. Florianópolis. 2006.
- 4 INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 917: Testing of Refrigerant Compressors**. 2. ed. Switzerland: [s.n.], 1989.
- 5 BARBOSA, F. Q. **Redução das Incertezas nas Medições de Grandezas Elétricas em uma Bancada de Ensaios de Desempenho de Compressores**. Dissertação de Mestrado – Curso de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2006.
- 6 HENKLEIN, P. **Análise de Ensaios de Compressores Herméticos Durante o Transitório**. Dissertação de Mestrado – Curso de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2006.
- 7 STEINBACH, K. **Identificação do Instante de Entrada em Condição de Regime Permanente em Ensaios de Desempenho de Compressores**. Dissertação de Mestrado – Curso de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2008.
- 8 CASELLA, A. V. **Ferramenta Fuzzi-Bayesiana para Identificação do Instante de Entrada no Regime Permanente em Ensaios de Desempenho de Compressores**. Dissertação de Mestrado – Curso de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2008.
- 9 SCUSSEL, J. N. **Propostas de Ações para Reduzir o Tempo Demandado por Ensaio de Desempenho de Compressores**

**Herméticos.** Dissertação de Mestrado - Curso de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2006.

10 PACHECO, A. L. S. **Desenvolvimento de um Sistema para Medir a Resistência de Enrolamento em Motores de Compressores Energizados.** Dissertação de Mestrado - Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2007.

11 PETROVIC, S. A. B. **Proposta de Arquitetura do Sistema de Automação Aplicado a Ensaios de Desempenho de Compressores Herméticos de Refrigeração.** Dissertação de Mestrado – Curso de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2007.

12 DEMAY, M. B. **Desenvolvimento de um Sistema para Medição de Frequência Rotacional em Compressores Herméticos.** Dissertação de Mestrado - Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2008.

13 GAVILON, I. **Desenvolvimento de um Sistema para Avaliação de Incertezas em Bancadas de Ensaios de Desempenho de Compressores de Refrigeração.** Dissertação de Mestrado – Curso de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2008.

14 U.S. NAVY, BUREAU OF NAVAL PERSONNEL TRAINING PUBLICATIONS DIVISION. **Refrigeração e Condicionamento de Ar.** [S.l.]: Hemus, 2004.

15 DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração.** [S.l.]: Hemus, 2004.

16 SILVA, J. D. C. **Refrigeração Comercial, Climatização Industrial.** [S.l.]: Hemus, 2004.

17 MC GRAW HILL. What is EES? **EES - Engineering Equation Solver.** Disponível em: <<http://www.mhhe.com/engcs/mech/ees/whatisees.html>>. Acesso em: 11 Novembro 2009.

18 ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 5. ed. [S.l.]: Mc Graw-Hill, 2006.

19 WHITMAN, W. C.; JOHNSON, W. M.; TOMCZYC, J. A. **Refrigeration & Air Conditioning Technology.** 5. ed. [S.l.]: Thomson - Delmar Learning, 2005.

- 20 FITZGERALD, A. E.; KINGSLEY JR, C.; UMANS, S. D. **Máquinas Elétricas**. 6. ed. [S.l.]: Bookman, 2006.
- 21 HUGHES, A. **Electric Motors and Drives**. 3. ed. [S.l.]: Newnes, 2006.
- 22 KOSOW, I. L. **Máquinas Elétricas e Transformadores**. 5. ed. [S.l.]: Globo, 1985.
- 23 STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. [S.l.]: Edgard Blücher LTDA, 2002.
- 24 MORRIS, A. S. **Measurement and Instrumentation Principles**. 3. ed. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2001.
- 25 FRADEN, J. **Handbook of Modern Sensors**. 3. ed. New York: Springer, 2003.
- 26 FIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E. **Theory and Design for Mechanical Measurements**. 3. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2000.
- 27 WEBSTER. **Measurement, Instrumentation, and Sensors Handbook**. [S.l.]: CRC Press LLC, 1999.
- 28 KO, W. H. **Sensors and Actuators**. [S.l.]: [s.n.], 1986.
- 29 BOYES, W. **Instrumentation Reference Book**. 3. ed. [S.l.]: Butterworth Heinemann, 2002.
- 30 WEEGE, T. A. **Avaliação de Tecnologias Aplicáveis à Medição de Pressão em Pequenos Volumes em Compressores de Refrigeração**. Dissertação de Mestrado - Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. UFSC. Florianópolis. 2009.
- 31 HBM. **Strain Gages for Transducer Manufacturers**. Disponível em:  
<[http://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/s1266\\_35-36.pdf](http://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/s1266_35-36.pdf)>. Acesso em: 11 Novembro 2009.
- 32 GAUTSCHI, G. **Piezoelectric Sensorics**. [S.l.]: Springer, 2002.
- 33 WALTER, M. L. **Control of Refrigeration Compressor Calorimeter for Minimum Testing Time**. [S.l.]: A. Bell & Howell Company, 1973.
- 34 RODRIGUES, R. S. **Análise dos Esforços Dinâmicos Transmitidos pelo Eixo e Pistão ao Bloco de Compressores**

**Herméticos.** Dissertação de Mestrado - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. UFSC. [S.l.]. 2003.

35 NESBITT, B. (Ed.). **Guide to European Valves - for Control, Isolation and Safety.** 2. ed. [S.l.]: Professional Engineering Publishing, 2001.

36 LIPTÁK, B. G. (Ed.). **Instrument Engineers' Handbook - Process Control and Optimization.** CRC Press. ed. [S.l.]: [s.n.], 2006.

37 STEPHENSON, D. **Pipeline Design for Water Engineers.** 2. ed. [S.l.]: Elsevier, 1981.

38 MEJIAS, A. **Refrigeration License Examinations.** 2. ed. [S.l.]: Thomson - Arco, 2002.

39 FRANKLIN VALVE. **Valve and Suply.** Disponível em: <<http://franklinvalve.com/images/BallValve.gif>>. Acesso em: 12 Novembro 2009.

40 COOLEY, D. C. **Válvulas Industriais: Teoria e Prática.** Rio de Janeiro: [s.n.], 1986.

41 US DEPARTMENT OF ENERGY. **Fundamentals Handbook - Mechanical Science.** [S.l.]: [s.n.], v. 2.

42 MOBLEY, R. K. **Fluid Power Dynamics.** [S.l.]: Newnes, 2000.

43 OGATA, K. **Modern Control Engineering.** 3. ed. [S.l.]: Prentice Hall, 1997.

44 SWAGELOK. **Integral Bonet Needle Valves - 0, 1, 18, 20 and 26 Series.** Disponível em: <<http://www.swagelok.com>>. Acesso em: 02 Setembro 2009.

45 MARTIN, C. A. **Apostila - Aplicação de Acionamentos Eletromecânicos à Automação.** [S.l.]. 1998.

46 ANDERSON, E. P.; PALMQUIST, R. E. **Refrigeration: Home and Commercial.** 4. ed. [S.l.]: Hemus, 2002.

47 EMBRACO. **Informativo Técnico - Utilização do R 134a em Sistemas Herméticos de Refrigeração LBP.** [S.l.]. 1996.

48 EMBRACO. **Padrão Operacional (POP) - Ensaio de Partida.** [S.l.].



- 49 EMBRACO. **Padrão Operacional (POP) - Ensaio de Tombamento.** [S.l.].
- 50 WIKA. Your Partner for Pressure and Temperature Measurement Solutions. Disponível em: <<http://www.wika.com>>. Acesso em: 20 Novembro 2009.
- 51 FLO-PRODUCTS Company. **WIKA Instrument Corporation.** Disponível em: <<http://www.flo-products.com/floprod/wiktrpehdpt.html>>. Acesso em: 10 nov. 2009.
- 52 WIKA. **Folha de Dados - Pressure Transmitter for Precision Measurements - Model P-10, standard version.** [S.l.]: [s.n.].
- 53 EMBRACO. **Padrão Operacional - Dispositivos de Sincronismo. GTTP.** [S.l.].
- 54 AGILENT TECHNOLOGIES. **Agilent 1146A AC/DC Oscilloscope Current Probe - User's Guide.** [S.l.]. 2005.
- 55 IOPE. Instrumentos de Precisão. Disponível em: <<http://www.iope.com.br/>>. Acesso em: 20 Novembro 2009.
- 56 INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição.** 3. ed. [S.l.]: [s.n.], 2003.
- 57 SWAGELOK. Fluid Systems Technologies. Disponível em: <<http://www.swagelok.com/>>. Acesso em: 12 Novembro 2009.
- 58 DANFOSS. Disponível em: <<http://www.danfoss.com>>. Acesso em: 20 Novembro 2009.
- 59 TOSHIBA. **Folha de Dados - Bipolar Digital Integrated Circuit Silicon Monolithic - ULN2803A.** [S.l.]: [s.n.].
- 60 FESTO. Pneumatic & Electric Automation Worldwide. Disponível em: <<http://www.festo.com>>. Acesso em: 20 Novembro 2009.
- 61 MGA. Metalúrgia Golden Arts LTDA. Disponível em: <<http://www.mga.com.br/>>. Acesso em: 20 jun. 2010.
- 62 MAXON Motor - Driven by Precision. Disponível em: <<http://www.maxonmotor.com>>. Acesso em: 02 Setembro 2009.
- 63 MAXON. **Folha de Dados - EC 45, 250 W.** [S.l.].

