

**FRANCISCO ERNESTO MORENO GARCIA**

**AVALIAÇÃO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE TÉCNICAS DE  
CONTROLE FUZZY APLICADAS A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2010**

# **Livros Grátis**

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

Milhares de livros grátis para download.

**FRANCISCO ERNESTO MORENO GARCIA**

**AVALIAÇÃO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE TÉCNICAS DE  
CONTROLE FUZZY APLICADAS A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO**

**Tese** apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Energia e Sistemas Térmicos.

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

**UBERLÂNDIA - MG**

**2010**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
Sistema de Bibliotecas da UFU , MG, Brasil

---

M843a Moreno Garcia, Francisco Ernesto, 1981-  
Avaliação teórica - experimental de técnicas de controle fuzzy em sistemas de refrigeração [manuscrito] / Francisco Ernesto Moreno Garcia. - 2010.  
207 f. : il.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
Inclui bibliografia.

1. Refrigeração - Teses. 2. Controle automático - Teses. I. Bandarra Filho, Enio Pedone. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

---

CDU: 621.56

# FRANCISCO ERNESTO MORENO GARCIA

## AVALIAÇÃO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE TÉCNICAS DE CONTROLE FUZZY APLICADAS A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Dissertação **APROVADA** pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: Energia e Sistemas Térmicos.

Banca Examinadora:

-----  
Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho – FEMEC - UFU - Orientador

-----  
Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza – FEMEC – UFU

-----  
Prof. Dr. Gherhardt Ribatski – EESC - USP

-----  
Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise - PUC - RIO

-----  
Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury - UFMG

**Uberlândia, Junho de 2010.**

Aos meus pais, **Elizabeth Garcia** e **Ernesto Moreno Fossi**, exemplos de amor, de humildade, de luta, incentivadores constantes e inigualáveis na minha caminhada, que sempre orientaram meus primeiros passos imprescindíveis, dedico essa conquista.

A minha irmã **Flor Elizabeth**, pela irmandade, amizade e apoio.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus por me dar todas as oportunidades presentes na minha vida.

A Prof. Dr. Enio P. Bandarra Filho pelo exemplo de trabalho e por ser um ótimo pesquisador. Também pelo ensino e paciência que teve ao me orientar.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Coordenação da Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, em nome de todos os professores e funcionários que direta e indiretamente contribuíram para a realização desta dissertação de mestrado.

Aos meus amigos do LEST, especialmente os meus irmãos Juan Paz, Mauro Paipa, Israel Cárdenas pelo companheirismo, malandragem, mazelas e jeitinhos manifestados ao longo da duração deste período de minha vida.

Aos meus amigos e amigas pelas horas de desconcentração, atualização cultural e alegria nas oportunidades de convivência vividas no meu segundo lar "Brasil".

À CNPQ Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - "National Counsel of Technological and Scientific Development", pelo apoio financeiro.

À empresa BITZER compressores, especialmente os Engs. Eduardo Almeida e Alessandro da Silva, pela doação do compressor para a montagem da bancada de ensaios, a ACP na pessoa de seu diretor Denir Nascimento pelos trocadores de calor, e EMERSON Climate Technologies, pela válvula de expansão e a Polipex na pessoa do Sr. John Johannes pela doação do isolamento térmico da bancada experimental.

Finalmente, expresso o mais sincero agradecimento ao Prof. Oscar Saul Hernandez Mendoza, compreensão, oportunidade, paciência, conhecimento transmitido e amizade fraternal dispensados à minha pessoa. Muito obrigado.

## SUMÁRIO

<b>Capítulo I</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo II</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>5</b>
2.1	Sistemas de Refrigeração por compressão de vapor	5
2.2	Identificação, otimização e controle de operação de sistemas de refrigeração.	13
2.2.1	Controle retro alimentado convencional	13
2.2.2	Controle Avançado	14
2.2.3	Controle Ótimo Supervisório	21
<b>Capítulo III</b>	<b>BANCADA EXPERIMENTAL</b>	<b>25</b>
3.1	Considerações Iniciais	25
3.2	Construção da Bancada Experimental	26
3.2.1	Histórico	26
3.3	Componentes da Bancada Experimental	30
3.3.1	Compressor	30
3.3.2	Condensador e evaporador	31
3.3.3	Válvula de Expansão Termostática (VET) TIXA 5R	32
3.3.4	Válvula de Expansão Eletrônica (VEE) ETS25	33
3.3.5	Filtro Secador	35
3.3.6	Controlador Lógico Programável (CLP)	36
3.3.7	Variador de Frequência	40
3.3.8	Medidor de vazão tipo <i>Coriolis</i>	42
3.4	Sistema de Aquisição de Dados e Comando	42
3.4.1	Introdução	42
3.4.2	Projeto eletrônico do condicionamento dos sinais	43
3.4.3	Projeto do módulo eletrônico de potência para comandar a válvula de expansão eletrônica	49
3.4.4	Comunicação de dados entre o CLP e PC (Sistema Supervisório - LABVIEW)	51
<b>Capítulo IV</b>	<b>MODELAGEM EXPERIMENTAL</b>	<b>55</b>
4.1	Metodologia de Projeto de Experimentos	55
4.2	Metodologia de Superfície de Resposta	57



4.2.1	Arranjos Experimentais para Superfície de Resposta	59
4.3	Teste para a Significância do Modelo	59
4.4	Medidas de Adequação do Modelo de Regressão	60
4.5	Resultados Obtidos no Planejamento Experimental	61
4.6	Determinação de um modelo adicional baseado em dados de catalogo do fabricante do compressor.	70
<b>Capitulo V</b>	<b>IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLE</b>	<b>73</b>
5.1	Introdução	73
5.2	Fundamentos de Lógica Fuzzy	73
5.2.1	Base de Regras	76
5.2.2	Fuzzyficação	76
5.2.3	Inferência	77
5.2.4	Defuzzyficação	77
5.3	Controle do Superaquecimento através da Válvula de Expansão usando um Controlador Fuzzy	78
5.3.1	Características do Controlador fuzzy A	79
5.4	Controle da Velocidade do Motor do Compressor Usando um Controlador Fuzzy Adaptativo	82
5.4.1	Monitor do Processo	83
5.4.2	Mecanismo de Adaptação	83
<b>Capitulo VI</b>	<b>RESULTADOS EXPERIMENTAIS</b>	<b>89</b>
6.1	Introdução	89
6.2	Primeira etapa	91
6.2.1	Primeira bateria	91
6.2.2	Segunda bateria	95
6.2.3	Terceira bateria	99
6.2.4	Quarta bateria	103
6.3	Segunda etapa	111
6.3.1	Quinta bateria	111
6.3.2	Sexta bateria	115
6.3.3	Sétima e Oitava bateria	118
6.3.4	Nona bateria	131
6.4	Comparação geral da estratégia de controle entre todas as baterias experimentais.	136

<b>Capítulo VII</b>	<b>MODELAGEM TERMODINÂMICA</b>	143
7.1	Introdução	143
7.2	Modelo do Evaporador	144
7.2.1	Identificação Termodinâmica do Evaporador	144
7.2.2	Região de Superaquecimento do Refrigerante – balanço de Energia.	147
7.2.3	Região de Evaporação do Refrigerante – balanço de Energia	149
7.2.4	Método Solução – Fluxograma do Modelo	155
7.3	Modelo do Compressor	159
7.3.1	Vazão volumétrica	160
7.3.2	Potência consumida	161
7.3.3	Identificação dos parâmetros do compressor	162
7.4	Modelo do Condensador.	165
7.4.1	Região de Subresfriamento – balanço energético	165
7.4.2	Região de Condensação – balanço energético	166
7.4.3	Região Desuperaquecimento – balanço energético	167
7.5	Resultados e comparações	170

<b>Capítulo VIII</b>	<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES</b>	179
----------------------	-----------------------------------	-----

<b>Referências Bibliográficas</b>		182
-----------------------------------	--	-----

## **ANEXOS**

<b>ANEXO I</b>	Curva calibração dos sensores	193
<b>ANEXO II</b>	Programas Assamler PIC 16F877 e 16F84 para controlar válvula de expansão ETS2	201
<b>ANEXO III</b>	Datasheet Microcontrolador PIC16F877, disponibilizado pela Microchip Technology Inc.	207

## SIMBOLOGIA

### Letras Latinas

$A$	- Variável lingüística aumenta controlador fuzzy adaptativo no compressor
$A_{1,ev}$	- Área da região de superaquecimento do evaporador
$A_{2C,ev}$	- Área da sub-região C do evaporador
$A_{2AB,ev}$	- Área da sub-região AB do evaporador
$A_t$	- Área total do evaporador
$C_f$	- Fator espaço nocivo do compressor.
$C_{p1R22,ev}$	- Calor específico do R22 região superaquecimento no evaporador
$C_{p1R22,cd}$	- Calor específico do R22 região subresfriamento no condensador
$C_{pw1,ev}$	- Calor específico da água região superaquecimento no evaporador
$C_{pw1,cd}$	- Calor específico da água região subresfriamento no condensador
$C_{pw2,cd}$	- Calor específico da água região condensação.
$C_{pw3,cd}$	- Calor específico da água região desuperaquecimento no condensador
$Bo$	- Número de Ebulição
COP	- Coeficiente de eficácia
D	- Variável lingüística diminui controlador fuzzy adaptativo no compressor
$D_i$	Diâmetro interno + espessura do tubo interno trocadores.
$d_e$	- Diâmetro externo do tubo interno trocadores evaporador e condensador
$d_i$	- Diâmetro interno do tubo interno trocadores evaporador e condensador
$\Delta T_{w,cd}$	- Diferença de temperatura da água no condensador
$\Delta T_{w,ev}$	- Diferença de temperatura da água no evaporador
$\Delta T_{lm}$	- Diferença média logarítmica
$\Delta e$	- Variação do erro num intervalo de tempo
$e$	- Variável erro da entrada
$ea$	- Variável erro acumulado
FE	- Fator de Escala
Fr	- Número de Froude

<i>FREQ</i>	- Freqüência
G	- Variável linguística grande controlador fuzzy adaptativo no compressor
$G_a$	- Velocidade mássica da água
$G_e$	- Fluxo mássico do refrigerante
$h$	- Entalpia geral
$h_1$	- Entalpia vapor superaquecido na saída do evaporador
$h_1'$	- Entalpia de vapor saturado a temperatura de evaporação.
$h_4'$	- Entalpia do líquido saturado á temperatura de evaporação
$h_4$	- Entalpia de entrada mistura líquido-vapor refrigerante no evaporador
$h_a, h_{e2w}, h_{e3w}$	- Coeficiente convectivo transferência de calor água
$h_i$	- Coeficiente transferência calor região condensação (Corr. Kern)
$h_{lv}$	- Entalpia de evaporação
$h_{tp}$	- Coeficiente transferência calor região evaporação (Corr. Bandarra Filho)
$h_v, h_{t3}$	- Coeficiente convectivo transferência calor para R22 (Corr. Dittus-Boeter)
$K_p$	- Ganho proporcional
$k_{pc}$	- Ganho introduzido no programa do computador para o controlador da VEE
$K_i$	- Ganho integrativo
$K_d$	- Ganho derivativo
$k_v$	- Fator de escala
$kk_v$	- Saída mecanismo interno de adaptação do controlador
$\dot{L}$	- Perdas eletromagnéticas do compressor
M	- Variável linguística mantém controlador fuzzy adaptativo no compressor
$\dot{m}_{w,ev}, \dot{m}_{w,cd}$	- Vazão mássica da água nos trocadores.
$\dot{m}_{R22,ev}, \dot{m}_{R22,cd}$	- Vazão mássica do refrigerante R22 no evaporador, condensador
N	- Variável linguística NEGATIVO controlador fuzzy adaptativo no compressor
NG	- Variável linguística negativa grande controlador fuzzy na VEE
NM	- Variável linguística negativa média controlador fuzzy na VEE
NB	- Variável linguística negativa baixo controlador fuzzy na VEE
$\eta_v$	- Rendimento ou efetividade volumétrica do compressor
P	- Variável linguística POSITIVO controlador fuzzy adaptativo no compressor

PB	- Variável linguística positiva baixa controlador fuzzy na VEE
PM	- Variável linguística positiva média controlador fuzzy na VEE
PG	- Variável linguística positiva grande controlador fuzzy na VEE
$P_m$	- Potência média equivalente elétrica [kW]
$P_{factor}$	- Fator de compressão.
$\dot{Q}_{ev}$	- Taxa de transferência de calor total do evaporador
$\dot{Q}_{1,ev}$	- Taxa de transferência de calor na região de superaquecimento do evaporador
$\dot{Q}_{1,cd}$	- Taxa de transferência de calor na região de subresfriamento do condensador
$\dot{Q}_{2,cd}$	- Taxa de transferência de calor na região de condensação.
$\dot{Q}_{2C,ev}$	- Taxa de transferência de calor na sub-região C do evaporador
$\dot{Q}_{2AB,ev}$	- Taxa de transferência de calor na sub-região AB do evaporador
$\dot{Q}_{3,cd}$	- Taxa de transferência de calor região Desuperaquecimento do condensador
$\dot{Q}_{cd}$	- Taxa de transferência de calor total do condensador
r	- Referência "setpoint"
T	- Norma t
$t_a$	- Tempo de acomodação
$t_i$	- Tempo de específico instantâneo
$T_{ev}$	- Temperatura de evaporação
$T_{cd}$	- Temperatura de condensação
$\Delta T_{sq}$	- Grau de superaquecimento
$\Delta T_{sb}$	- Grau de subresfriamento
$T_1$	- Temperatura de saída do refrigerante R22 no evaporador
$T_8$	- Temperatura de entrada da água no evaporador
$T_5$	- Temperatura de saída da água no evaporador
$T_{a1}$	- Temperatura de saída da água da região de superaquecimento do evaporador.
$T_{a2}$	- Temperatura de saída da água da sub-região "C" do evaporador
$T_{a(i+1)}$	- Temperatura de saída da água nos volume de controle da sub-região "AB" do evaporador.