- 64 EXTECH ELECTRONICS. Exceeding Technology Barriers. Disponível em: <<http://www.extech-electronics.com>>. Acesso em: 20 Novembro 2009.
- 65 NATIONAL INSTRUMENTS. **NI USB-6501: Low Cost Digital I/O Device for USB**. [S.l.].
- 66 CIA - CAN IN AUTOMATION. **Controller Area Network**. Disponível em: <<http://www.can-cia.org/>>. Acesso em: 03 Dezembro 2009.
- 67 FERREIRA, J. M. M. **Introdução ao Projecto com Sistemas Digitais e Microcontroladores**. 1. ed. [S.l.]: FEUP edições, 1998.
- 68 LIPTÁK, B. G. (Ed.). **Instrument Engineers' Handbook - Process Software and Digital Networks**. 3. ed. [S.l.]: CRC Press, 2002.
- 69 NATIONAL INSTRUMENTS. **What is LabVIEW?** Disponível em: <<http://www.ni.com/labview/whatis/>>. Acesso em: 16 Novembro 2009.
- 70 MATHWORKS. **Matlab**. Disponível em: <<http://www.mathworks.com/>>. Acesso em: 18 Novembro 2009.
- 71 MATLAB. **System Identification Toolbox 7.3.1**. Disponível em: <<http://www.mathworks.com/products/sysid/>>. Acesso em: 16 Novembro 2009.
- 72 MATHWORKS. **Sisotool**. Disponível em: <<http://www.mathworks.it/access/helpdesk/help/toolbox/control/ref/sisotool.html>>. Acesso em: 18 Novembro 2009.
- 73 VAHAB, H. **Handbook of Heating, Ventilation, and Air Conditioning**. [S.l.]: CRC Press LLC, 2001.
- 74 DANFOSS. **Automação Industrial - Catálogo de Produtos 2008**. Disponível em: <<http://www.danfoss.com.br>>. Acesso em: 02 Setembro 2009.
- 75 ALBERTAZZI, A.; SOUZA, A. R. **Fundamentos da Metrologia Científica e Industrial**. 1. ed. [S.l.]: Manole, 2008.

**APÊNDICE A – ENSAIOS COM O COMPRESSOR  
INSTRUMENTADO EM 45 HNR**

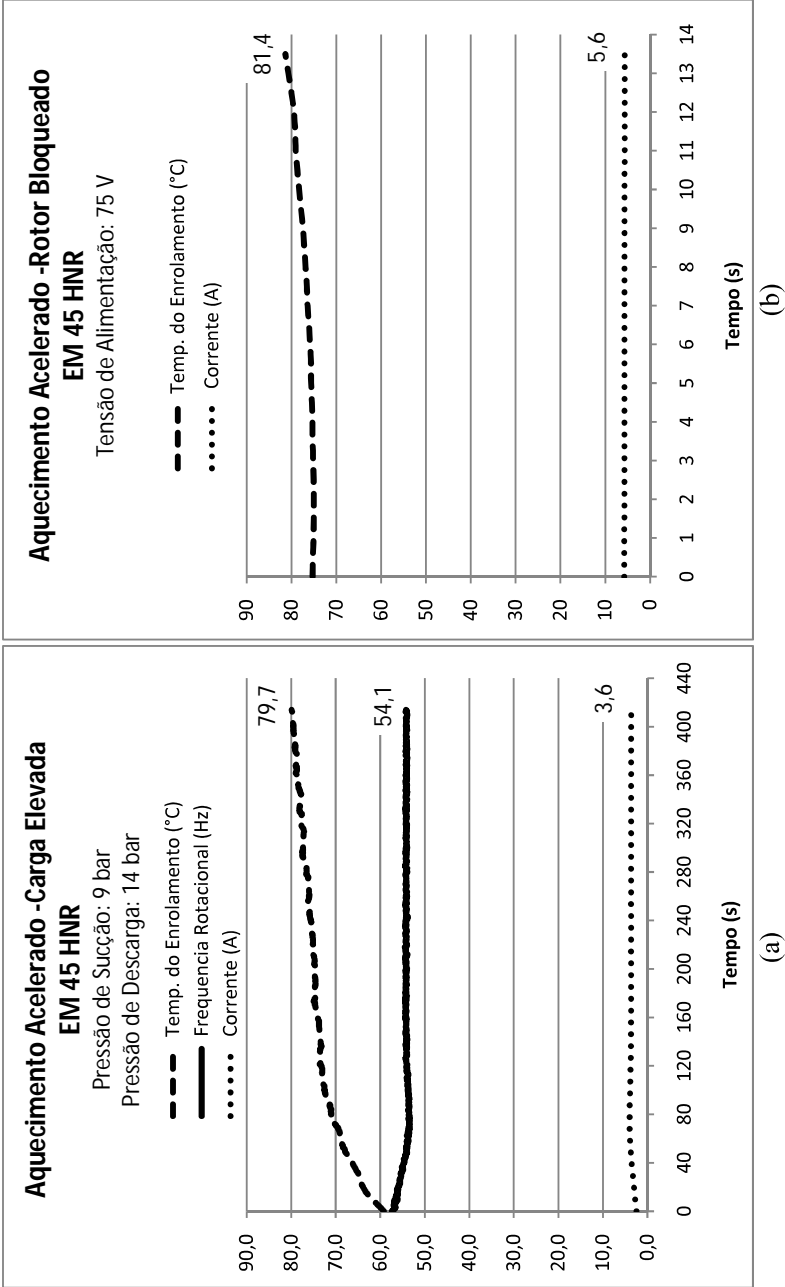
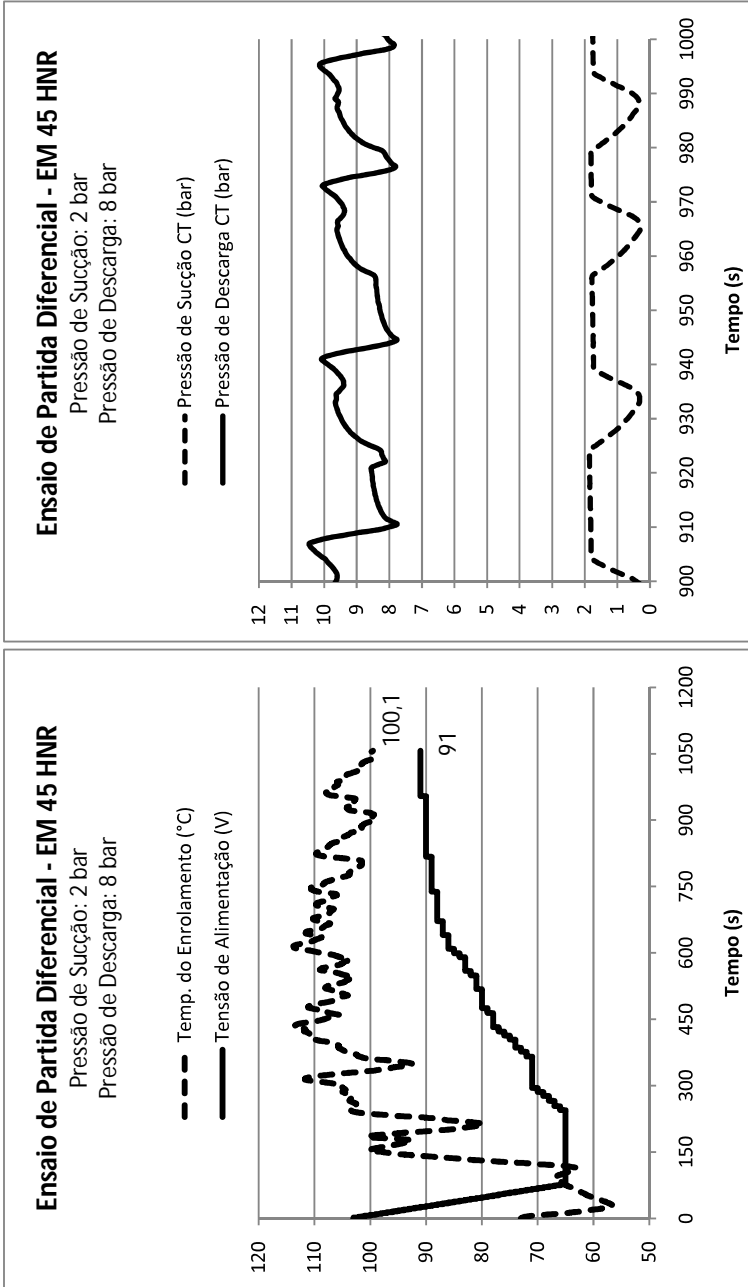


Figura A.1 – Aquecimento acelerado. Compressor instrumentado: EM 45 HNR.  
(a) Carga elevada. (b) Rotor bloqueado.



(a)

(b)

Figura A.2 – Ensaio de partida diferencial (2 bar vs 8 bar). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR.

(a) Temperatura do enrolamento e tensão de alimentação.

(b) Pressões de sucção e descarga.

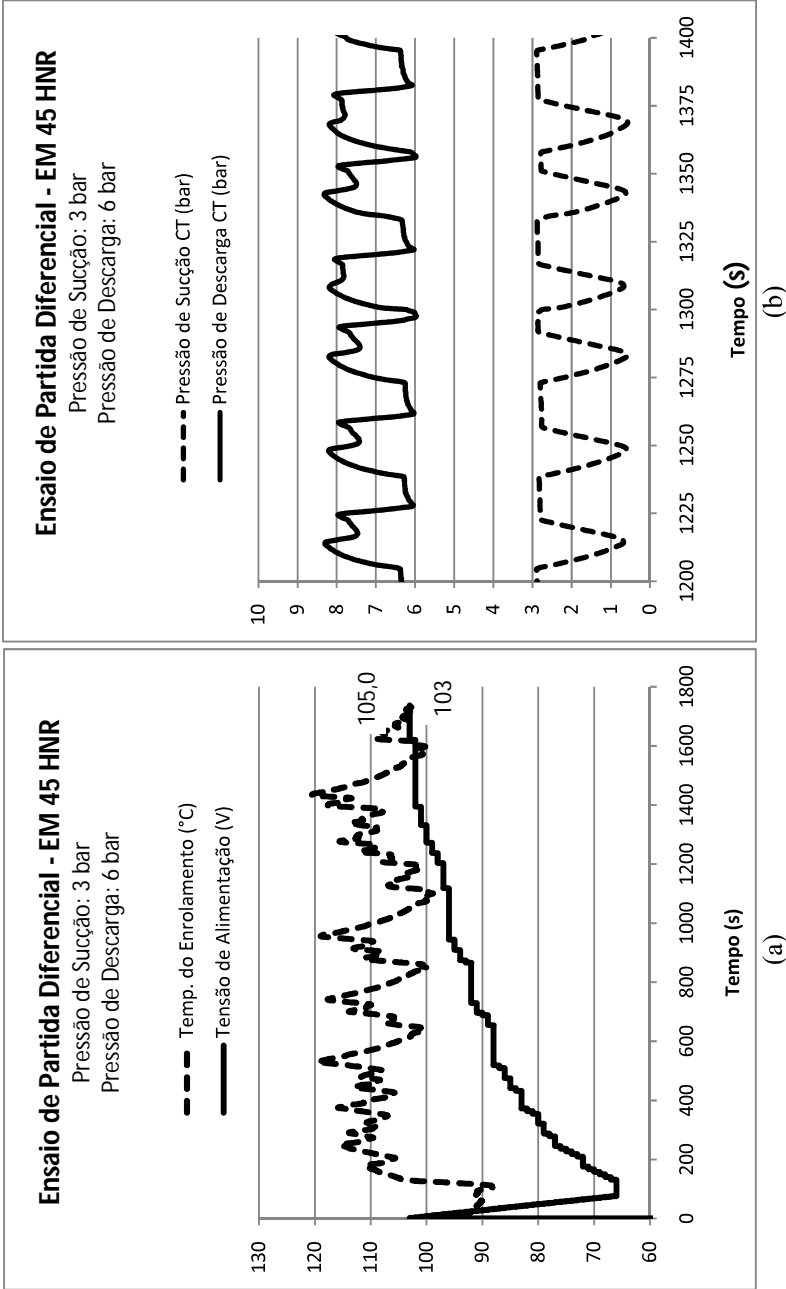
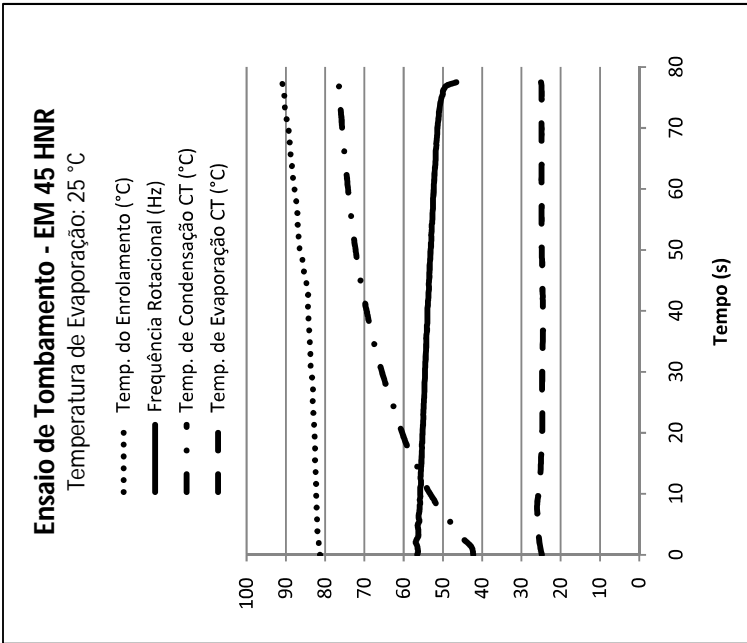


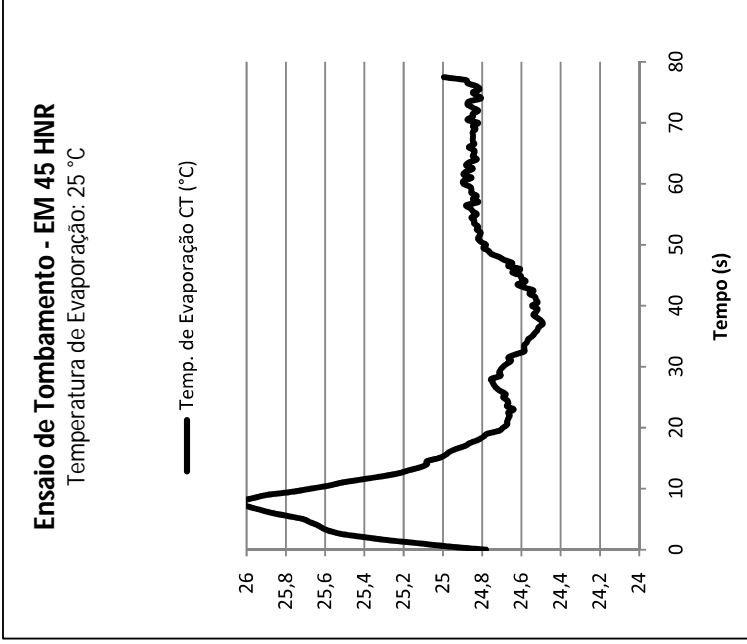
Figura A.3 – Ensaio de partida diferencial (3 bar vs 6 bar). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR.

(a) Temperatura do enrolamento e tensão de alimentação.

(b) Pressões de sucção e descarga.

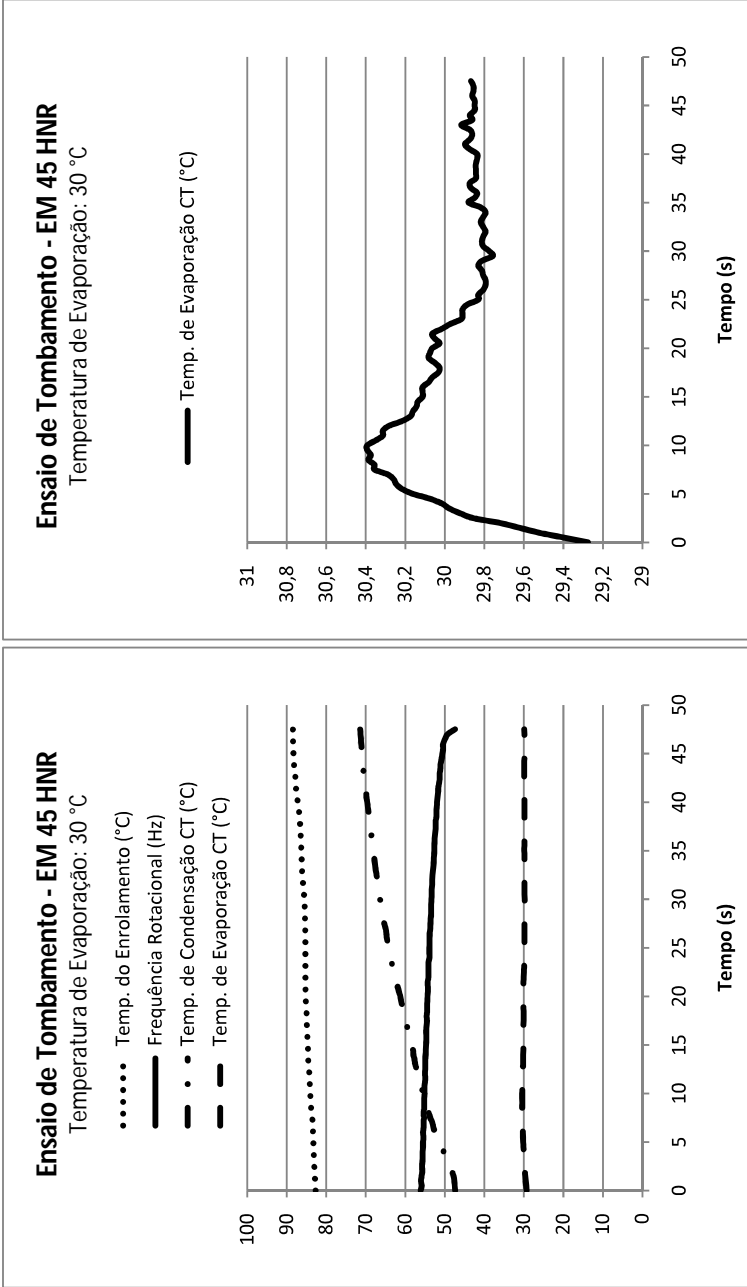


(a)



(b)

Figura A.4 – Ensaio de tombamento (25 °C). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR.  
 (a) Temperatura do enrolamento, freqüência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.



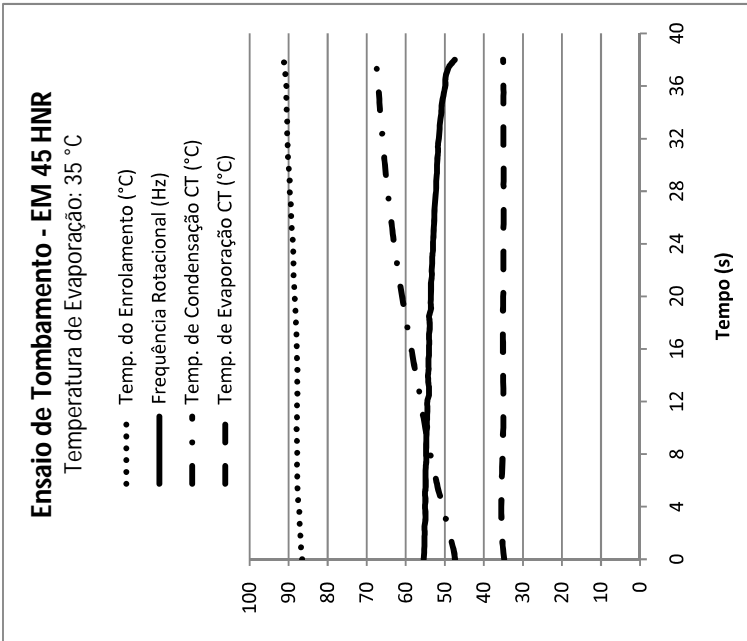
(a)

(b)

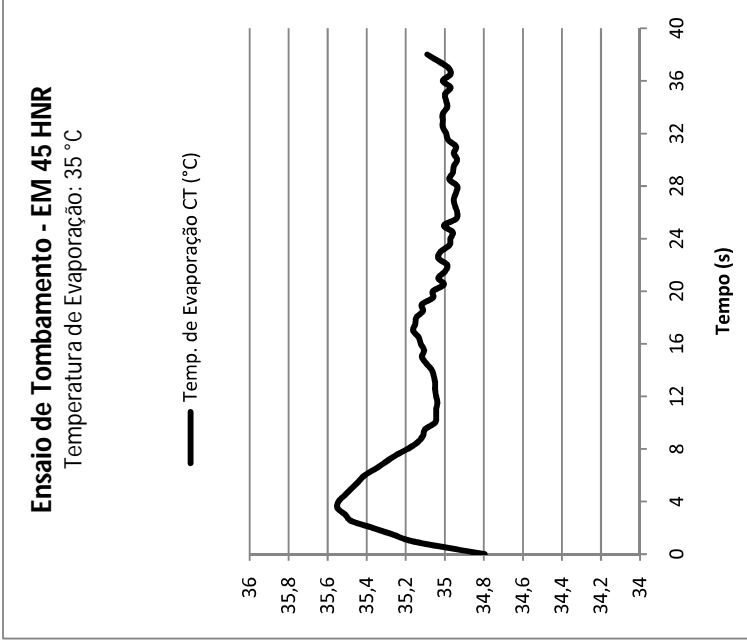
Figura A.5 – Ensaio de tombamento (30 °C). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR.