$T_{a(i)}$	- Temperatura de entrada da água nos volume de controle da sub-região “AB” do evaporador
$T_{sf2}$	- Temperatura de saída da água região condensação do condensador
TR	- Tonelada Refrigeração
U	- Universo do discurso
UA	- Coeficiente de transferência de calor global pela área de troca de calor
$UA_{2cal}$	- Coeficiente de transferência de calor global pela área de troca de calor região condensação.
$UA_{3cal}$	- Coeficiente de transferência de calor global pela área de troca de calor região desuperaquecimento do condensador.
$U_c$	- Saída de controle controlador fuzzy adaptativo que atua no compressor
$U_k$	- Sinal de saída do controlador fuzzy
$U_2$	- Sinal de saída para o atuador da VEE
V	- Volume
$V_A$	- Volume nocivo do compressor
$V_B$	- Volume varrido do compressor
$V_D$	- Volume espaço morto do compressor
$\dot{V}$	- Volume deslocado pelo compressor
VEE	- Válvula de expansão eletrônica
w	- Água
$\dot{W}$	- Potência consumida [ kW ]
$\dot{W}_{LO}$	- Perdas constantes do compressor
$\dot{W}_{ISO}$	- Potência isentrópica do compressor
$W_u$	- Energia consumida [ kWh ]
$X_{tt}$	- Parâmetro de Martinelli
Z	- Variável linguística zero controlador fuzzy adaptativo no compressor
z	- Espessura tubo interior dos trocadores evaporador e condensador
ZO	- Variável linguística zero controlador fuzzy na VEE

## Letras Gregas

$\alpha$	- Valor de pertinência
$\alpha$	- Fator de perda do compressor
$\mu$	- Função de pertinência
$\Omega$	- Resistência (Ohms)
$x$	- Título da mistura líquido-vapor do refrigerante na entrada do volume de controle.
$\phi$	- Fluxo específico de calor
$\gamma$	- Coeficiente isentrópico do R22

## SIGLAS

<b>ASCII</b>	Código Standard Americano para troca de informação
<b>ASHRAE</b>	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
<b>CCC</b>	Arranjo experimental circunscrito.
<b>CCI</b>	Arranjo experimental inscrito.
<b>CCF</b>	Arranjo experimental face centrada.
<b>CLP</b>	Controlador Lógico Programável
<b>CMRR</b>	Radio Rechaço modo comum
<b>CPU</b>	Unidade Central de Processamento
<b>DF1</b>	Protocolo de comunicação serial full duplex
<b>DH485</b>	Protocolo de alta comunicação
<b>DOE</b>	Desenho de experimentos
<b>EES</b>	Software engineering equation solver
<b>FET</b>	Transistor Efeito campo
<b>HMI</b>	Interface homem máquina
<b>HVAC</b>	Ar condicionado, aquecedor e ventilação.
<b>IGBT</b>	Transistor Bipolar com porta isolado
<b>LADDER</b>	Diagrama de Contatos de Reles
<b>LEST</b>	Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos
<b>MIMO</b>	Múltiplas entradas e múltiplas saídas
<b>MSR</b>	Metodologia de superfície de resposta
<b>PID</b>	Proporcional Integral Derivativo

<b>PI</b>	Proporcional Integral
<b>PWM</b>	Modulação por largura pulsos
<b>R22</b>	Refrigerante Monoclorofluorometano (HCFC-22)
<b>RS232</b>	Interconexão física serial binária entre dois equipamentos
<b>RSlinx</b>	Aplicação de servidor completa de comunicação da <i>Allan Bradley</i> .
<b>RUN</b>	Modo de trabalho
<b>SCADA</b>	Sistema de controle e aquisição de dados
<b>SLC5/03</b>	Modelo processador marca <i>Allan Bradley</i>
<b>TAG</b>	Dados de transmissão
<b>TOGGLE</b>	Classe de Interruptor elétrico com mecanismo para aplicar set de dois estados.
<b>TIXA</b>	Tipo de família válvula de expansão
<b>VAC</b>	Volume de ar constante



GARCIA, F. E. M. **Avaliação teórico - experimental de técnicas de controle fuzzy aplicadas a sistemas de refrigeração**. 2010. 207p. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

## RESUMO

Este trabalho trata do uso de controladores fuzzy num sistema de refrigeração por compressão de vapor visando, principalmente, a economia de energia. O equipamento experimental é composto por um compressor semi-hermético alternativo com fluido de trabalho HCFC-22, condensador e evaporador de tubos concêntricos resfriados a água, válvula de expansão termostática com equalização manual, válvula de expansão eletrônica (VEE) e variador de frequência para controlar a velocidade de rotação do compressor. O sistema foi totalmente instrumentado, usando sensores de temperaturas tipo PT-100 na entrada e saída de cada componente, sensores de pressão do tipo *piezo-resistivos*, medidor de vazão de refrigerante tipo *coriolis*, placa condicionadora de sinais com saída analógica, uso de controlador lógico programável (CLP) para digitalizar os sinais analógicos e software para o monitoramento e operação do sistema, implementado em LABVIEW. Foi aplicado um controle fuzzy – adaptativo para a velocidade de rotação do compressor e um controle fuzzy PI para a válvula de expansão eletrônica (VEE), trabalhando em conjunto com modelos obtidos através de técnicas de planejamento experimental e a partir de dados do fabricante do compressor. Na análise dos resultados, foi validada a estratégia de controle, evidenciando o melhor rendimento no desempenho de um sistema de refrigeração, relacionado com a qualidade, resposta, sensibilidade e regulagem estrita do grau de superaquecimento, permanecendo na faixa entre 2°C e 7°C para frequências de trabalho variando entre 30 Hz e 40 Hz. Tal estratégia proporcionou economia de energia de até 20%, uma vez que o sistema operava em regiões de COP elevado com ótimos coeficiente global de transferência de calor.

GARCIA, F. E. M. **Experimental evaluation of fuzzy control applied the refrigeration systems.** 2010. 207 f. Dr.Sc. Thesis, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

## ABSTRACT

This research deals with the experimental study of a vapor compression refrigeration system, with variable speed compressor using fuzzy control. The experimental facility is composed by a semi-hermetic compressor, concentric tube evaporator and condenser, thermostatic expansion valve with manual equalization and electronic expansion valve (VEE). The experimental facility was completely instrumented using PT-100 temperature sensors, piezo-resistive pressure transducers, coriolis mass flow meter, using analogical signal amplification, conditioning and logic programming controller (PLC). The LABVIEW software was used for monitoring and operating of the experimental facility. An adaptive fuzzy control was applied for the compressor speed and a PI (proportional and Integral) fuzzy control for the electronic expansion valve (VEE), working with models obtained from the experimental techniques and also from data of the compressor manufacturer. In the analysis of the results was validated the strategy control, showing an better performance of the refrigeration system related with the quality, sensibility and strict regulation of the superheating degree, between 2°C and 7°C for frequencies between the 30 Hz and 40 Hz. Under these conditions, the energy savings were of the order of up to 20%, since the system worked in regions of high values of COP, associated with regions of high heat transfer coefficients.

---

Keywords: *Refrigeration system, Fuzzy control, adaptive control, CLP, PI, COP.*



# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

A modelagem, a otimização e o diagnóstico dos ciclos a compressão de vapor, que comumente são usados em aplicações industriais e residenciais, especificamente para bombas de calor e sistemas de ar condicionado, são motivos de pesquisas guiadas no estudo da eficiência energética. A maioria dos trabalhos publicados recentemente, tem por objetivo a operação destes sistemas em condições estáveis, na busca da melhoria do Coeficiente de Eficácia (COP), considerado pelos fabricantes.

Para alguns ciclos a compressão de vapor, o evaporador e o condensador são trocadores de calor que interagem com o fluido secundário em contra corrente. Durante a operação destes ciclos, a eficiência depende dos estados termodinâmicos do refrigerante que escoam pelos componentes do sistema. De modo geral, o ciclo pode ser caracterizada por parâmetros como, por exemplo, temperatura de evaporação, temperatura de condensação, grau de superaquecimento na saída do evaporador e grau de subresfriamento na saída do condensador. A própria regulação destes parâmetros, dinamicamente, apresenta influência na operação do sistema e, conseqüentemente, na eficiência energética. Em um primeiro instante a regulação do grau de superaquecimento é extremamente importante para a operação do compressor, onde o valor desejado é usualmente estabelecido entre 7°C e 10°C. Para valores abaixo dos referenciados, há a possibilidade de entrar refrigerante na fase líquida no compressor, podendo incorrer na sua quebra. Quando o grau de superaquecimento é muito elevado o desempenho do sistema cai drasticamente e uma das conseqüências é que o vapor superaquecido pode incrementar a temperatura de descarga comprometendo o compressor. Na prática, o grau de superaquecimento pode ser regulado pela abertura ou fechamento da válvula de expansão termostática.

Segundo o ponto de vista de operação e controle, os sistemas de refrigeração e ar condicionado são operados por controle simples, de tipo liga e desliga (*on - off*) ou para manter regulada uma condição pré-estabelecida, comumente denominada, de *setpoint*. A influência apresentada em regime transitório ao ligar e desligar o sistema, operando com controle *on-off*, afeta também sua eficiência e tempo de vida do aparelho. Com a introdução de compressores com velocidade variável, permitiu-se a ampliação da faixa de operação, sendo que a velocidade do compressor pode ser ajustada ou modulada de acordo com a capacidade dos trocadores de calor, para operar em uma condição estabelecida. Tais vantagens não são encontradas quando se opera com o sistema em modo *on-off*, que é, evidentemente menos eficiente.

Além dos compressores com velocidade variável, as válvulas de expansão ajustáveis são componentes de extrema importância nos sistemas de refrigeração. O ajuste no grau de abertura deste componente de expansão afeta diretamente a vazão de refrigerante no circuito que influencia o grau de superaquecimento, além de proporcionar uma diferença de pressão entre o condensador e o evaporador.

Por outro lado, a grande gama de atuadores como, por exemplo, os atuadores eletrônicos e mecânicos utilizados para controlar estes sistemas, permitem o desenvolvimento de projetos alternativos, comercialmente viáveis. O mercado de refrigeração tornou-se diversificado e competitivo, possibilitando a necessidade de expansão da automação nestes processos, correspondendo às exigências requeridas e dinâmicas de suas variáveis.

Diante disso, o presente trabalho se concentrou na implementação, avaliação e controle do desempenho de um resfriador de líquido, ou "*chiller*", com capacidade de refrigeração de 17,5 kW (5 TR), trabalhando com trocadores de calor do tipo tubo concêntricos, tendo como fluido de trabalho o R-22 e como fluido secundário a água, um compressor semi-hermético trifásico e válvula de expansão termostática e eletrônica.

A primeira etapa, compreendida pelos capítulos II e III deste trabalho, apresenta uma revisão bibliográfica levantada sobre os diferentes estudos desenvolvidos no desempenho e controle dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, seguido por uma descrição dos principais componentes da bancada experimental, incluindo todo o sistema de instrumentação e "hardware" eletrônico desenvolvidos para a bancada, projetados e construídos no Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos (LEST) da Universidade Federal de Uberlândia.

A segunda etapa, compreendida pelos capítulos IV e V, centrou-se na aplicação de técnicas de planejamento experimental para obtenção de modelos experimentais e malha de

controle tipo *fuzzy* híbrida, estabelecendo a identificação, análise e o controle deste sistema de refrigeração.

O capítulo VI apresenta os resultados experimentais das baterias de ensaios, buscando o mínimo grau de superaquecimento, por intermédio de malhas de controle aplicadas para este sistema. O capítulo VII, que trata da validação térmica deste trabalho, que se refere ao desenvolvimento e simulação do modelo no evaporador, para assim, comparar e validar os resultados experimentais anteriores com os dados obtidos nesta simulação.

Finalmente, a última etapa, o capítulo VIII, apresenta as conclusões gerais deste trabalho, incluindo os futuros desdobramentos e sugestões para a continuidade desta pesquisa.

O anexo I, apresenta as curvas de calibração dos sensores de Temperatura e Pressão. Nos anexos II e III disponibiliza-se o código fonte desenvolvido pelo autor em linguagem *assembler* e os respectivos *datasheets* para o PIC16F84 no controle da válvula de expansão ETS25.



## CAPÍTULO II

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor

A maioria dos sistemas de refrigeração e de ar condicionado são usados para garantir uma determinada condição térmica, a fim de condicionar um ambiente, para o conforto térmico e conservação de alimentos. Com o aumento da demanda para estes equipamentos, a indústria de refrigeração recebeu o estímulo necessário para o desenvolvimento de componentes e sistemas mais eficientes, demonstrando que esse meio está em constante evolução. Neste contexto, a necessidade por novas estruturas e a busca pela melhoria de sistemas de refrigeração tem incentivado as pesquisas nesta área.

Como mencionado anteriormente, a operação do sistema de refrigeração depende dos estados termodinâmicos do refrigerante nos vários pontos do ciclo. A própria regulagem das variáveis termodinâmicas e o comportamento dinâmico do ciclo pode levar a uma operação com elevado rendimento e eficiência energética, os quais geralmente não são alcançados com o controle do tipo convencional “liga-desliga” (*on-off*).

Nguyen *et al.* (1982) estudaram a degradação de rendimento das diferentes configurações de ar condicionado devido às perdas do ciclo pela modulação liga-desliga (*On-Off*) e concluíram que o funcionamento intermitente do sistema causa ainda mais inconvenientes, como a quantidade de energia consumida para acionar o compressor. Garstang (1990) observou que, para grandes variações da carga térmica nos sistemas de refrigeração, um rígido controle da temperatura do ambiente provoca uma alta taxa de intermitência na operação destes sistemas, acelerando o desgaste dos equipamentos,



principalmente do compressor. O'Neal e Katipamula (1991) desenvolveram um modelo de primeira ordem, validado experimentalmente, para ar condicionado e bombas de calor. Os resultados apresentados mostraram uma redução na eficiência nestes sistemas, à medida que se liga e desliga o aparelho durante pequenos intervalos de tempo.

Recentes pesquisas têm propiciado grandes melhorias na eficiência energética e na confiabilidade dos sistemas de compressão a vapor, utilizando-se a variação da velocidade do compressor para garantir o controle da temperatura, Shuangquan (2004), Koury (2001) entre outros. Vargas e Parise (1995), analisaram a substituição do tradicional sistema "liga-desliga" pelo sistema com velocidade variável do compressor, foi verificada uma economia de 11% no consumo de energia elétrica. Por exemplo, para sistemas acionados com motores monofásicos de indução é facilmente verificada a baixa eficiência, sabendo-se que o funcionamento do sistema com motor monofásico com capacitor de partida, resulta em problemas de elevado conjugado de partida, por consequência de uma elevada corrente de partida, resultando em perdas ativas. Além disso, apresentam reduzido fator de potência (normalmente de 0,5 até 0,8).