(a) Temperatura do enrolamento, freqüência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
(b) Temperatura de evaporação, em detalhe.



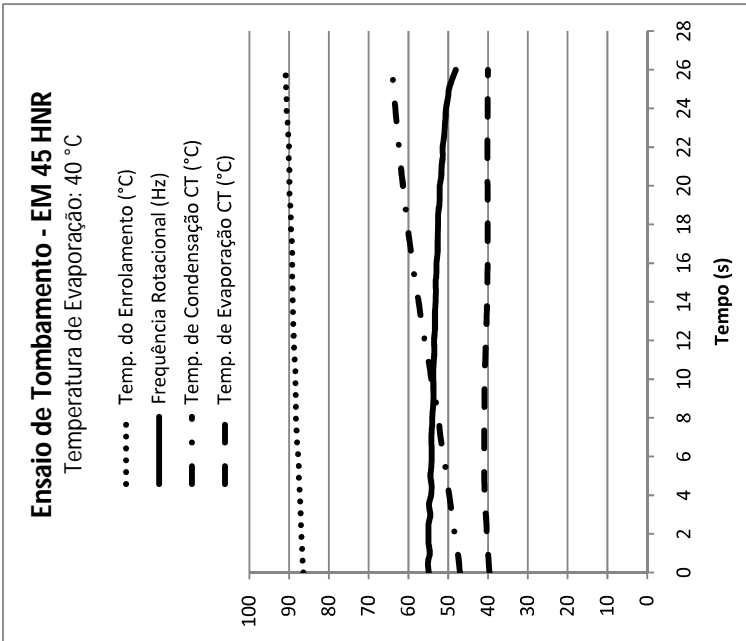


(a)

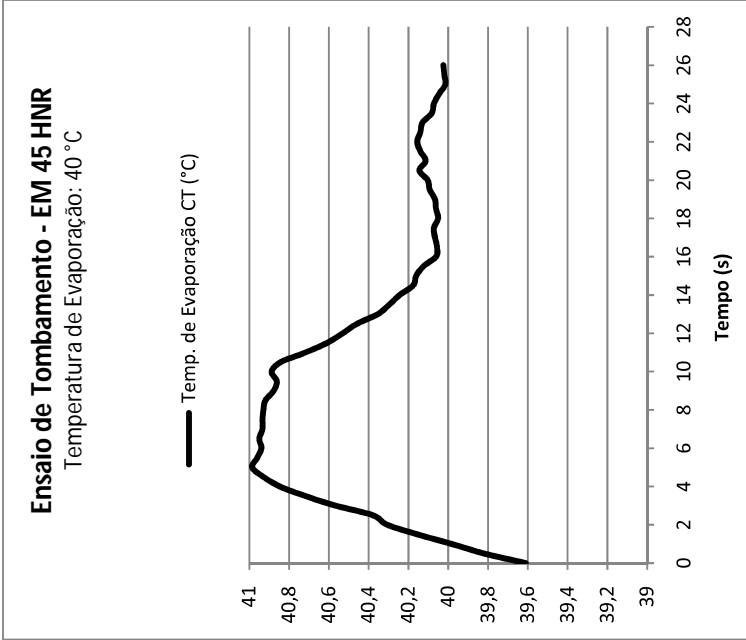


(b)

Figura A.6 — Ensaio de tombamento (35 °C). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR.  
 (a) Temperatura do enrolamento, freqüência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.



(a)



(b)

Figura A.7 – Ensaio de tombamento (40 °C). Compressor Instrumentado: EM 45 HNR.

(a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.

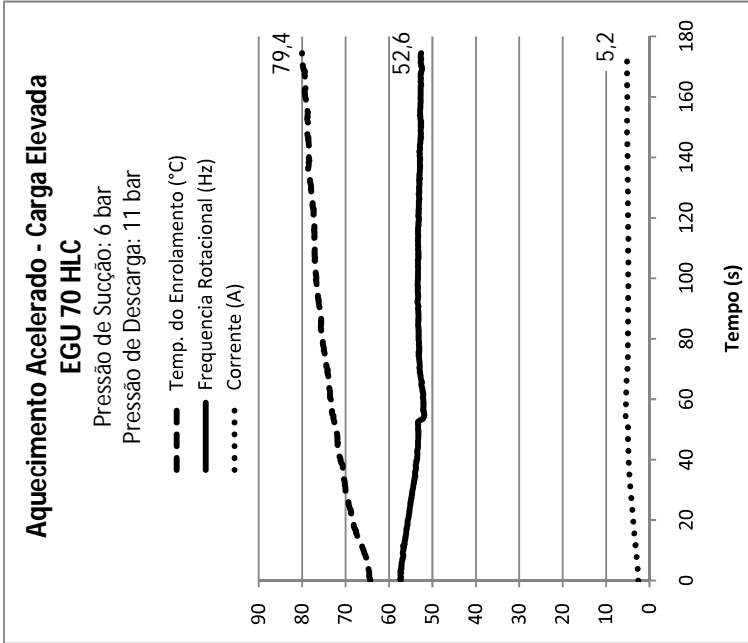
Tabela A.1 – Resultados do ensaio de tombamento. Compressor instrumentado:  
EM 45 HNR – 25 °C, 30°C.

<b>Ensaio de Tombamento - EM 45 HNR - 25 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	24,93	78,01	5,63	24,21	83,73	556
2° ciclo	24,84	76,85	5,61	23,60	88,47	221
3° ciclo	24,92	76,24	5,62	23,27	89,50	200
4° ciclo	24,96	76,71	5,63	23,52	90,97	177
5° ciclo	24,99	76,50	5,64	23,41	90,97	175
<b>Média</b>	24,93	76,86	5,63	23,60	88,73	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,06	0,68	0,01	0,36	2,98	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,15	1,75	0,03	0,93	7,67	
<b>Resultado</b>	(24,9 ± 0,2)	(76,9 ± 1,7)	(5,6 ± 0,2)	(23,6 ± 0,9)	(88,7 ± 7,7)	
<b>Média + Repetitividade</b>	25,1	78,6	5,8	24,5	96,4	
<b>Média - Repetitividade</b>	24,7	75,11	5,4	22,7	81,0	
<b>Ensaio de Tombamento - EM 45 HNR - 30 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	29,74	71,41	6,63	20,86	87,05	1478
2° ciclo	29,89	71,48	6,66	20,88	88,47	167
3° ciclo	30,11	71,63	6,72	20,94	90,30	148
4° ciclo	29,99	71,44	6,69	20,85	91,57	147
5° ciclo	30,06	71,43	6,70	20,84	91,68	158
<b>Média</b>	29,96	71,48	6,68	20,87	89,82	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,15	0,09	0,04	0,04	2,02	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,38	0,22	0,09	0,11	5,18	
<b>Resultado</b>	(30,0 ± 0,4)	(71,5 ± 0,2)	(6,7 ± 0,1)	(20,9 ± 0,1)	(89,8 ± 5,2)	
<b>Média + Repetitividade</b>	30,4	71,7	6,8	21,0	95,0	
<b>Média - Repetitividade</b>	29,6	71,3	6,6	20,8	84,6	

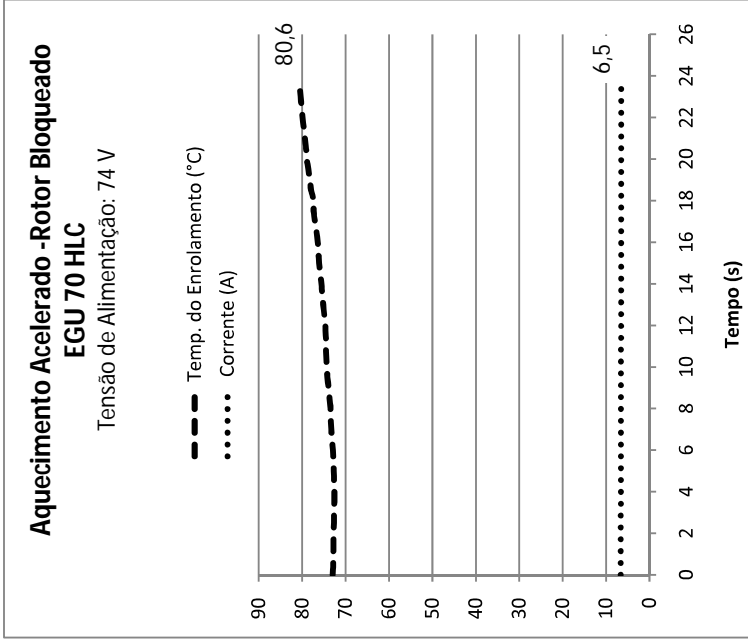
Tabela A.2 – Resultados do ensaio de tombamento. Compressor instrumentado:  
EM 45 HNR – 35 °C, 40°C.

<b>Ensaio de Tombamento - EM 45 HNR - 35 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	35,09	67,57	7,88	19,03	91,20	2230
2° ciclo	35,05	67,56	7,87	19,03	91,72	124
3° ciclo	35,02	67,61	7,86	19,05	91,95	127
4° ciclo	35,10	67,68	7,88	19,08	91,99	123
5° ciclo	35,13	67,76	7,89	19,11	92,49	122
<b>Média</b>	35,08	67,64	7,88	19,06	91,87	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,04	0,08	0,01	0,04	0,47	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,11	0,22	0,03	0,10	1,20	
<b>Resultado</b>	(35,1 ± 0,1)	(67,6 ± 0,2)	(7,9 ± 0,1)	(19,1 ± 0,1)	(91,9 ± 1,2)	
<b>Média + Repetitividade</b>	35,2	67,8	8,0	19,2	93,1	
<b>Média - Repetitividade</b>	35,0	67,4	7,8	19,0	90,7	
<b>Ensaio de Tombamento - EM 45 HNR - 40 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	40,04	64,37	9,16	17,61	92,03	2839
2° ciclo	40,02	64,16	9,16	17,52	90,92	109
3° ciclo	40,10	64,04	9,18	17,48	91,15	111
4° ciclo	40,04	64,26	9,16	17,57	91,16	114
5° ciclo	40,17	64,25	9,20	17,56	90,39	111
<b>Média</b>	40,07	64,21	9,17	17,55	91,13	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,06	0,12	0,02	0,05	0,59	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,16	0,32	0,04	0,12	1,53	
<b>Resultado</b>	(40,1 ± 0,2)	(64,2 ± 0,3)	(9,2 ± 0,1)	(17,6 ± 0,1)	(91,1 ± 1,5)	
<b>Média + Repetitividade</b>	40,3	64,5	9,3	17,7	92,6	
<b>Média - Repetitividade</b>	39,9	63,9	9,1	17,5	89,6	

**APENDICE B – ENSAIOS COM O COMPRESSOR  
INSTRUMENTADO EGU 70 HLC**



(a)



(b)

Figura B.1 – Aquecimento acelerado. Compressor instrumentado: EGU 70 HLC.  
 (a) Carga elevada. (b) Rotor bloqueado

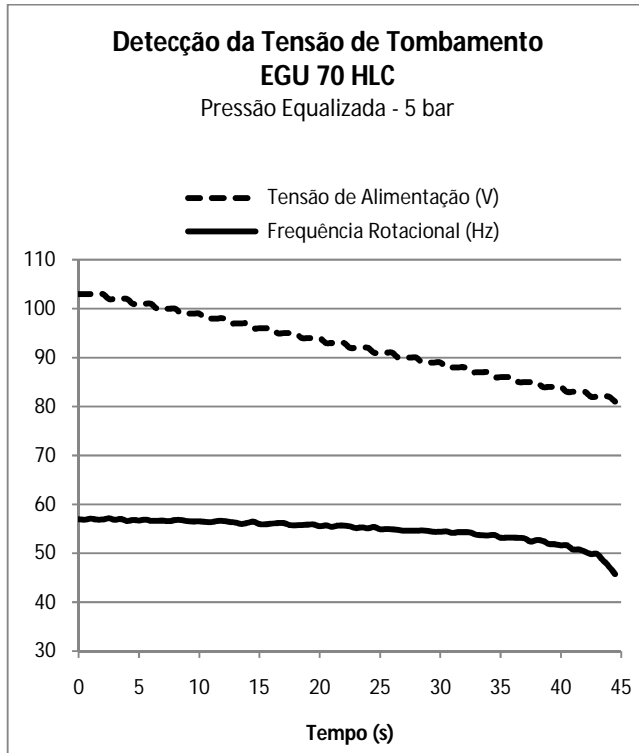
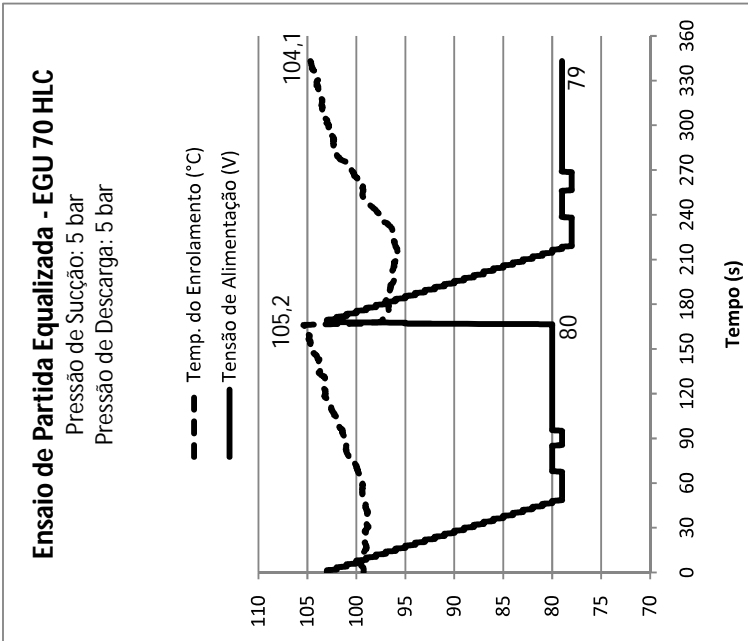
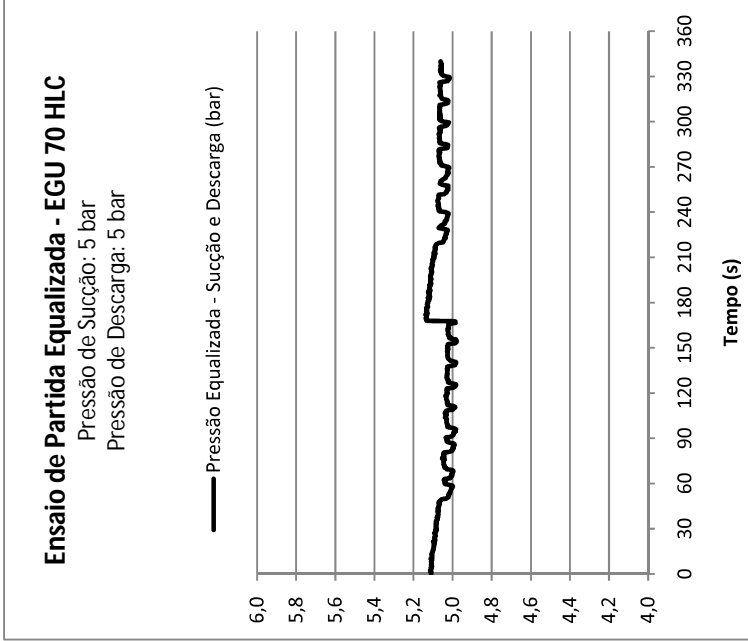


Figura B.2 – Deteccção da tensão de tombamento. Compressor instrumentado:  
EGU 70 HLC



(a)

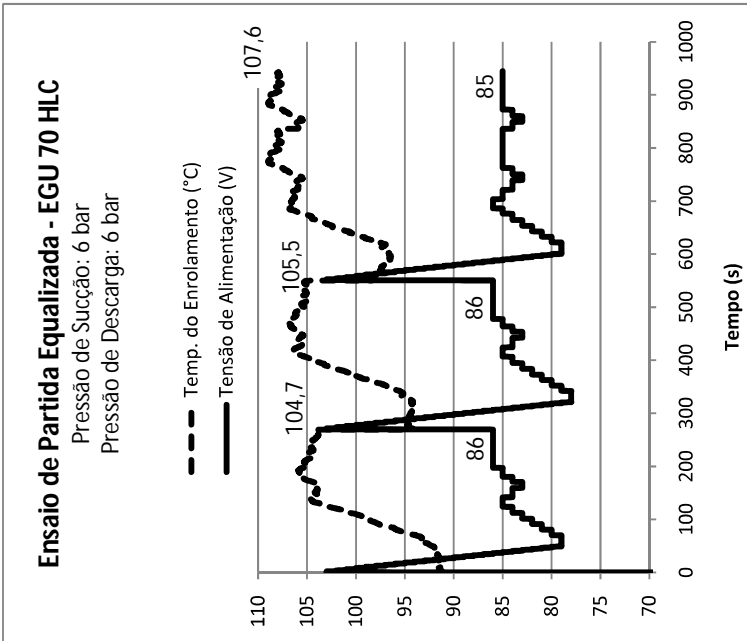


(b)

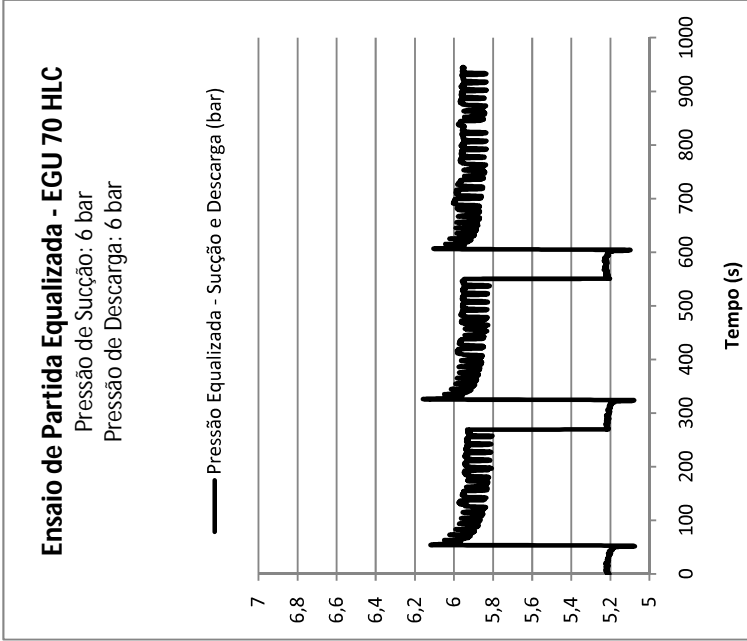
Figura B.3 – Ensaio de partida equalizada (5 bar vs 5 bar). Compressor instrumentado: EGU 70 HLC.