Adicionalmente, possíveis problemas de variações em baixas frequências da tensão de alimentação "flicker", com limites impostos pela norma IEC61000-3-3 e prováveis quedas de tensão (*voltage sags*) podem ocorrer, além de prováveis problemas de interferências eletromagnéticas (*EMI – Electromagnetic Interference*), em cargas próximas. O estado da arte em acionamento para sistemas de refrigeração e ar condicionado baseia-se na substituição do motor de indução monofásico por um trifásico, sem capacitor de partida, com velocidade variável e sem a necessidade de freio eletromecânico. Este motor é acionado por um conversor eletrônico que permite a variação da velocidade, a minimização da emissão de ruídos elétricos na rede, a redução por métodos digitais do conteúdo harmônico entregue ao motor e aliado a um grande número de possibilidades de operacionalidade, atendendo, dessa maneira, aos requisitos de economia e desempenho cada vez mais severos, impostos por diversos países.

Lida *et al.* (1982) realizaram investigações experimentais em uma bomba calor com um compressor hermético com potência de 3 kW (4 HP) e averiguaram que os limites práticos para a variação da velocidade do compressor devem permanecer na faixa entre 25 e 75 Hertz. Tais resultados indicaram melhorias em relação à eficiência de energia com o compressor ligado a um inversor, comparado a um sistema de rotação fixa. A razão indicada para essa melhoria era uma eficiência que reduzisse as perdas de consumo e proporcionasse uma demanda de potência satisfatória.

Assim, no Brasil, em meados da década de 90, se observou desenvolvimentos de sistemas que utilizaram compressor de velocidade variável. De forma geral, os sistemas que

oferecem controle contínuo de velocidade são inerentemente mais eficientes, porém mais complexos e, ainda, mais caros. Entretanto, os sistemas de refrigeração e ar condicionado, que utilizam inversores de frequência, proporcionam uma elevada redução no consumo de energia elétrica, quando comparado a sistemas tradicionais com rotação constante. Devido à elevada eficiência energética, o custo do inversor pode ser compensado em três a quatro anos, apenas considerando a redução no consumo de energia elétrica, Garcia (2006).

No caso específico de sistemas de refrigeração, pode-se obter ganho de eficiência reduzindo-se a velocidade do compressor sempre que não for necessária a capacidade máxima de refrigeração.

Outro benefício significativo na economia de energia é permitir que o sistema opere a pressões adequadas nos períodos, no quais a carga térmica e temperaturas ambientes são baixas. Diferentes estudos realizados por diversos pesquisadores introduzem uma série de ensaios que permitem, por exemplo, variar as pressões dentro de uma escala ótima, de acordo com as exigências da válvula de expansão. Este estudo foi avaliado por Tassou e Qureshi (1998), que apresentaram o desenvolvimento de uma bancada experimental para um sistema de refrigeração, mostrada na Fig. 1a, com diferentes tipos de compressores, operando com uma válvula de expansão termostática. Os resultados apresentados mostraram um aumento pouco representativo do COP com o incremento da frequência, para as distintas temperaturas de condensação, como pode ser observado na Fig. 1b com compressor semi-hermético. Finalmente, os autores concluíam que, em termos energéticos, observou-se uma melhora quando se trabalha com a tecnologia de um inversor acionado por modulação largura de pulso (*PWM*), como dispositivo para variar a velocidade, que forneceu pequenas perdas da ordem de 5%. Isto mostrou a viabilidade de variar a velocidade por intermédio de sistemas inversores por modulação largura de pulso (*PWM*) com motores de indução, que permitem uma ótima eficiência, quando comparados aos sistemas de refrigeração com velocidade fixa.

Posteriormente, Cuevas e Winandy (2001) analisaram o rendimento de um sistema de ar condicionado com dois tipos de modulação: *On-Off* e velocidade variável com inversor de frequência. A modelagem deste sistema foi desenvolvida pelos referidos autores, baseando-se no conjunto dos diferentes componentes do ciclo de refrigeração como: válvula expansão, evaporador, compressor rotativo tipo *scroll* e um condensador, tendo o fluido principal no circuito o R-22. A Fig. 2 ilustra o esquema da bancada experimental e um fluxograma com as variáveis do sistema proposto por Cuevas e Winandy (2001).

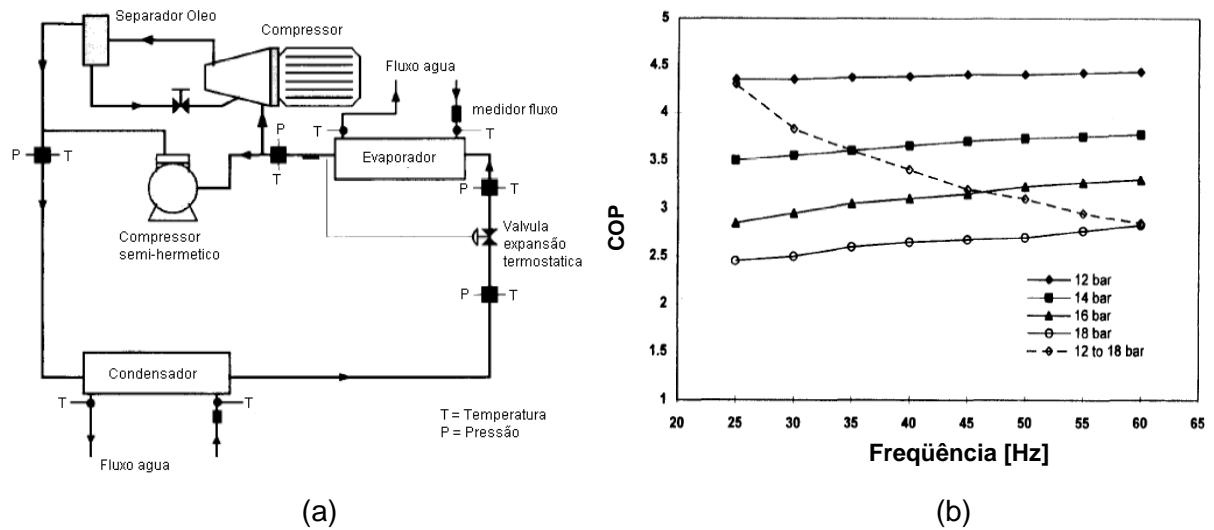


Figura 1. (a) Bancada experimental. (b) Variação do COP em função da variação da frequência para o compressor semi-hermético, para diversas pressões de condensação, Tasson e Qureshi (1998).

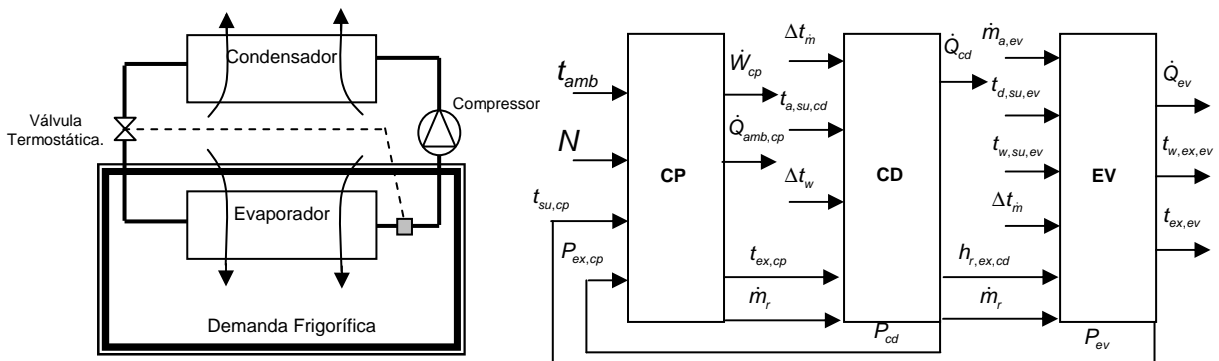


Figura 2. Sistema de refrigeração modelado por Cuevas e Winandy (2001).

A completa operação dos ensaios simulados do sistema de ar condicionado foi assumida operando em modo de VAC (Volume de Ar Constante) nas entradas dos modelos de condensador e evaporador do sistema. A simulação foi realizada durante períodos de funcionamento, tanto em modulação *On-Off* quanto na modulação da velocidade variável.

Os resultados apresentados por Cuevas e Winandy (2001) são ilustrados na Fig. 3. É interessante notar que a modulação do inversor proporcionou um melhor desempenho que a modulação tipo *On-Off* em praticamente toda a faixa da capacidade de refrigeração, exceto quando se aproxima da carga máxima, onde o efeito das perdas do inversor faz com que a modulação do inversor seja menos eficiente.

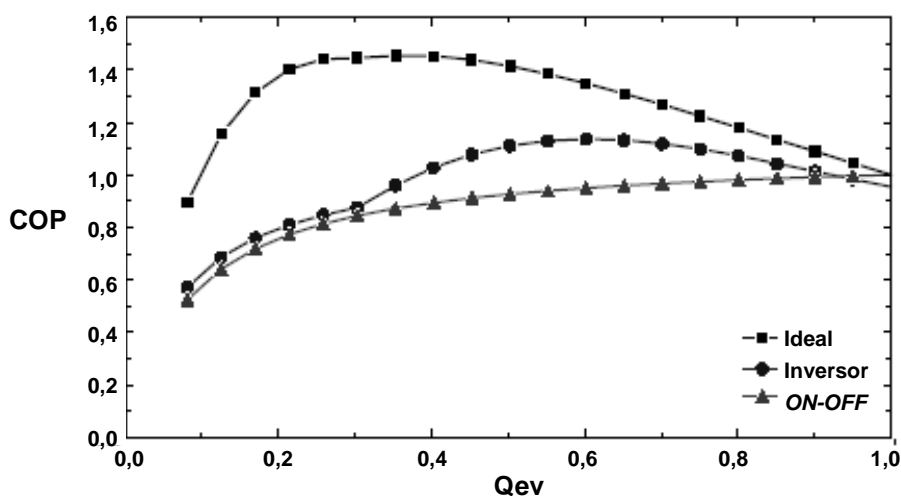


Figura 3. Coeficiente de eficácia, COP, dos três tipos de modulação em função da capacidade de refrigeração, Cuevas e Winandy (2001).

Vale ressaltar que o compressor trabalhando com velocidade variável e dispositivos de expansão representa a eficiência nos sistemas de refrigeração. A funcionalidade destes dispositivos de expansão tem relevância em parâmetros termodinâmicos e na estabilidade, tal é o caso, no estudo da estabilidade do grau de superaquecimento nos sistemas de refrigeração, que estão relacionados com a válvula de expansão termostática (VET). Muitas pesquisas, propõem a importância da estabilidade nestes sistemas, tais como aquelas realizadas por Wedekind e Stoecker (1996), que demonstraram, experimentalmente, o ponto de transição líquido-vapor no evaporador, oscilando aleatoriamente em condições de operacionalidade fixas. Estas oscilações são produzidas pelo bulbo da VET, afetando a resposta pelo coeficiente de calor de transferência que cai drasticamente, ocasionando perda na eficiência do sistema. Em outras palavras, a instabilidade do ponto em que ocorre a completa evaporação do fluido refrigerante no evaporador afeta diretamente a operação da válvula de expansão. Hueller (1972) propõe o mínimo grau no superaquecimento estável no sistema, determinado pela carga do evaporador, e não a VET. Estas teorias contribuíram para motivar diversos estudos relacionados à estabilidade e eficiência nestes sistemas de refrigeração.

Dhar e Soedel (1979) analisaram a influência da VET na estabilidade do grau de superaquecimento no sistema por um modelo matemático. Higuchi e Hayano (1982) estabeleceram uma função de transferência para a resposta do fluxo de massa através da VET. Chen e Jiang (1990) fizeram um modelo de função da VET, controlada pelo grau de superaquecimento do sistema. A estabilidade foi analisada por intermédio do critério de Nyquist, onde se permite definir a margem de tolerância de um sistema retroalimentado em resposta a distúrbios aplicados ao sistema.

Tamainot-Telto *et al.* (1996) realizaram um estudo experimental para avaliar a estabilidade de três tipos de válvulas de expansão termostáticas (VET). A máquina frigorífica utilizada era do tipo água/etilenoglicol, o evaporador era de tubos concêntricos e a potência frigorífica era de 6 kW. O condensador era do tipo imerso e o compressor operava com velocidade variável entre 20 e 120 Hz. O fluido refrigerante utilizado foi R22. Os resultados obtidos mostraram um decréscimo na pressão de evaporação, como consequência da instabilidade da rotação do compressor provocando a aspiração de fluido bifásico por este. Este fenômeno foi observado particularmente para baixas temperaturas de ebulição ou para grandes variações na velocidade do compressor (maior do que 50%). Recentemente, Lei e Zaheeruddin (2005) desenvolveram um modelo dinâmico paramétrico para um sistema de resfriamento de água com capacidade de refrigeração de 10,5 kW, sendo que o fluido de trabalho foi o refrigerante R22 e utilizaram compressor do tipo hermético. Observaram a relação entre a vazão do refrigerante e o grau de superaquecimento dependendo das diferentes combinações na abertura da válvula de expansão termostática (VET) e da frequência de operação do compressor. Na Fig. 4 observa-se o caso quando a válvula de expansão (VET) com uma abertura de 20%, influencia diretamente na diminuição na vazão do refrigerante, mas consequentemente, representa um aumento no grau de superaquecimento. Já para elevadas frequências de rotação do compressor, o efeito da válvula de expansão (VET) foi mais significativo e influente na vazão e no superaquecimento, devido, principalmente, a modulação da capacidade de refrigeração ser muito influenciada para altas frequências de rotação do compressor.

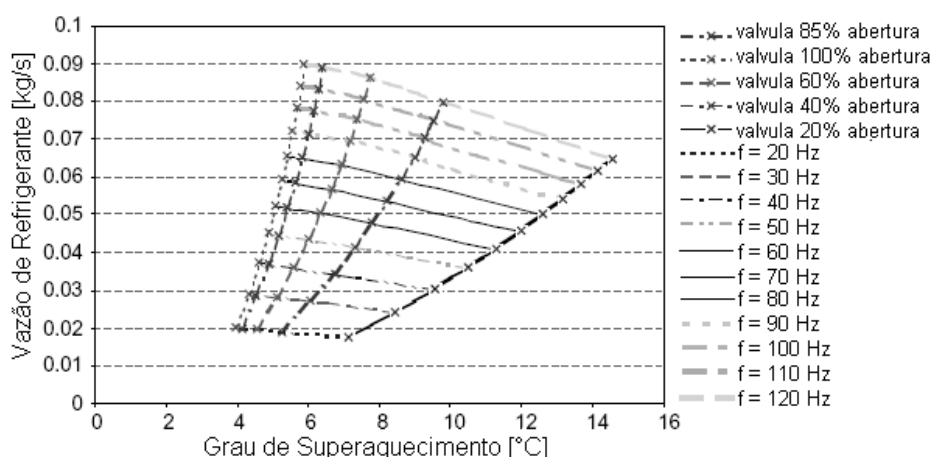


Figura 4. Relação entre vazão do refrigerante e grau de superaquecimento baixo, para distintas frequências de rotação e aberturas na válvula de expansão, Lei e Zaheeruddin (2005).