(a) Temperatura de enrolamento e tensão de alimentação. (b) Pressão equalizada.



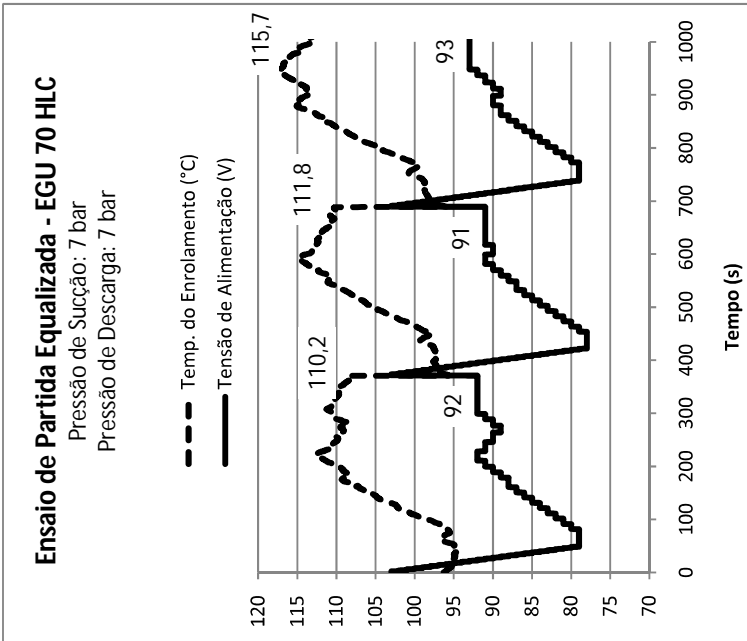


(a)

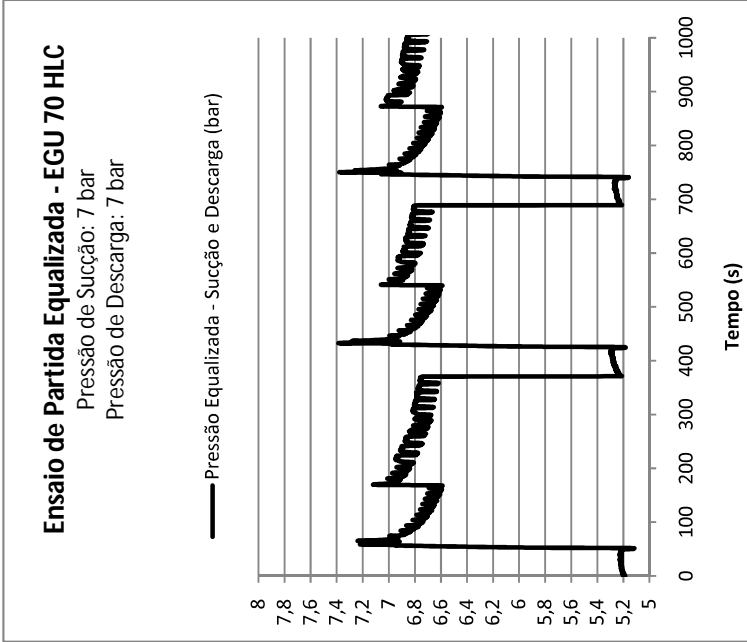


(b)

Figura B.4 – Ensaio de partida equalizada (6 bar vs 6 bar). Compressor instrumentado: EGU 70 HLC.  
(a) Temperatura de enrolamento e tensão de alimentação. (b) Pressão equalizada.

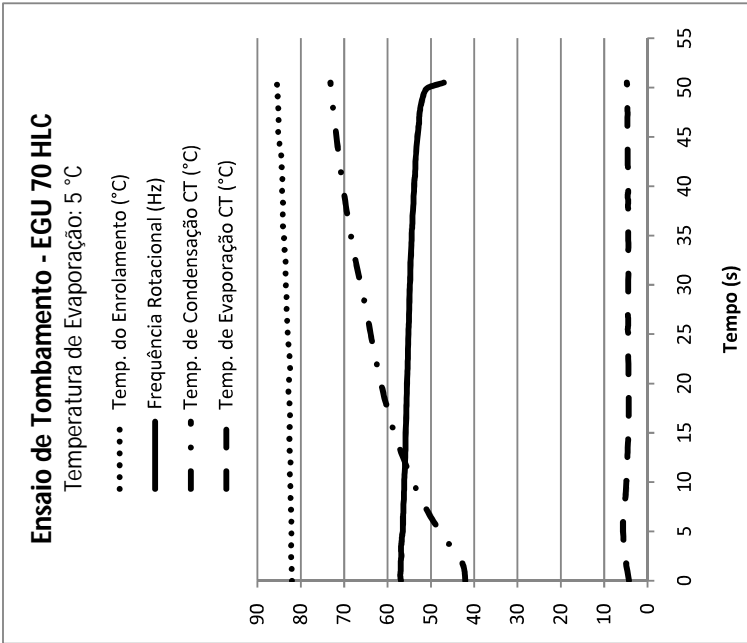


(a)

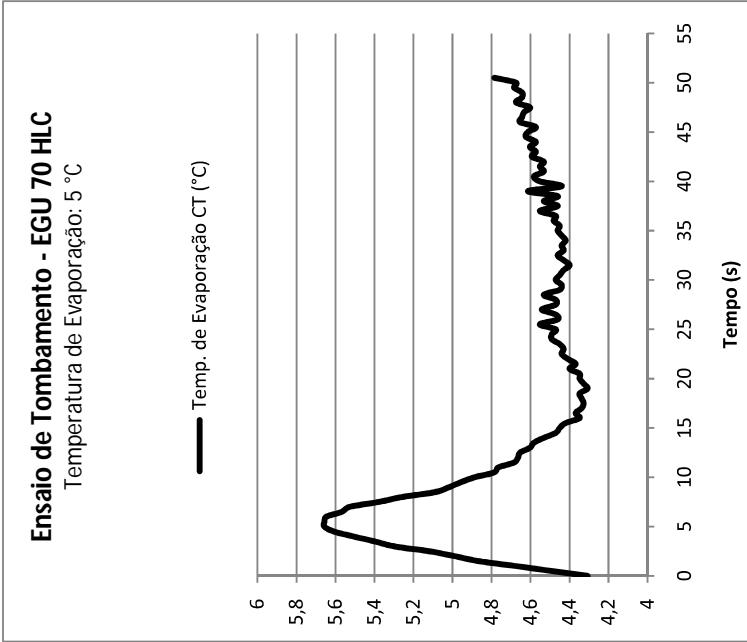


(b)

Figura B.5 – Ensaio de partida equalizada (7 bar vs 7 bar). Compressor instrumentado: EGU 70 HLC. (a) Temperatura de enrolamento e tensão de alimentação. (b) Pressão equalizada.



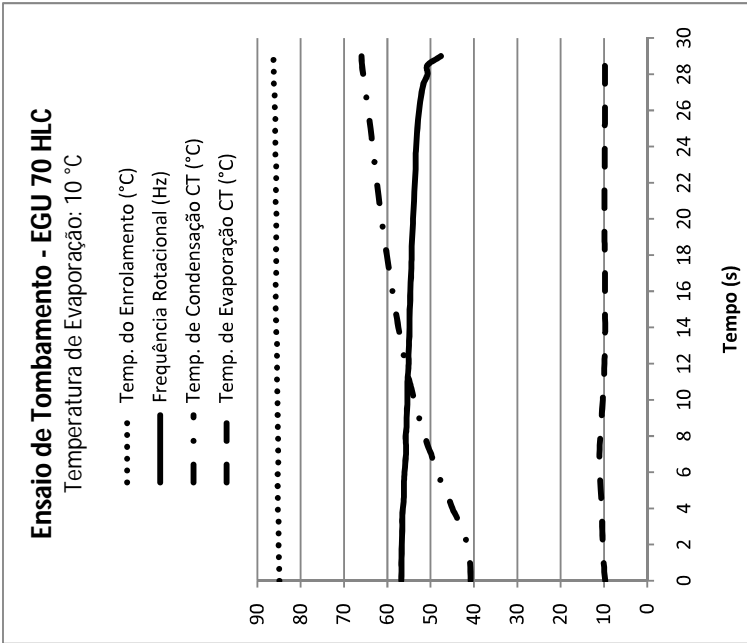
(a)



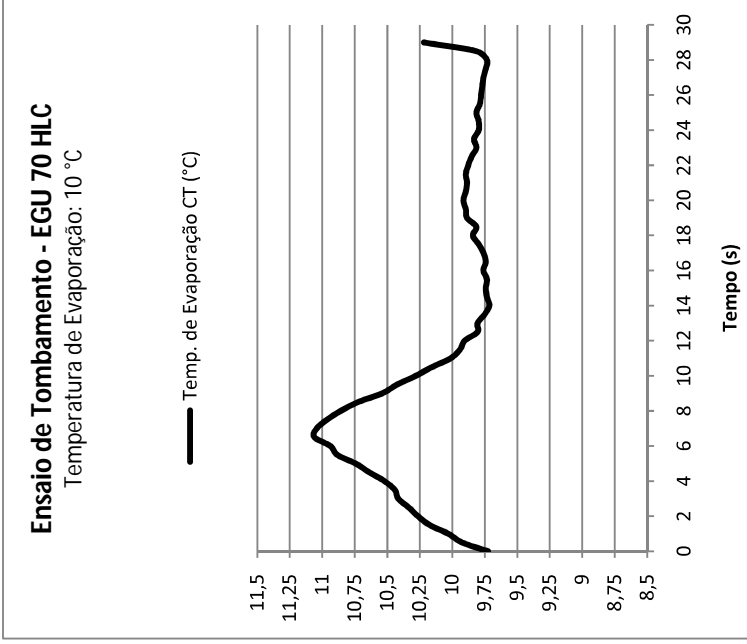
(b)

Figura B.6 – Ensaio de tombamento (5 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC.

(a) Temperatura do enrolamento, freqüência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.

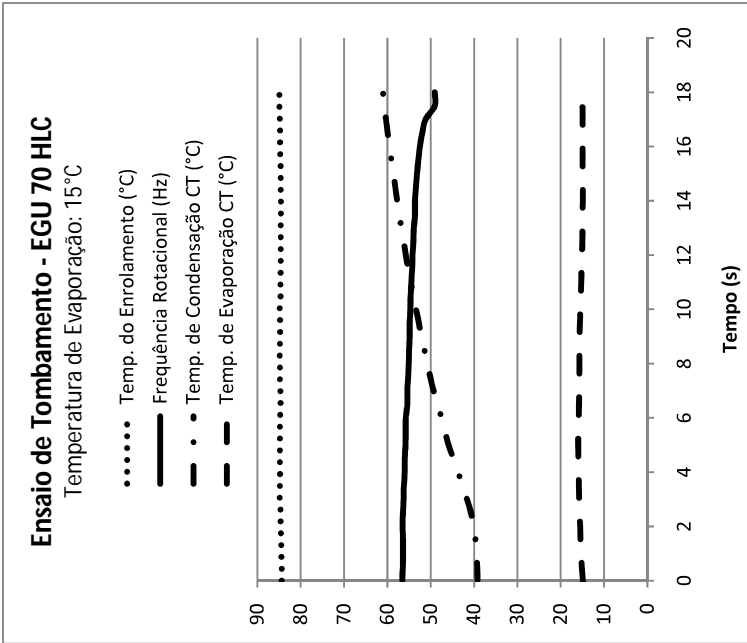


(a)

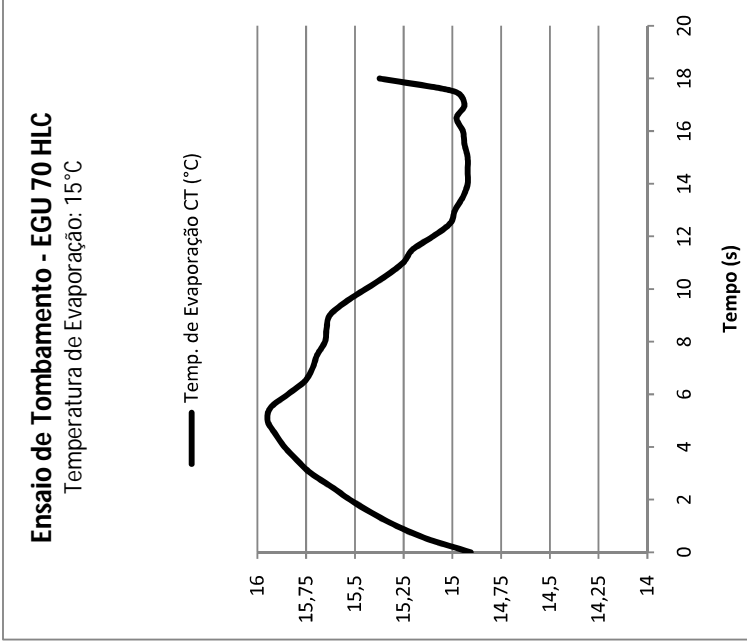


(b)

Figura B.7 – Ensaio de tombamento (10 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC.  
 (a) Temperatura do enrolamento, freqüência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.

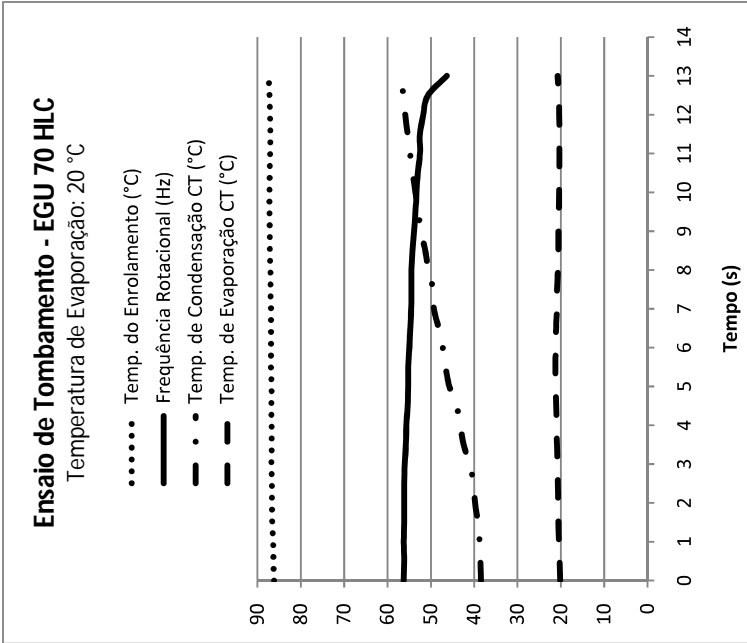


(a)

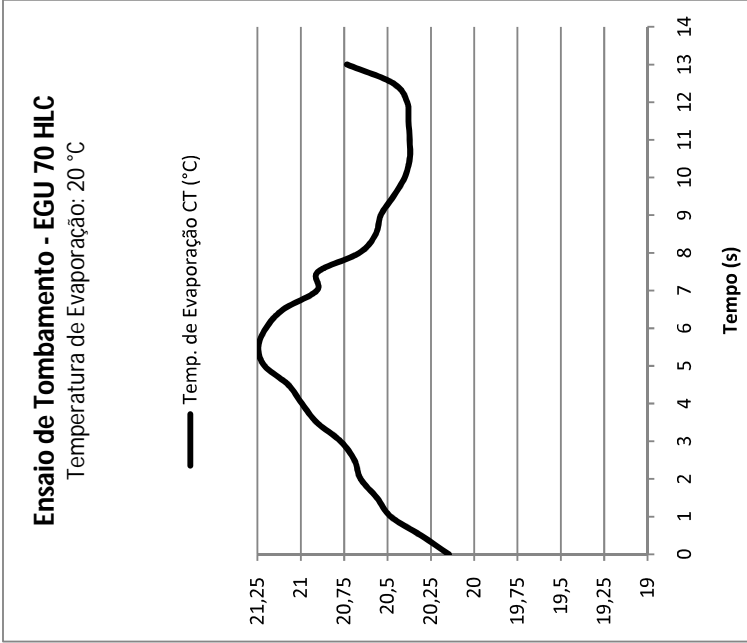


(b)

Figura B.8 – Ensaio de tombamento (15 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC.  
 (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.



(a)



(b)

Figura B.9 – Ensaio de tombamento (20 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC.

(a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.

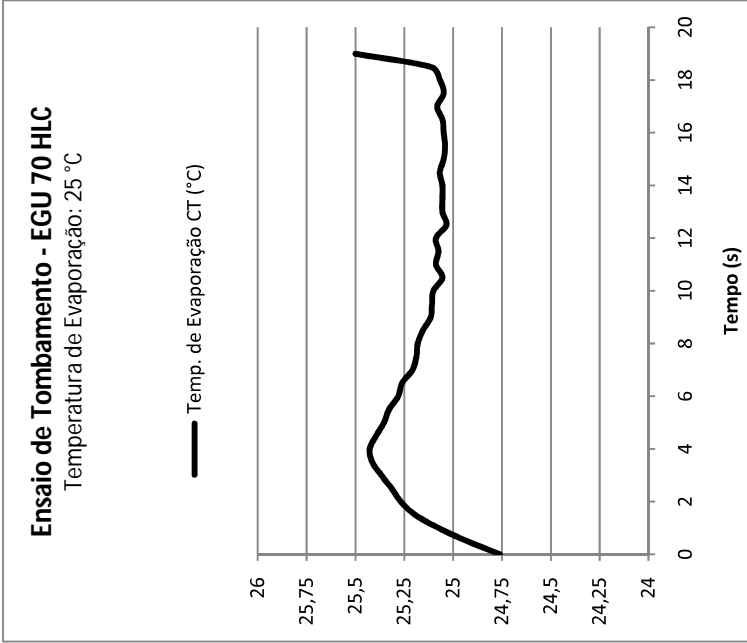
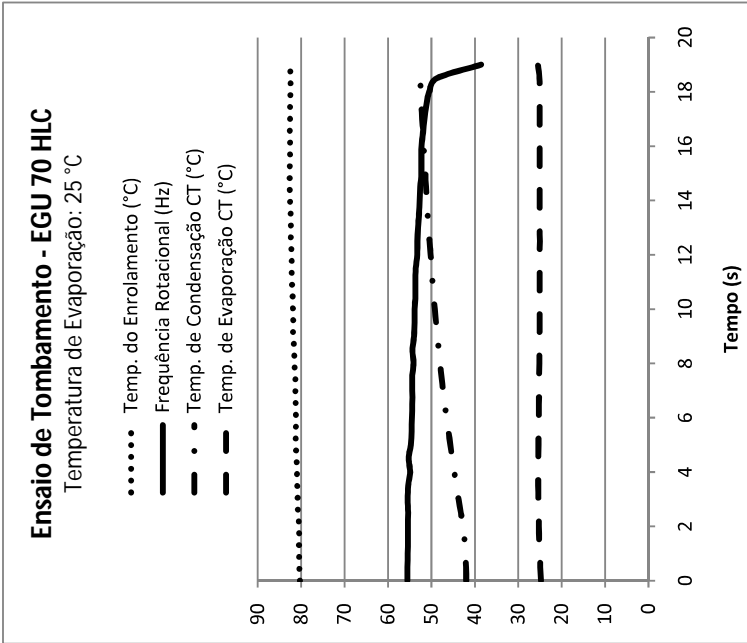
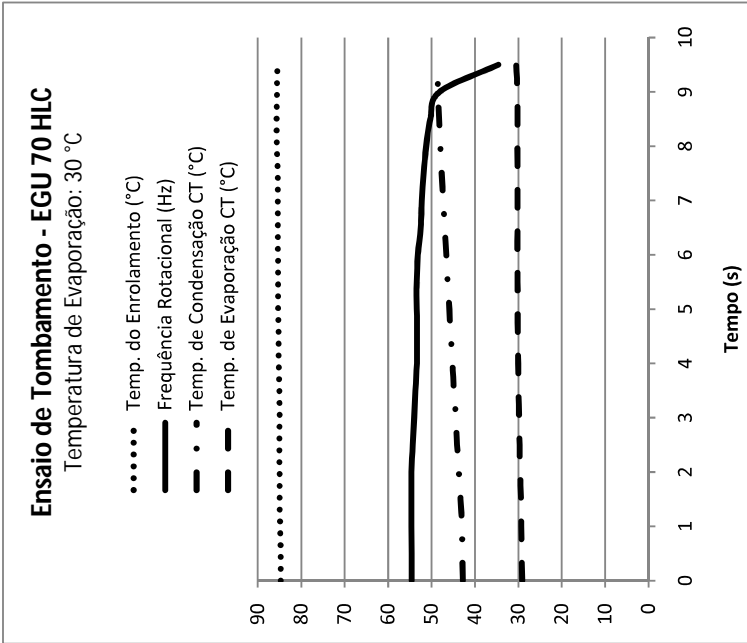
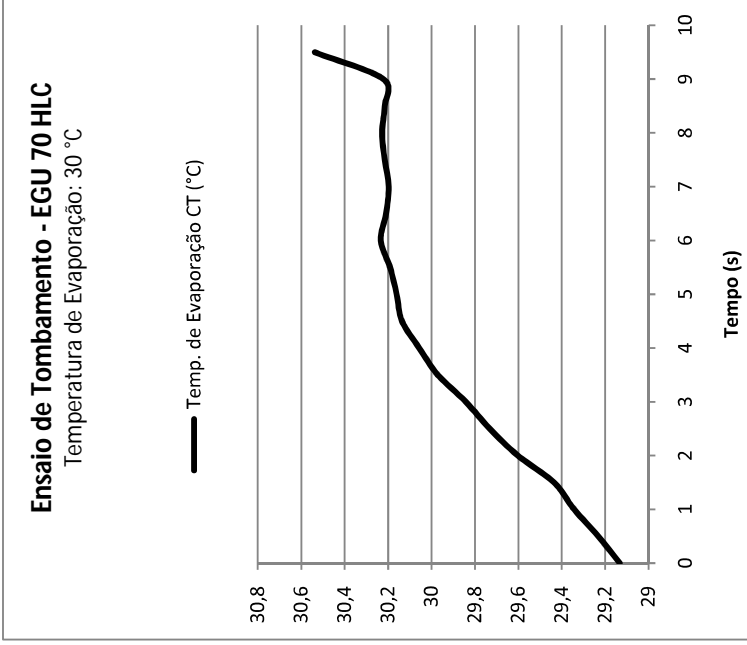