Por outro lado, na Fig. 5, dentro da mesma pesquisa desenvolvida por Lei e Zaheeruddin (2005), altos COP foram obtidos para baixas frequências de rotação do

compressor e das diferentes posições de abertura da válvula de expansão termostática (VET).

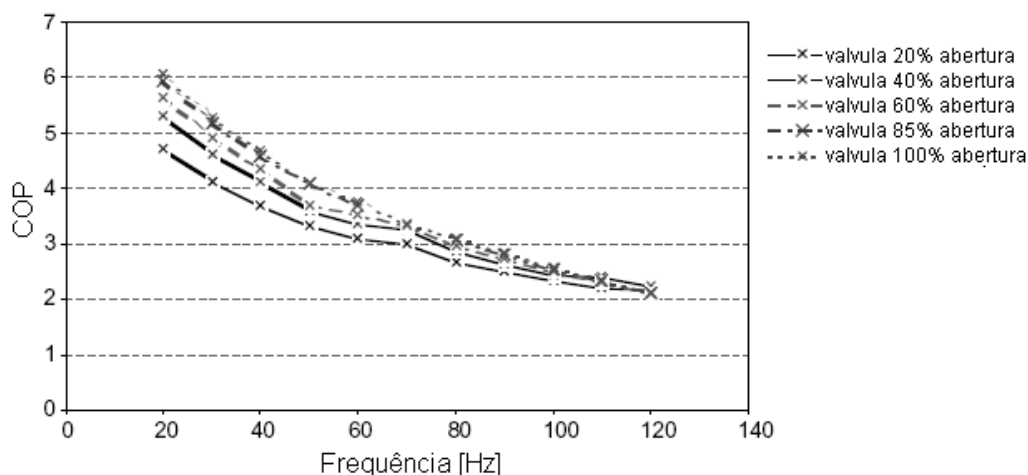


Figura 5. Relação entre COP e frequências de operação do compressor, diferentes posições na abertura da válvula de expansão, Lei e Zaheeruddin (2005).

Ao final, os pesquisadores relacionaram seus estudos, focados no dispositivo de expansão e evaporador, com o objetivo de melhorar a eficiência dos sistemas de refrigeração e de ar condicionado.

Os mecanismos de expansão típicos, como a válvula de expansão termostática (VET), não são completamente capazes de controlar a vazão correta de fluido refrigerante no evaporador, Maia (2000). Com a aplicação de válvulas de expansão eletrônicas (EEV), desenvolvidas para suprir as necessidades nesta área, permitiu-se guiar estudos sob dois aspectos importantes: características e operacionalidade dos sistemas. Outtagarts et al. (1995) estudaram a viabilidade de mudar a vazão do refrigerante através de uma válvula de expansão eletrônica (EEV). A resposta do evaporador é identificada em uma função da temperatura do evaporador e velocidade do compressor como principais atuadores nos resultados experimentais. Neste estudo, Outtagarts et al. (1997) estudaram dois algoritmos: PID e controle ótimo linear-quadrático (QQR). Jia et al. (1995) observaram a experiência do sistema em pequenos períodos transitórios ao decrescer ou aumentar, passo a passo, a vazão do refrigerante. Yasuda (1994) expressou a relação entre parâmetros estáveis e operação do sistema de refrigeração numa resposta às temperaturas de entrada e de saída do evaporador para posições da válvula EEV, expressada em duas funções de transferências. Discutiu, ainda, os efeitos dos parâmetros do controlador PI na estabilidade do sistema, os elevados valores nas constantes proporcional e integral, que prolongaram o tempo da estabilidade do sistema.

Torna-se claro que os dispositivos de expansão como as VET, tubos capilares ou as EEV podem incrementar o conforto, melhorar a eficiência energética, quando aplicada concomitante com compressores de velocidade variável, Lars (1999) e Zhou *et al.* (1999). Em adição, quando se opera com diferentes quantidades de carga de refrigerante, a massa de refrigerante aparece como outro parâmetro de influência na eficiência destes sistemas. O efeito da massa na carga do refrigerante está diretamente relacionado com o dispositivo de expansão. Operação com reduzidas cargas de refrigerante ocasionam uma degradação no rendimento destes sistemas, Houcek e Thedford (1984); Stoecker *et al.* (1987).

Farzard e O'neal (1993) estudaram os efeitos da carga de refrigerante nestes sistemas com tubo capilar e VET. Eles observaram que o sistema com VET mostrou uma pequena mudança de seu COP com respeito à carga do refrigerante. Choi and Kim (2003) pesquisaram experimentalmente o rendimento de bombas de calor com tubos capilares e EEV, usando R22 com diferentes condições de carga de fluido refrigerante.

A válvula de expansão eletrônica (EEV) apresenta o rendimento superior aos dispositivos convencionais de expansão conforme alguns estudos realizados em sistemas de refrigeração, como Schmidt F. (1999) e Xia *et al.* (1999). Hewitt *et al.* (1995) comparou o rendimento das VET com EEV de um sistema de refrigeração. Ele validou o uso das válvulas de expansão tipo solenóide, que proporcionaram um melhor controle no fluxo de massa. Fujita *et al.* (1992) aperfeiçoaram experimentalmente a capacidade de controle de um sistema multi-ar. Eles observaram a redução no tempo cíclico, operando com controle tipo *on-off* na busca pelo melhor ponto para o conforto térmico e eficiência de energia.

Aaron e Domanski (1990) desenvolveram uma correlação empírica para a vazão do R22 através de orifício em condições sub-resfriadas do refrigerante na entrada. Schmit (1999) apresentou estudos de diferentes válvulas de expansão do tipo semi-eletrônica e a modulada por largura de pulsos (PWM). O autor verificou a complexidade ao trabalhar estratégias, atuando neste tipo de válvulas em comparação as válvulas de expansão eletrônica (VEE), devido à viabilidade na faixa de operação na qual trabalha as VEE.

Shanwei *et al.* (2005) mediram a vazão através da EEV para diferentes diâmetros com as mesmas condições de entrada e saída. Eles concluíram que não se tem uma relação óbvia entre a vazão e a geometria com a mesma área de fluxo. A vazão permanece constante com a mesma área de fluxo, quando necessariamente a geometria da válvula foi mudada. Choi e Kim (2003) compararam o rendimento que possuem as bombas de calor, trabalhando com EEV e tubos capilares como dispositivos de expansão com diferentes condições de carga. Em geral, para uma determinada faixa de operacionalidade, o sistema EEV mostra um alto rendimento em comparação aos tubos capilares. Porém, os dados

experimentais e modelos de fluxos de massa para EEV ainda são limitados na literatura aberta.

## **2.2. Identificação, Otimização e Controle de Operação de Sistemas de Refrigeração.**

A necessidade de projetistas e engenheiros de trabalharem com sistemas cada vez mais complexos tem viabilizado a identificação e controle de processos de refrigeração e ar condicionado. O uso convencional de estratégias como *on-off* ou sistemas tipo PID com retroalimentação ficam em outro plano, devido à motivação de novas estratégias e técnicas desenvolvidas e aplicadas às instalações de pequeno e grande porte nesta área de pesquisa. No entanto, deve-se levar em conta parâmetros e detalhes externos que estão sempre presente nestes projetos, por exemplo:

- A grande influência de distúrbios que afetam os sistemas.
- O uso ilimitado de sensores ou atuadores, considerando sistemas de múltiplas entradas e múltiplas saídas.

### **2.2.1. Controle Retroalimentado Convencional**

A expectativa ao passar dos anos, demonstrada pelas estratégias convencionais, aplicadas a estes sistemas, hoje em dia, perde campo e importância em processos considerados não lineares e com mudanças em sua dinâmica através do tempo. A ação destes controladores, baseou-se na diferença entre a saída do processo e um valor desejado, (*setpoint*), Dunn *et al.* (1992). No controlador convencional PID, seu erro é utilizado como via para produzir uma ação de saída, que depende dos coeficientes proporcional, integral e derivativo previamente sintonizados. Para esta finalidade a planta experimental deve ser alternadamente simulada com modelos preestabelecidos, Heinzle *et al.* (1993). Estes valores dependem das características sujeitas às mudanças, no caso, não-estacionário, baseados em sistemas de controle tradicional para única entrada e única saída (SISO). Consequentemente, a estratégia convencional de controle para estes sistemas, devido ao pouco conhecimento prévio do sistema, consiste na capacidade de se adaptar às mudanças ocorridas no sistema. Tal é o exemplo de Fredsted e Bernardi (1999) que utilizaram modelos físicos e matemáticos complexos para o compressor e para a válvula da



expansão, com o objetivo de calcular o sinal retro-alimentado, desenvolvendo então um controlador tipo Proporcional Integral Derivativo (PID) complexo que compensa as desvantagens dos modelos simples.

Qiang e Wen-Jian (2000) apresentaram um desenvolvimento experimental para um sistema de ar condicionado controlado por um PID auto-sintonizado, como mostra a Fig. 6. No referido controlador, foram explorados dois métodos distintos da identificação para servir uma larga escala dos processos. Foram incorporadas duas regras do projeto de PID para conseguir desempenhos elevados do controle para processos com características dinâmicas diferentes ao clássico. A experiência foi executada em um sistema de controle distribuído e aplicado na indústria. Os resultados experimentais demonstraram um ótimo desempenho do referido sistema e a eficiência superior do controlador PID auto-sintonizado sobre o controlador PID clássico manualmente ajustado.

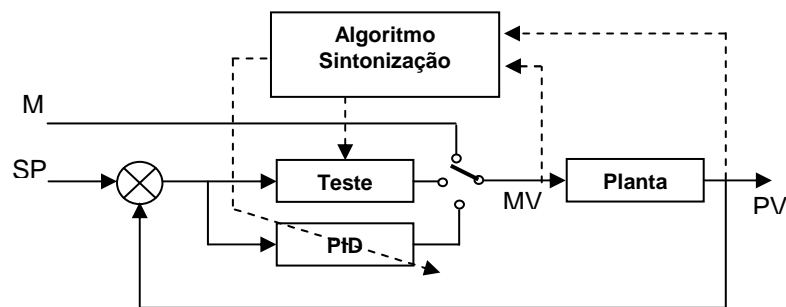


Figura 6. Controle PID auto-sintonizado, Qiang e Wen (2000).

### 2.2.2. Controle Avançado

O potencial dos sistemas com controle avançado vem sendo requerido há algum tempo, porém poucas leis nesta área são aplicadas em escala para estas plantas. Esta área está sendo estudada com aplicação de controladores feedforward, controladores adaptativo e controladores MIMO (múltiplas entradas e múltiplas saída). Recentemente, pesquisas intensas entraram no campo das estratégias de redes neurais e fuzzy.

- *Controladores feedforward:* Uma das desvantagens do controle retroalimentado (*feedback*) é seu erro calculado antes de qualquer ação de controle. Este erro pode ocasionar sérias desvantagens para processos com resposta lenta às mudanças, pois o intervalo de tempo é detectado antes das mudanças. Assim, por mais modificações

realizadas nos controladores convencionais *feedback*, sua efetividade e estabilidade depende exatamente do conhecimento dos modelos do processo e dos tempos mortos, Gendron *et al.* (1993).

Nas leis do controle *feedforward*, pelo contrário, o distúrbio é medido diretamente das antecipações e intenções do controlador na saída do processo. Uma desvantagem desta estratégia, semelhante à solução em compensar o tempo morto, é a sensibilidade no modelamento dos erros. Nessas condições, para sistemas que integram um controle adequado, percebe-se claramente uma melhora do desempenho do processo, minimizando o superaquecimento do evaporador e as rotações do compressor, cumprindo, ainda, as exigências de variações na carga térmica de refrigeração. Tal é caso apresentado, por Deng (2000), que desenvolveu uma estratégia de controle do tipo *feedforward* para um sistema de ar condicionado como mostra a Fig. 7a, baseado num modelo matemático, que usa o princípio da conservação de energia. Este projeto incluiu um conjunto de equações de estado para o equipamento experimental com ensaios que confirmaram o diagnóstico das rotinas termodinâmicas apropriadas que envolvem o sistema de ar condicionado.

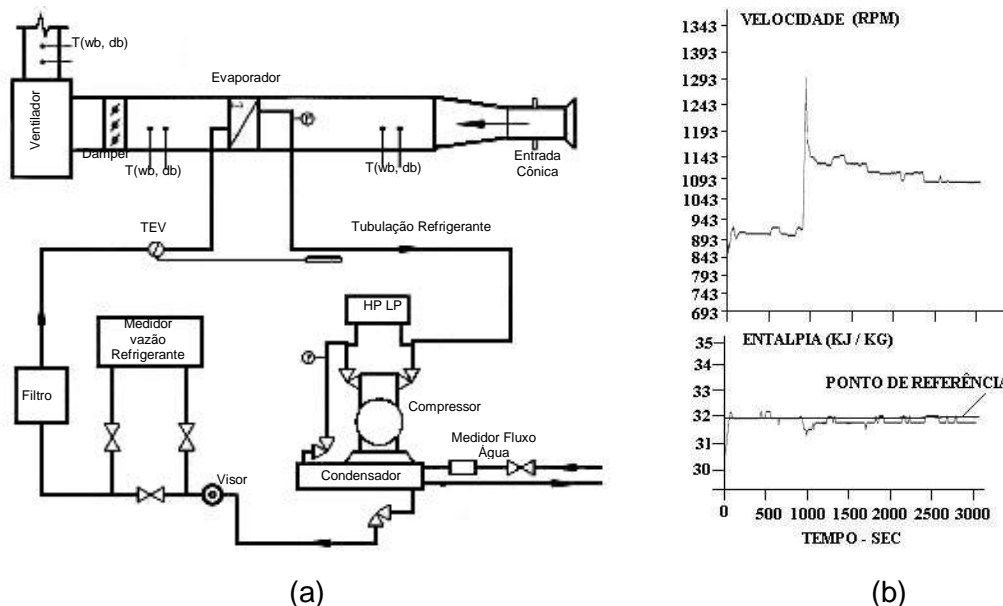


Figura 7. (a) Bancada experimental de um sistema de ar condicionado. (b) Ação do controlador na velocidade do compressor em função as mudanças na vazão mássica de ar, Deng (2000).

Os resultados obtidos por Deng (2000) apresentaram uma elevada eficiência energética no sistema, mesmo considerando limitações na resposta, em parte fornecidas pela capacidade térmica, em virtude da dinâmica da planta e do sensor. Nos seus experimentos para o novo controlador tipo *feedforward*, mostrado na Fig. 7b, o autor

apresentou a ação do controlador na velocidade do compressor mediante alterações no fluxo de massa de ar no evaporador. O ponto ajustado inicialmente para este teste foi a entalpia de 31,9 kJ/kg. A taxa de fluxo de massa do ar foi medida inicialmente e seu valor foi de 0,23 kg/s. Após 900 segundos, a vazão mássica do ar foi alterada manualmente para 0,28 kg/s, com outros parâmetros operando nas mesmas condições. Para responder a esta mudança, o controlador calculou a velocidade requerida do compressor em resposta à nova vazão mássica de ar no sistema.

- *Controladores MIMO*: Em sistemas caracterizados por grandes diferenças nas constantes de tempo, influenciados por diferentes plantas e fatores, diminui-se a eficiência do controlador clássico existente. Uma saída pesquisada em relação a esta característica é a projeção de controladores de natureza MIMO. Foi assim que Xiang (1996) apresentou um controle modelo multi-variável aplicado para ciclos de compressão a vapor. Seu controle multi-variável se baseou no desenho para controlar a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento, atuando simultaneamente na velocidade do compressor e no grau de abertura da válvula de expansão. A Fig. 8 mostra o diagrama esquemático do controlador MIMO.

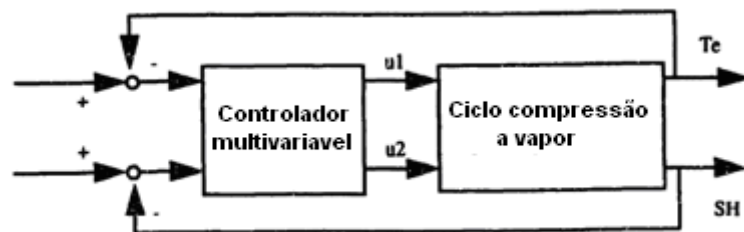


Figura 8. Sistema de controle multi-variável Xiang (1996)

Seu modelo dinâmico, matematicamente complexo, baseado em técnicas (LQG) Linear Quadrática Gaussiana. A estrutura básica do LQG multi-variável, como se mostra na Fig. 9, baseia-se em uma função de transferência matricial composta por um compensador, o qual usa filtros kalman para estimar os estados das variáveis medidas, de maneira a gerar uma ação de controle. Internamente, suas matrizes de ganho  $K$  e do filtro kalman  $L$  são determinadas baseando-se em um sistema de matrizes  $A, B, C, D$  do modelo dinâmico.

No entanto, a complexidade ao se desenhar este tipo de controlador MIMO, geralmente com técnicas LQG, apresentou erros quando a planta não tem um integrador.

Portanto, a solução considerada pelo referido autor foi redesenhar sua estratégia e acrescentar em sua estrutura seu devido integrador. Finalmente, Xiang (1996) encontrou resultados satisfatórios com um custo elevado, matematicamente, neste tipo de sistema a compressão a vapor.

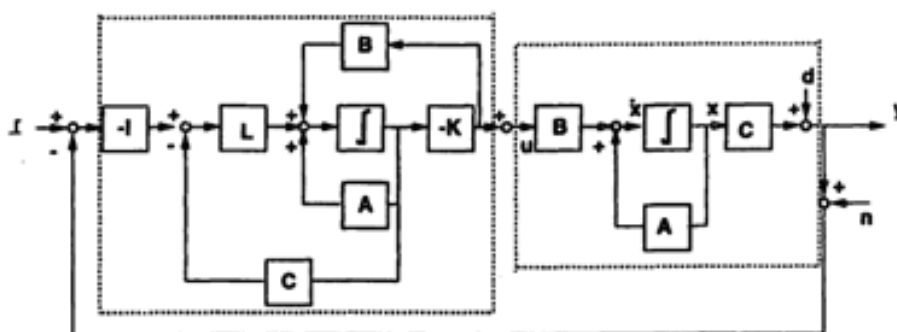


Figura 9. Diagrama de bloco LQG controle multi-variavel, Xiang (1996)

- *Controladores Adaptativos:* No campo das pesquisas de teoria de controle, os desenvolvimentos de controladores adaptativos nasceram por duas razões. A pronta linearização dos modelos dependendo de sua operacionalidade. Portanto, ao mudar o comportamento do sistema, os parâmetros do controlador precisam ser ajustados para manter um ótimo rendimento com as novas condições de operacionalidade. A segunda razão refere-se às leis de adaptação que são inerentes a processos não estacionários. Assim, para esta metodologia de controle, introduzem-se sistemas de controle com tempos variantes onde seus parâmetros são atualizados quando acontecem mudanças no processo, Partanen e Bitmead (1993). Porém, vale ressaltar que um importante problema com esta estratégia de controle adaptativo é, necessariamente, a identificação on-line do modelo no processo, quando a planta opera em malha fechada, o que pode levar conflitos no rendimento desta estratégia, devido à necessidade de informação.

- *Controladores Neurais e fuzzy:* É interessante observar que a contínua evolução das estratégias de controle tem proporcionado grandes avanços que podem ser aplicados aos sistemas de refrigeração. É o caso do uso de controle *fuzzy* nos processos industriais nas últimas décadas, devido à sua capacidade de atuar no sistema, baseando-se apenas no conhecimento especialista e na capacidade de inter-relacionar todas as variáveis do processo.

Utilizando lógica *fuzzy* com modificador de ganho, conforme apresentado por Carvajal (2000), com o objetivo de manter um grau de superaquecimento constante como *setpoint*, conseguiu garantir a estabilidade do grau de superaquecimento no sistema com variações inferiores a  $1^{\circ}\text{C}$ , para diferentes níveis de carga térmica, como é mostrado na Fig. 10.

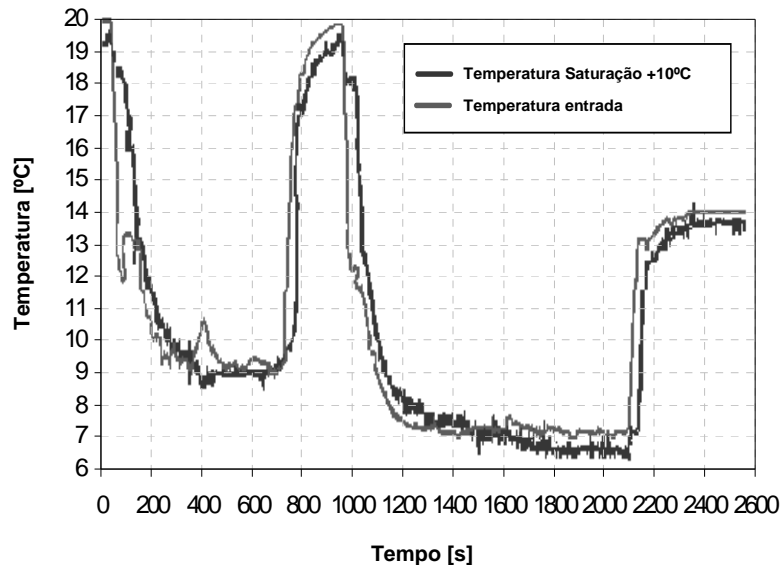


Figura 10. Evolução temporal da variável de controle utilizando o controlador fuzzy. Carvajal (2000).

Silva e Silveira Junior (2001) desenvolveram simulações com a finalidade de trabalhar um controle *fuzzy* da temperatura de condensação em um sistema de resfriamento de líquido, sob condições pré-definidas e perturbações na temperatura da água do condensador. O controle *fuzzy* desenvolvido se mostrou satisfatório e de fácil implementação, apresentando offset na temperaturas de condensação de  $2,4^{\circ}\text{C}$  e  $1,5^{\circ}\text{C}$ , para perturbações na temperatura de entrada da água no condensador, sendo reduzidas para  $0,3^{\circ}\text{C}$  e  $-0,7^{\circ}\text{C}$  após a sintonia do controlador e submetido às mesmas perturbações. Abordando a aplicação de controladores baseados em lógica nebulosa (ou *Fuzzy*) em sistemas de aquecimento, Costa *et al.* (2001) propuseram uma sistemática para a especificação de funções de pertinência do controlador, com o objetivo de manter a temperatura dentro de limites toleráveis (conforto térmico), a variância do sinal de controle, o número de picos e o valor total do consumo de energia, fossem reduzidos. Seus resultados, a partir da modelagem do sistema de aquecimento, foram comparados com outras estratégias de controle como o tipo liga/desliga, *On-Off*. O desempenho apresentado pelo controlador *fuzzy* clássico mostrou um pequeno aumento no consumo de energia quando

comparado com o controlador tipo liga/desliga. Costa *et al.* (2001) consideraram aceitável devido à sua regulação precisa da temperatura em torno do valor de referência fortemente desejável, entretanto, observaram, de maneira positiva, o menor desgaste no mecanismo de acionamento de potência do compressor com o controlador *fuzzy* desenvolvido.

É muito importante destacar que as utilidades dos controladores *fuzzy* dispensam a modelagem matemática clássica dos sistemas físicos e dependem do conhecimento prévio que um especialista possui sobre o processo que se deseja controlar. Estas observações suscitaram nos últimos tempos o aparecimento dos controladores nebulosos (ou *fuzzy*) adaptáveis. Kolokotsa *et al.* (2001) avaliaram ao nível de simulação os métodos de controle *fuzzy* PID, *fuzzy* PD e *fuzzy* PD adaptativo no ajuste e preservação da qualidade e conforto térmico para um sistema de refrigeração. Concluíam uma eficiência entre 25-30% no consumo de energia por debaixo de 15,7 kWh/dia registrada ao trabalhar com o controlador *fuzzy* PD adaptativo comparado com outros tipos de controladores.

Cardenas (2002) desenvolveu o controlador *fuzzy* adaptativo implementado num microcontrolador como *hardware* de baixo custo e versátil, o controlador revelou a capacidade de modificar seu comportamento em resposta às mudanças na dinâmica do processo e/ou perturbações que são muito comuns nos sistemas mecânicos.

Apra *et al.* (2004), avaliaram experimentalmente o desempenho de um sistema de compressão de vapor capaz de operar como um sistema de refrigeração do tipo resfriamento de líquido, e uma bomba de calor, como pode ser observado na Fig. 11. É comparado um algoritmo de controle básico baseado na lógica *fuzzy* com o rendimento do controle termostático clássico de ciclos tipo liga/desliga, *On-Off*, no compressor operando na frequência nominal de 50 Hz. Os resultados levantados para o compressor rotativo tipo *scroll* apresentaram um rendimento ótimo devido à facilidade de operar com frequências mínimas da ordem de 15 Hz, em comparação com o compressor recíproco semi-hermético, que possui o limite inferior de frequência da ordem de 30 Hz. Nesta faixa de frequências reduzidas, abaixo de 30 Hz, o compressor apresenta consideráveis vibrações e incremento de ruídos, além de não lubrificar adequadamente os cilindros, podendo levar a quebra do compressor, como observado em Garcia (2006). Especificamente, no que se refere ao sistema de resfriamento de líquido, operando com diferentes temperaturas de *setpoint* (7, 11 e 15°C) da água resfriada do evaporador e para diferentes vazões da bomba de água, uma significativa economia de energia da ordem de 20% foi alcançada com o uso do compressor rotativo tipo *scroll*. Resultados similares foram obtidos quando o sistema operou como bomba de calor. O melhor desempenho energético foi, ainda, obtido quando a velocidade do compressor *scroll* variou devido basicamente, à eficiência global do sistema e também pela menor relação de compressão à medida que a velocidade do compressor diminui.

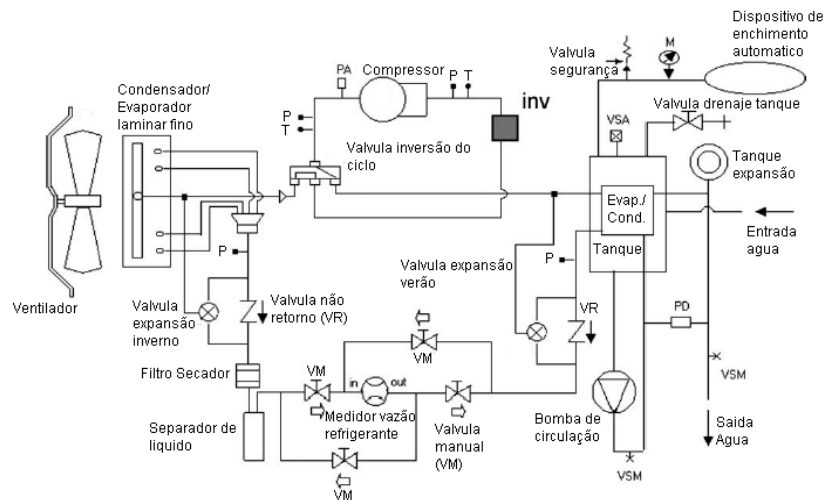
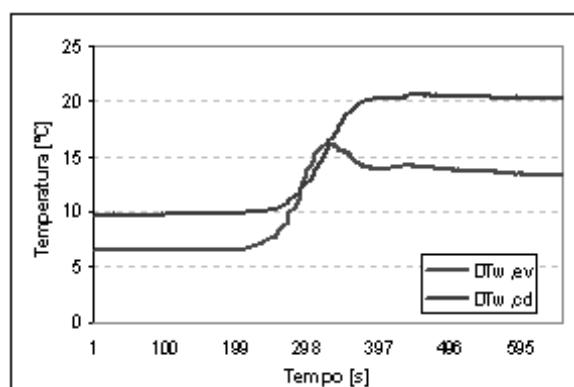


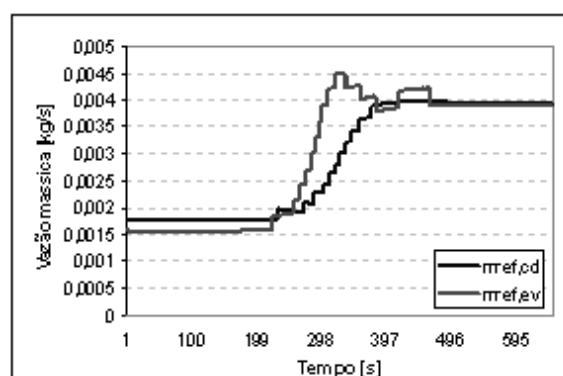
Figura 11. Diagrama esquemático e bancada experimental de Aprea *et al.* (2005).