Figura B.10 – Ensaio de tombamento (25 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC.  
 (a) Temperatura do enrolamento, frequência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.



(a)



(b)

Figura B.11 – Ensaio de tombamento (30 °C). Compressor Instrumentado: EGU 70 HLC.  
 (a) Temperatura do enrolamento, freqüência rotacional e temperaturas de evaporação e condensação.  
 (b) Temperatura de evaporação, em detalhe.



Tabela B.1 – Resultados do ensaio de tombamento. Compressor instrumentado:  
EGU 70 HLC – 5 °C, 10°C.

<b>Ensaio de Tombamento - EGU 70 HLC - 5 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	4,87	74,52	2,47	22,38	82,70	195
2° ciclo	4,87	74,07	2,47	22,15	84,79	214
3° ciclo	4,71	73,67	2,45	21,95	83,36	136
4° ciclo	4,82	73,03	2,46	21,63	84,40	272
5° ciclo	4,79	73,14	2,46	21,68	85,55	133
<b>Média</b>	4,81	73,69	2,46	21,96	84,16	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,06	0,63	0,01	0,32	1,13	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,16	1,61	0,02	0,82	2,92	
<b>Resultado</b>	(4,8 ± 0,2)	(73,7 ± 1,6)	(2,5 ± 0,1)	(22,0 ± 0,8)	(84,2 ± 2,9)	
<b>Média + Repetitividade</b>	5,0	75,3	2,6	22,8	87,1	
<b>Média - Repetitividade</b>	4,6	72,1	2,4	21,2	81,3	
<b>Ensaio de Tombamento - EGU 70 HLC - 10 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	9,79	66,08	3,10	18,36	84,94	108
2° ciclo	9,74	66,06	3,10	18,35	85,56	97
3° ciclo	9,84	65,98	3,11	18,32	85,98	100
4° ciclo	9,83	65,97	3,11	18,32	86,40	104
5° ciclo	9,81	65,86	3,11	18,27	86,19	100
<b>Média</b>	9,80	65,99	3,11	18,32	85,81	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,04	0,09	0,01	0,04	0,58	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,10	0,22	0,02	0,09	1,49	
<b>Resultado</b>	(9,8 ± 0,1)	(66,0 ± 0,2)	(3,1 ± 0,1)	(18,3 ± 0,1)	(85,8 ± 1,5)	
<b>Média + Repetitividade</b>	9,9	66,2	3,2	18,4	87,3	
<b>Média - Repetitividade</b>	9,7	65,8	3,0	18,2	84,3	

Tabela B.2 - Resultados do ensaio de tombamento. Compressor instrumentado:  
EGU 70 HLC – 15 °C, 20°C.

<b>Ensaio de Tombamento - EGU 70 HLC - 15 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	15,09	60,86	3,88	16,15	83,67	202
2° ciclo	15,37	61,02	3,93	16,21	84,91	81
3° ciclo	14,99	60,35	3,87	15,96	84,86	81
4° ciclo	14,98	60,56	3,87	16,03	85,87	78
5° ciclo	14,99	60,77	3,87	16,11	84,89	79
<b>Média</b>	15,08	60,71	3,88	16,09	84,84	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,17	0,26	0,03	0,10	0,78	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,43	0,68	0,07	0,26	2,01	
<b>Resultado</b>	(15,1 ± 0,4)	(60,7 ± 0,7)	(3,9 ± 0,1)	(16,1 ± 0,3)	(84,8 ± 2,0)	
<b>Média + Repetitividade</b>	15,5	61,4	4,0	16,4	86,8	
<b>Média - Repetitividade</b>	14,7	60,0	3,8	15,8	82,8	
<b>Ensaio de Tombamento - EGU 70 HLC - 20 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	20,47	56,41	4,79	14,42	87,20	75
2° ciclo	20,41	56,55	4,78	14,47	86,39	75
3° ciclo	20,43	56,44	4,78	14,43	86,42	72
4° ciclo	20,45	56,47	4,78	14,45	86,08	71
5° ciclo	20,73	56,62	4,83	14,50	86,17	71
<b>Média</b>	20,50	56,50	4,79	14,45	86,45	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,13	0,09	0,02	0,03	0,44	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,34	0,22	0,06	0,08	1,14	
<b>Resultado</b>	(20,5 ± 0,3)	(56,5 ± 0,2)	(4,8 ± 0,1)	(14,5 ± 0,1)	(86,5 ± 1,1)	
<b>Média + Repetitividade</b>	20,8	56,7	4,9	14,6	87,6	
<b>Média - Repetitividade</b>	20,2	56,3	4,7	14,4	85,4	

Tabela B.3 – Resultados do ensaio de tombamento. Compressor instrumentado:  
EGU 70 HLC – 25 °C, 30°C.

<b>Ensaio de Tombamento - EGU 70 HLC - 25 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	25,11	52,53	5,66	13,02	82,50	149
2° ciclo	25,40	52,38	5,72	12,97	83,55	81
3° ciclo	25,41	52,42	5,72	12,99	84,35	122
4° ciclo	25,18	52,32	5,68	12,95	84,51	79
5° ciclo	25,14	52,22	5,67	12,92	84,95	81
<b>Média</b>	25,25	52,37	5,69	12,97	83,97	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,15	0,12	0,03	0,04	0,97	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,37	0,30	0,07	0,10	2,48	
<b>Resultado</b>	(25,3 ± 0,4)	(52,4 ± 0,3)	(5,7 ± 0,1)	(13,0 ± 0,1)	(84,0 ± 2,5)	
<b>Média + Repetitividade</b>	25,7	52,7	5,8	13,1	86,5	
<b>Média - Repetitividade</b>	24,9	52,1	5,6	12,9	81,5	
<b>Ensaio de Tombamento - EGU 70 HLC - 30 °C</b>						
<b>Ciclos de Ensaio</b>	<b>Temp. Evap. CT (°C)</b>	<b>Temp. Condens. CT (°C)</b>	<b>Press. Sucção CT (bar)</b>	<b>Press. Descarga CT (bar)</b>	<b>Temp. Enrolam. (°C)</b>	<b>Tempo de ensaio (s)</b>
1° ciclo	30,33	48,78	6,76	11,77	86,11	77
2° ciclo	30,22	48,51	6,74	11,68	85,62	77
3° ciclo	30,40	48,63	6,78	11,72	86,47	81
4° ciclo	30,36	48,51	6,77	11,68	86,76	79
5° ciclo	30,29	48,60	6,75	11,71	86,89	80
<b>Média</b>	30,32	48,61	6,76	11,71	86,37	
<b>Desvio Padrão da Amostra</b>	0,07	0,11	0,02	0,04	0,52	
<b>Repetitividade (IC 95%)</b>	0,17	0,28	0,04	0,09	1,33	
<b>Resultado</b>	(30,3 ± 0,2)	(48,6 ± 0,3)	(6,8 ± 0,1)	(11,7 ± 0,1)	(86,4 ± 1,3)	
<b>Média + Repetitividade</b>	30,5	48,9	6,9	11,8	87,7	
<b>Média - Repetitividade</b>	30,1	48,3	6,7	11,6	85,1	