O uso de redes neurais artificiais (ANNs) para modelagem e controle está começando a se popularizar nas duas últimas décadas. A principal característica das ANNs é sua grande capacidade de desenvolvimento em tempos rápidos. Muitas redes neurais têm sido desenvolvidas, as mais destacadas podem ser citadas *multilayer perceptron* (MLP) e as *radial basic* (GRBF). Kawashima *et al* (1996), trabalharam com um sistema tipo *chiller* usando redes neurais. Sua ANN, composta por 12 entradas, proporcionou resposta preditiva prática na carga térmica. Parlos *et al* (1994) trabalharam com um modelo dinâmico não linear para o trocador de calor usando redes neurais MLP. Devido à dificuldade clássica nos trocadores em sistemas com malha aberta pela existência da mistura bifásica, os parâmetros incertos na planta e fenômenos não lineares, dificultam o apropriado modelamento; suas redes neurais desenvolvidas para quatro entradas e três saídas apresentou erros da ordem de 10%. As redes neurais tendem a generalizar processos dinâmicos, operando com transitórios, mas com um limitado uso de dados. Swider (1999) trabalhou com redes neurais para modelar o rendimento em regime permanente de um sistema de compressão de vapor, *chiller*, encontrando uma melhoria no rendimento da ordem 5%. Borja (2006) aplicou estratégia de controle inteligente, onde desenvolveu o controle de dois parâmetros distintos no circuito, a válvula de expansão eletrônica e da velocidade de rotação do compressor. Tais controles foram baseados em Redes Neurais Artificiais. Neste caso, o controlador preditivo foi projetado para trabalhar simultaneamente nos dois atuadores, controlando a diferença de temperatura da água que circula no

evaporador e o princípio de conservação da massa no sistema, como pode ser observado na Fig. 12, além de controlar a temperatura do refrigerante R134a na entrada do compressor, de forma a manter um grau de superaquecimento maior que  $10^{\circ}\text{C}$  e um grau de subresfriamento maior que  $0^{\circ}\text{C}$ .



(a)



(b)

Figura 12. Ação do controlador com Redes Neurais Artificiais: (a) Evolução das diferenças de temperatura ( $DTw, ev$  ;  $DTw, cd$ ). (b) Evolução da vazão de refrigerante nos trocadores. Borja (2006).

### 2.2.3. Controle Ótimo Supervisório.

As estratégias mencionadas anteriormente são muito sensíveis a qualquer erro por parte do sistema, da técnica aplicada e do projetista experimental.

A melhor solução é operar o controle ótimo online para obter o modelo detalhado de um processo. Algoritmos de otimização são aplicados a estes modelos com o objetivo de executar um ótimo controle. Muitos estudos de controle otimizado, relacionado a sistemas de refrigeração foram estudados, como Johnson (1985), Spethmann (1991), Cumali (1988), Braun et al. (1989), Braun (1990), Meyer and Emery (1995), King and Potter (1998). Estes



estudos preliminares demonstraram a potencialidade das otimizações como controle. No passado, as pesquisas referenciadas em otimização foram enfocadas principalmente com base nos componentes (subsistemas) para se analisar fenômenos termodinâmicos complexos ou tratando associações simplificadas em serie. Koepfel *et al.* (1995) trabalharam com algoritmos, em seu caso com o *simulated annealing* desenvolvendo controle ótimo supervisorio, demonstrando a viabilidade desta estratégia em comparação com estratégias de controle clássico convencional.

Esta estratégia contrasta com aquelas de malhas de controle SISO (uma entrada e uma saída), pois permite a interação natural dos componentes da planta e suas devidas variáveis, procurando maximizar ou minimizar funções objetivas em função a parâmetros específicos dos sistemas. Os estudos no nível de refrigeração mostram os sistemas baseados em um controle ótimo supervisorio, como resultado, uma ótima resposta em sua dinâmica, além de outras características como um menor consumo de energia.

Além de aperfeiçoar ferramentas ao alcance de projetistas, são utilizadas neste campo, técnicas de planejamento, que são base da estratégia de controle de otimização supervisorio. As vantagens de planejar experimentos é definir sequências de etapas e de coleta de dados experimentais para atingir determinados objetivos. As diversas possibilidades de combinação das variáveis propiciam condições favoráveis para que técnicas ao alcance dos projetistas sejam usadas na etapa de coleta de dados e, posteriormente, sejam analisados os resultados experimentais. O método de planejamento fatorial permite a verificação da influência dos efeitos individuais e de interação entre as variáveis, a avaliação dos erros experimentais e o equacionamento empírico em função das variáveis escolhidas, Barros Neto *et al* (1995). Igualmente, a técnica de superfície de resposta proporciona o ajuste empírico de equações que relacionam as respostas obtidas em função de variáveis estudadas, Meyer e Emery, (1976). A viabilidade na prática da teoria de planejamento ajuda ao projetista na seleção de um projeto que pertence a um conjunto de soluções viáveis ao problema, proporcionando direcionamento ao processo de decisão através da comparação entre os projetos e da seleção do “melhor”, Stadler e Dauer (1992).

Esta pesquisa tem como objetivo a avaliação e controle do desempenho de um sistema de refrigeração, considerando-se as questões relativas à qualidade, obtenção controle estrito do grau de superaquecimento, menores consumos de energia para obter elevados COP, ligados a máximos coeficientes globais de transferência de calor.

Na tabela seguinte, apresenta-se o resumo dos principais trabalhos mencionados anteriormente, tipo de sistema e controle.

Tabela 2.1 – Relação dos principais trabalhos e o tipo de controle utilizado.

<b>AUTORES</b>	<b>TIPO DE SISTEMA</b>	<b>CONTROLE</b>
Dhar e Soeder (1979)	Sistema de Refrigeração	<i>On – Off</i>
Higuchi e Hayano (1982)	Sistema de Refrigeração	<i>On – Off</i>
Nguyen <i>et al.</i> (1982)	Ar condicionado	<i>On - Off</i>
Chen e Jiang (1990)	Sistema de Refrigeração	<i>On – Off</i>
Garstang (1990)	Sistema de Refrigeração	<i>On – Off</i>
O’neal e Katipamula (1991)	Ar condicionado e bomba de calor	<i>On - Off</i>
Fujita <i>et al.</i> (1992)	Sistema multi - ar condicionado	<i>On - Off</i>
Dunn <i>et al.</i> (1992)	Sistema de Refrigeração	P
Heinzle <i>et al.</i> (1993)	Sistema de Refrigeração	P
Yasuda (1994)	Sistema de Refrigeração	PI
Outtagarts <i>et al.</i> (1995)	Sistema de Refrigeração	PID
Fredsted e Bernandi (1999)	Sistema de Refrigeração	PID
Qiang e Wen Jian (2000)	Ar condicionado	PID auto-sintonizado
Partanen e Bitmead (1993)	Multi-processos	Adaptativo
Gendron <i>et al.</i> (1993)	Sistemas mecânicos	Feedforward
Deng (2000)	Ar condicionado	Feedforward
Xiang (1996)	Ciclos de compressão a vapor	Multi - variável MIMO
Carvajal (2000)	Sistema de refrigeração	Fuzzy convencional
Kolokotsa <i>et al.</i> (2000)	Sistema de Refrigeração	Fuzzy PID, Fuzzy PD
Silva e Silveira Junior (2001)	Sist. Resfriamento de liquido	Fuzzy convencional
Costa <i>et al.</i> (2001)	Sistema de aquecimento	Fuzzy convencional
Aprea <i>et al</i> (2005)	Sistemas de compressão a vapor	Fuzzy convencional
Kawashima <i>et al.</i> (1996)	Sistema <i>chiller</i>	Redes Neurais MLP
Parlos <i>et al.</i> (1994)	Trocadores de Calor	Redes Neurais MLP
Swider (1999)	Sistemas de compressão a vapor	Redes Neurais
Borja (2006)	Sistema de Refrigeração	Redes Neurais MLP
Johnson (1985) Cumali (1988) Braun <i>et al.</i> (1989) Braun (1990) Spethmann (1991) Meyer e Emery (1995) Koeppel <i>et al.</i> (1995)	Sistemas de Refrigeração	Controle ótimo supervisório através de algoritmos de otimização

King e Potter (1998)		
<b>Presente trabalho</b>	<b>Sistema de Refrigeração</b>	<b>Fuzzy Adaptativo</b>

# CAPÍTULO III

## BANCADA EXPERIMENTAL

### 3.1. Considerações Iniciais

A refrigeração por compressão de vapor é muito utilizada atualmente em diversas aplicações, como em residências, comércios, transportes, etc. O seu princípio de funcionamento, como qualquer sistema de refrigeração, tem por objetivo a retirada de calor de um determinado processo e o transporte desta carga térmica para o exterior, produzindo assim o efeito desejado tal como resfriamento ou congelamento. O ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor é apresentado na Fig. 3.1 e pode ser analisado sob diversos aspectos e complexidade, como por exemplo, de maneira simplificada, evaporador, condensador, dispositivo de expansão, compressor, além de outros componentes. Por intermédio dele, é possível acompanhar o desempenho de um equipamento de refrigeração, podendo alterar algumas variáveis, objetivando a melhora da eficiência.

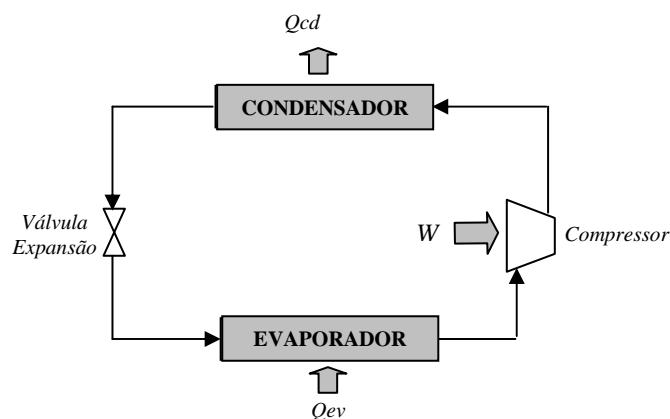


Figura 3.1 - Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.

A título de ilustração e conhecimento, o ciclo básico, mostrado anteriormente, pode ser acompanhado, iniciando com o refrigerante que é comprimido no compressor no estado de vapor superaquecido, tendo sua pressão e temperatura aumentadas e seguindo diretamente para o condensador. O calor ganho no processo de compressão e de evaporação é rejeitado para o exterior, causando assim o resfriamento da fase superaquecida e, conseqüentemente, a mudança da fase vapor para líquido. Deixando o condensador, o refrigerante se encontra como líquido subresfriado e segue para o dispositivo de expansão (tubo capilar ou válvula de expansão). Esse dispositivo provoca uma queda de pressão e diminui também a temperatura, até a evaporação do refrigerante no sistema. Em seguida, o refrigerante segue para o evaporador, já com o título termodinâmico determinado, geralmente, na faixa dos 20% e, assim, é evaporado completamente. Por segurança, o fluido deixa o evaporador como vapor superaquecido. Nesse processo, o fluido refrigerante retira calor do ambiente desejado e segue para o compressor, onde, novamente, reinicia-se o ciclo.

## 3.2. Construção da Bancada Experimental

### 3.2.1. Histórico

Inicialmente foi doado ao Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos (LEST) um aparelho comercial de ar condicionado tipo *self-contained* com capacidade de 5TR com mais de 20 anos de uso da marca Hitachi, com parte de seus equipamentos danificados, conforme ilustra a Fig. 3.2.



Figura 3.2 - Fotografia do aparelho de ar condicionado tipo *self-contained* da marca Hitachi, utilizado inicialmente na presente pesquisa.

A partir daí, foi sugerida a construção de uma bancada experimental para avaliar o desempenho do referido equipamento, porém alterando sua configuração, já que o condensador e evaporador realizavam a troca de calor com o ar. Nessas condições, foi conseguido junto a uma empresa de trocadores de calor, ACP Termotécnica, um evaporador e condensador de tubos concêntricos com troca de calor com água. Com essas alterações foi possível controlar e medir as variáveis utilizando água, já que no caso de se operar com o ar seria necessário o controle de parâmetros como a umidade, temperatura, entre outros.

Para o resfriamento da água de condensação, foi utilizado um circuito secundário composto por uma torre de resfriamento, que foi instalada no lado externo ao laboratório. A água de alimentação do evaporador, que é responsável pela variação da carga térmica, foi circulada por intermédio de uma bomba proveniente do tanque armazenamento térmico, que continha um resistor elétrico, com potência de 15 kW, comandada pelo controlador lógico programável (CLP), por intermédio de um controle PID. O fluido refrigerante utilizado do circuito principal foi HCFC-22, ou comumente conhecido como R-22. Em relação à instrumentação, para as medidas de temperatura, foram utilizados sensores do tipo PT100 e, para pressão sensores do tipo piezos-resistivos. Um variador de frequência foi utilizado para controlar a velocidade de rotação do compressor e um medidor de vazão do tipo *coriolis* foi adicionado ao circuito principal, complementando a instrumentação.

A aquisição de dados foi realizada por intermédio de uma placa eletrônica com sinal de saída analógica que foi projetada no Laboratório Energia e Sistemas Térmicos (LEST) para essa finalidade. Os sinais analógicos eram convertidos em digitais por intermédio do CLP e os dados eram monitorados e gerenciados através de um programa elaborado no LABVIEW.

A Fig. 3.3 ilustra a bancada experimental que foi construída no início dos ensaios. Como pode ser observado nessa figura, o compressor utilizado era um modelo hermético da Hitachi e pelo tempo de utilização (mais de 20 anos), apresentou diversos problemas, operando de forma irregular, o que acarretou a sua substituição.

Nessas condições, foi solicitado a uma empresa nacional de compressores, Bitzer compressores, a doação de um modelo de mesmas características que pudesse substituir o modelo antigo da bancada. Conforme pode ser observado na Fig. 3.4 e Fig. 3.5, o diagrama e a foto do equipamento experimental, respectivamente, incorporando o novo compressor para os ensaios. Para garantir maior segurança, foi instalado um separador de líquido, após do evaporador, para evitar qualquer parcela de refrigerante na fase líquida que comprometesse o funcionamento do compressor.

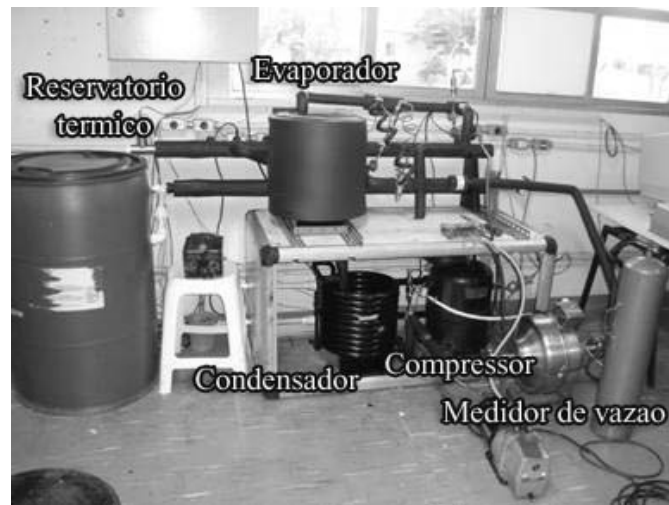


Figura 3.3 – Versão inicial da bancada experimental com isolamento no início dos ensaios.

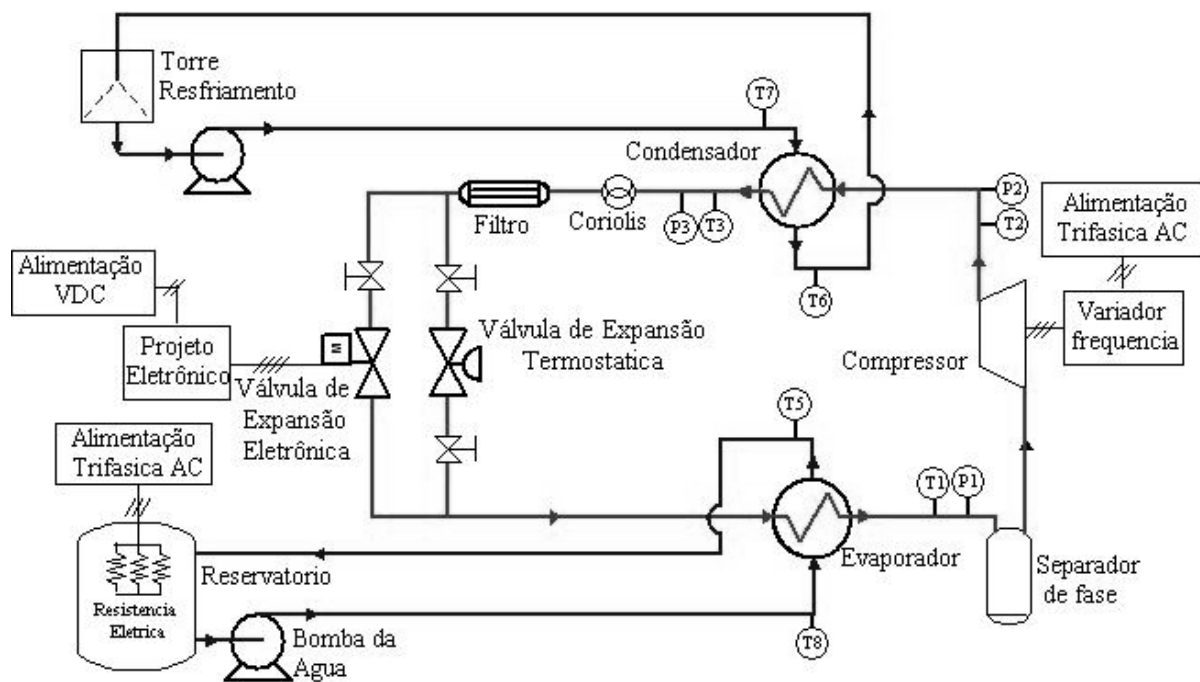


Figura 3.4 - Representação esquemática da bancada experimental.



Figura 3.5 - Bancada experimental final com isolamento utilizada para os ensaios.

O sistema continha, ainda, uma válvula de expansão termostática (VET) de 5 TR, da empresa *Emerson Controls*. Paralelamente foi instalada em *by-pass*, como se mostra na Fig. 3.6, uma válvula de expansão eletrônica (VEE), marca Danfoss modelo ETS25, com motor de passo bipolar operado eletronicamente.



Figura 3.6 - Detalhe da seção, ilustrando o *by-pass* entre a válvula de expansão eletrônica (VEE) Danfoss ETS25 e válvula termostática (VET), no circuito principal de refrigeração.



A seguir será apresentada uma descrição dos principais componentes do sistema que compõe a bancada experimental de ensaios.

### 3.3. Componentes da Bancada Experimental

#### 3.3.1. Compressor

Na grande maioria de aplicações em sistemas de refrigeração e ar condicionado, o compressor alternativo é o mais utilizado para o processo de compressão, que trabalha de acordo com a capacidade de refrigeração requerida, na faixa de operação (temperatura de evaporação e condensação), além de outras especificações básicas. A seguir um detalhamento do compressor utilizado na presente pesquisa é apresentado.

No desenvolvimento dos ensaios, o compressor utilizado foi modelo semi-hermético que possui no seu interior um motor elétrico trifásico acoplado a um mecanismo tipo biela-manivela, contendo válvulas e câmaras para a descarga do fluido refrigerante. O modelo do compressor da marca *Bitzer* alternativo, semi-hermético é o Octagon 2DC-3.2, conforme ilustra a Fig. 3.7 e suas características técnicas são apresentadas na tabela 3.1.



Figura 3.7 - Compressor Alternativo Semi-Hermético modelo octagon 2DC-3.2 da empresa Bitzer.

Tabela 3.1 - Características técnicas do compressor utilizado na bancada

Refrigerante	R-22
Marca	Bitzer
Modelo	2DC-3.2
Temperaturas de operação	$T_{ev} = 5^{\circ}\text{C}$ e $T_{cd} = 35^{\circ}\text{C}$
Capacidade de Refrigeração	15,14 kW (4,3 TR)
Potência	3,17 kW
Alimentação	Trifásica 220 V / 60 Hz
Corrente de Operação	11,94 A

A Figura 3.8, a seguir, mostra a faixa de operação em que trabalha o compressor octagon modelo 2DC-3.2 utilizado na bancada experimental, ilustrando, ainda, a faixa de utilização na presente pesquisa.

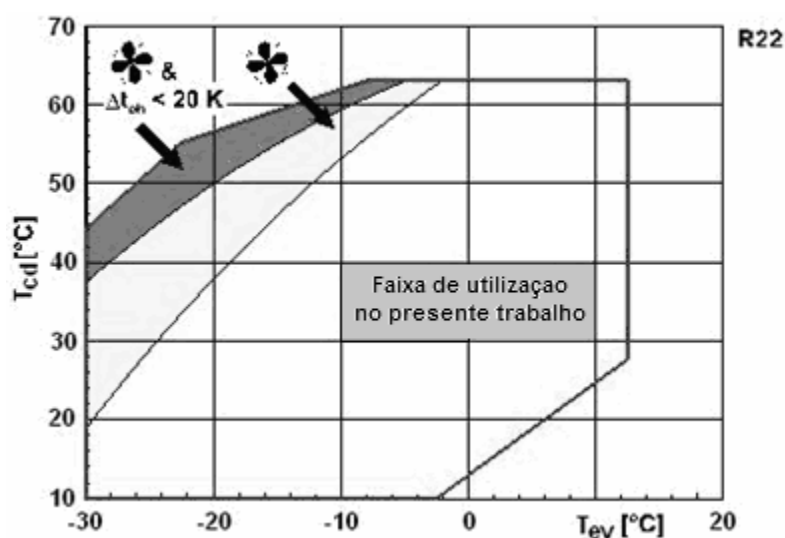


Figura 3.8 - Faixa de operação do compressor utilizado na bancada experimental.

### 3.3.2. Condensador e evaporador

Os trocadores de calor utilizados na bancada experimental são de tipo “tubos concêntricos”, conhecidos comercialmente como *Tube in Tube*. Os trocadores de calor (evaporador e condensador) utilizados nos ensaios são compostos por tubo interno de cobre com diâmetro de 15,6 mm. O tubo externo é confeccionado em cobre, com diâmetro externo

de 22,2 mm e pintura epóxi. Para o processo de troca de calor, a água escoo através do tubo exterior e o refrigerante no tubo interno, onde o escoamento é em contra corrente com o refrigerante entrando na parte superior e água na parte inferior do trocador. O condensador e evaporador utilizados no presente trabalho, possuem capacidades nominais de 5 TR cada um, é apresentado na figura a seguir.

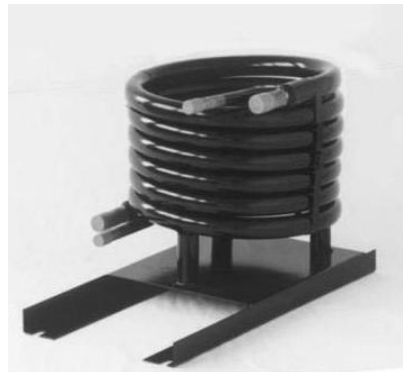


Figura 3.9 - Trocador de calor tipo *Tube in Tube* de 5 TR fabricado pela empresa ACP Termotécnica, utilizado na bancada experimental.

### 3.3.3. Válvula de expansão Termostática (VET) TIXA 5R

A válvula de expansão termostática modelo TIXA 5R da empresa Emerson, como se observa na Fig. 3.10 é, provavelmente, o componente que mais requer conhecimento e habilidade para um perfeito manuseio e operação de um sistema de refrigeração. O grau de superaquecimento ideal é a garantia de que o sistema está operando em segurança. Ela deve estar bem regulada para garantir a melhor eficiência do sistema. Se o superaquecimento for dimensionado para um valor muito maior que o necessário, pode ocasionar uma perda da capacidade frigorífica no sistema. Em contrapartida, se for dimensionado para um valor pequeno, pode fazer com que o refrigerante retorne na fase líquida para a sucção do compressor e, desta forma, provocar a quebra do mesmo pelo denominado golpe de líquido.

A tabela 3.2 ilustra as capacidades da VET de acordo com as temperaturas de Evaporação e Condensação.



Figura 3.10 - Válvula Expansão tipo TIXA 5R, fabricada pela Emerson.

Tabela 3.2 - Capacidade da Válvula de Expansão Termostática Tipo TIXA 5R.

	$T_{ev} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{ev} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{ev} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{cd} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$	4,8 TR	4,6 TR	4,4 TR
$T_{cd} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	5 TR	4,8 TR	4,6 TR
$T_{cd} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$	5,2 TR	5 TR	4,8 TR
$T_{cd} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$	5,5 TR	5,3 TR	5,1 TR

#### 3.3.4. Válvula de Expansão Eletrônica (VEE)

A válvula de expansão Eletrônica (VEE) modelo ETS25 fabricado pela Danfoss como se observa na Fig. 3.11, é uma válvula com modo de operação semelhante às válvulas termostáticas. Por meio de dispositivos elétricos (motor de passo), atua-se adequadamente na abertura ou fechamento da vazão através da válvula, proporcionando ajustes finos e aproveitamento da eficiência do sistema de refrigeração. Suas características mais relevantes são mostradas na tabela 3.3.



Figura 3.11 - Válvula de Expansão Eletrônica (VEE) modelo ETS25 da empresa Danfoss.

Tabela 3.3 - Capacidade da Válvula de Expansão Eletrônica Tipo ETS25.

Refrigerante	HFC – HCFC
Máxima pressão trabalho	4550 kPa.
Máxima capacidade	102,5 kW (29,2 TR) $T_{ev} = 5^{\circ}\text{C}$ $T_{cd} = 32^{\circ}\text{C}$
Temp. Refrigerante	-40°C ate 10°C
Conexões	7/8" entrada - 7/8" saída
Faixa de regulação	20 ate 600 kPa

O tipo de motor de passo, como dispositivo elétrico de atuação, é de duas fases bipolar com baixo consumo de potência. A direção do motor para abrir e fechar o passo do fluido depende da relação na ativação de suas bobinas internas, como é mostrado na tabela 3.4. Para modo de trabalho passo normal, o motor desloca 7,5° por cada sequência ativada. O motor de passo atua no eixo da válvula, com movimentos lineares pela transmissão verificada internamente na válvula, como se mostra na seguinte Fig. 3.12. Suas características elétricas principais são mostradas na tabela 3.5.

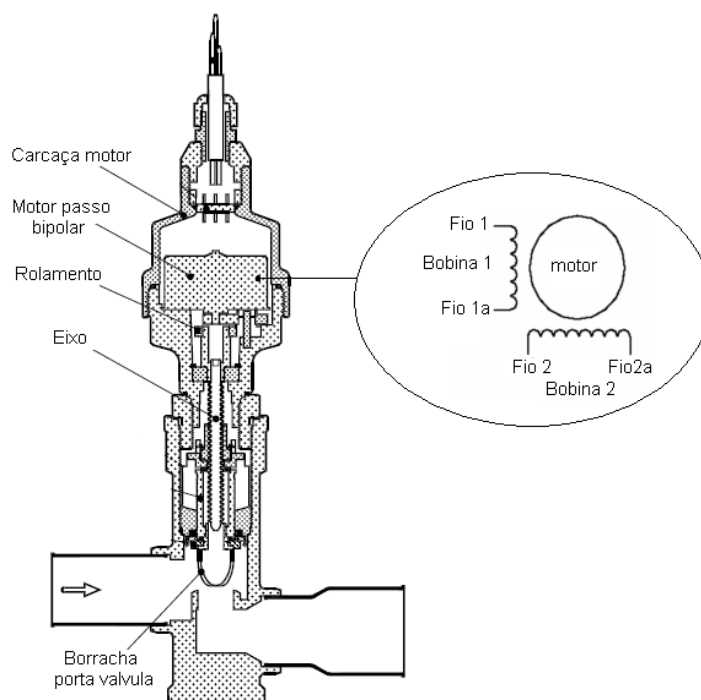


Figura 3.12 – Diagrama interno válvula de expansão Eletrônica (VEE) modelo ETS25 da Danfoss.

Tabela 3.4 – Sequência de ativação das bobinas internas do motor de passo na Válvula de Expansão Eletrônica utilizada na bancada.

	PASSO	BOBINA 1		BOBINA 2		
	NORMAL	Fio 1	Fio 1a	Fio 2	Fio 2a	
↓ FECHAR	1	+	-	+	-	↑ ABRIR
	2	+	-	-	+	
	3	-	+	-	+	
	4	-	+	+	-	
	1	+	-	+	-	

Tabela 3.5 - Características técnicas elétricas da válvula de Expansão Eletrônica utilizada na bancada.

Modo de passo	2 fases x passo completo
Resistência por fase	52Ω
Indutância por fase	85 mH
Ângulo por fase	7,5°(motor) 0,9°(eixo interno)
Voltagem nominal	12 Vdc +-15%
Corrente nominal	100 mA +15%
Total de passos	2625 passos
Frequência passos	0-300 passos/segundos.

### 3.3.5. Filtro secador

Os filtros secadores são componentes de grande importância em um sistema de refrigeração e muito utilizados. Como o próprio nome sugere, o "filtro secador" possui as funções que se resumem, basicamente, em filtrar o fluido refrigerante e retirar qualquer parcela de umidade presente no sistema, impedindo, assim, que impurezas possam restringir a operação da válvula de expansão, tubos capilares e até mesmo dos compressores. Estas impurezas podem ser sólidas, tais como rebarbas metálicas, resíduos de solda ou, ainda, cobre. Outros tipos de impureza igualmente prejudiciais solúveis tais

como os ácidos, água, resinas e ceras podem ser restringidas. O modelo do filtro utilizado na bancada experimental foi o modelo tipo – ST 120 x 1/2”, como ilustra a Fig. 3.13 da empresa Emerson. Suas características técnicas são: entrada: 1/2”, saída: 1/2” e capacidade de absorção de água a 24°C de 8,6.



Figura 3.13 - Filtro Secador ST da empresa EMERSON, utilizado na bancada experimental.

### 3.3.6. Controlador Lógico Programável (CLP)

Por definição, o Controlador Lógico Programável, (CLP), é um aparelho eletrônico, de controle independente do processo, que se adapta aos processos mediante um programa específico (software) que contém uma sequência de operações para executar. Essa sequência de operações é definida sobre sinais de entrada e saída do processo, ligados diretamente aos bornes dos módulos de expansão do CLP. A Fig. 3.14 ilustra o CLP e seus módulos.



Figura 3.14 - Controlador Lógico Programável modelo SCL5/03 da *Allan Bradley*, utilizado na bancada experimental.

O CLP comanda os sinais de saída conforme o programa previamente armazenado em sua memória, a partir dos sinais de entrada. O programa é armazenado no CLP através de um microcomputador (PC), permitindo funções como: depurações de programas, simulação, monitoramento e controle do CLP. Os controladores caracterizam-se pelo sistema tecnicamente avançado, tendo flexibilidade inerente e vantajosa sobre outros sistemas. Seu ciclo de operação desenvolve uma série de varreduras em tempos necessários, onde o controlador varre os dados de entrada, executando instruções do programa, escrevendo suas saídas e mantendo trabalhos de comunicação no padrão de gerenciamento.

Os elementos importantes que todo CLP possui e tem em sua arquitetura podem ser visualizados na Fig. 3.15. Na unidade de E/S (Entradas e Saídas) os sinais que chegam dos sensores do processo são codificados e, paralelamente, os decodifica desde a CPU, para posteriormente, encaminhar aos dispositivos atuadores. Nesta unidade existem interfaces de adaptação para as saídas e entradas como proteção dos circuitos internos.

Outros elementos que o CLP possui em sua arquitetura podem ser resumidos como: introdução, alteração e supervisionamento de toda a sequência e estado interno do CLP. A unidade, também possui dispositivos periféricos que são unidades de E/S, mais memória e unidades de comunicação de rede, etc. Finalmente, a unidade de Interfaces, que é aquela que facilita a comunicação do autômato com outros dispositivos exteriores, como por exemplo, PC, HMI, etc, pode ser observada na figura abaixo.

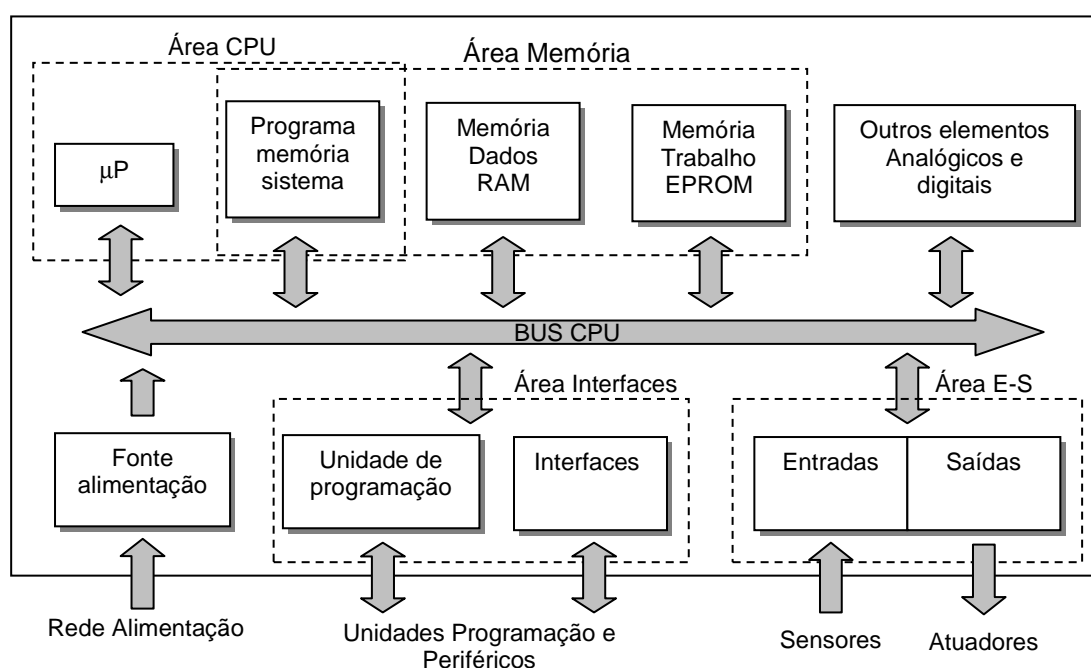


Figura 3.15 - Arquitetura Interna do CLP.



Para o CLP utilizado no presente trabalho, que foi do tipo modular, tem-se como processador principal o modelo SLC5/03, caracterizado por possuir memória de 8 kb, controle de até 4096 pontos expansíveis mediante módulos de entrada e saída, canal DH485 incorporado, canal RS232 incorporado suportando (DF1 *Full – Duplex* para comunicações ponto a ponto, DF1 *Half – Duplex* Mestre /Escravo para comunicação tipo SCADA, ou seja, ponto a multiponto, ASCII para a conexão a outros dispositivos ASCII tais como leitores), Relógio/Calendário em tempo real incorporado, chave seletora de modo *RUN*, *REMOte*, *PROGram*, capacidade matemáticas expandidas – trigonometria, PID, exponencial e instruções computacionais.

Na Unidade E/S, o módulo de saída discreto 1746-OW8 pode ser visualizado na Fig. 3.16, contendo 8 saídas tipo AC/DC, relés, 4 pontos de saídas pelo comum, voltagem de operação nas faixas 5 a 265 VAC / 5 a 125 VDC a frequências de 47 até 63 Hz.

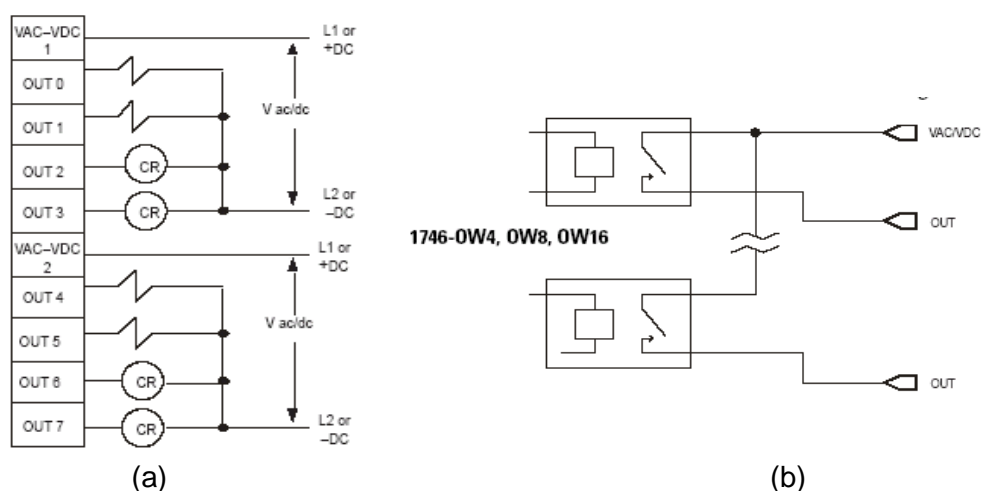


Figura 3.16 - (a). Módulo Expansão 1746-OW8. (b) Circuito elétrico interno de uma saída do Módulo Expansão 1746-OW8. Allan Bradley Company Inc.

Adicionalmente na unidade E-S foi possível incorporar o módulo de entrada AC 1746-IA8, como pode ser observado na Fig. 3.17. Este módulo possui 8 entradas para voltagem e operação de 85 to 132 VAC na faixa de frequência 47 a 63 Hz.

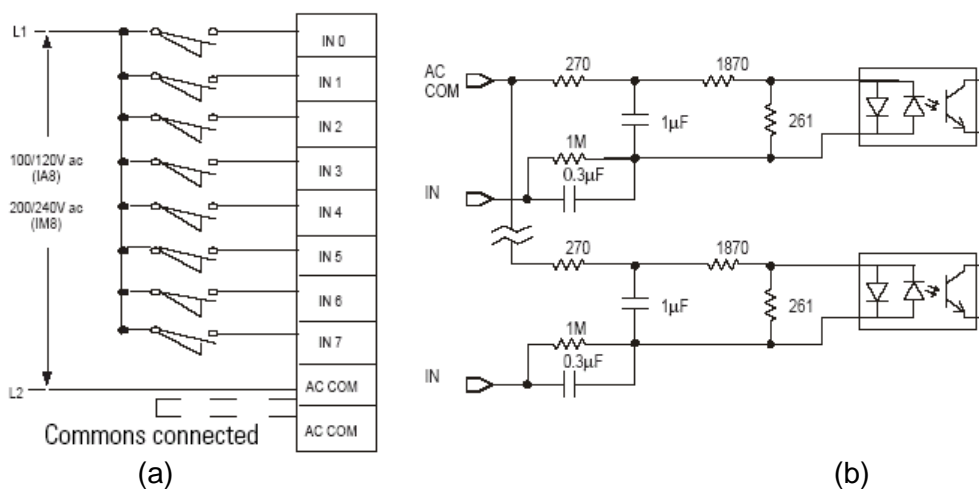


Figura 3.17 - (a). Módulo Expansão 1746-IA8. (b) Circuito elétrico interno de uma saída do Módulo Expansão 1746-IA8. Allan Bradley Company Inc.

Paralelamente, dentro da unidade E-S, foi incorporado o módulo de entrada para voltagem 1746-NI16V de 16 bits de resolução com 16 canais de entrada analógica, como mostrado na Fig. 3.18, na qual as faixas de voltagem de entrada analógica são: 0 a 10 VDC,  $\pm 10$  VDC, 1 a 5 VDC. Neste caso, é programado o CLP para operar com entradas analógicas em modo referenciado de  $\pm 10$  VDC para os sinais de temperatura e as de modo de 1 a 5 [VDC] para os sinais de pressão.

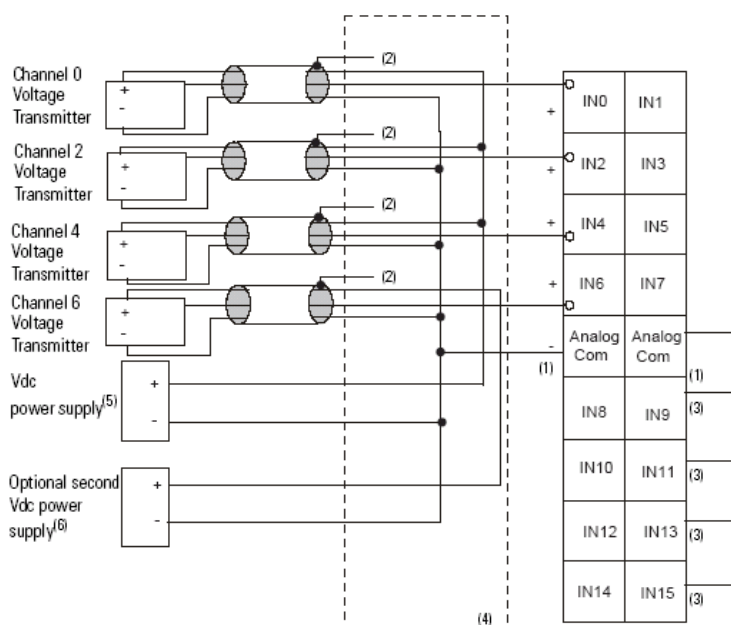


Figura 3.18 - Módulo Expansão 1746-NI16V. Allan Bradley Company Inc.

### 3.3.7 Variador de frequência

O Variador de frequência utilizado nos experimentos tem capacidade para controlar a velocidade dos motores AC até 5 HP (3,7 kW), da marca YASKAWA e seu modelo é V7AM23P7, conforme ilustra a Fig. 3.19. O variador é controlado por intermédio de um microprocessador que incorpora uma tecnologia tipo transistor bipolar com porta isolada (IGBT), o que lhe confere confiabilidade e flexibilidade que permite o funcionamento do motor em modo silencioso. O variador e o motor têm uma proteção proporcionada por um amplo sistema de funções protetoras programáveis no variador.



Figura 3.19 - Variador de frequência modelo Yaskawa V7AM23P7, utilizado na bancada experimental.

O diagrama elétrico de potência do variador com o motor do compressor é mostrado na figura 3.20.

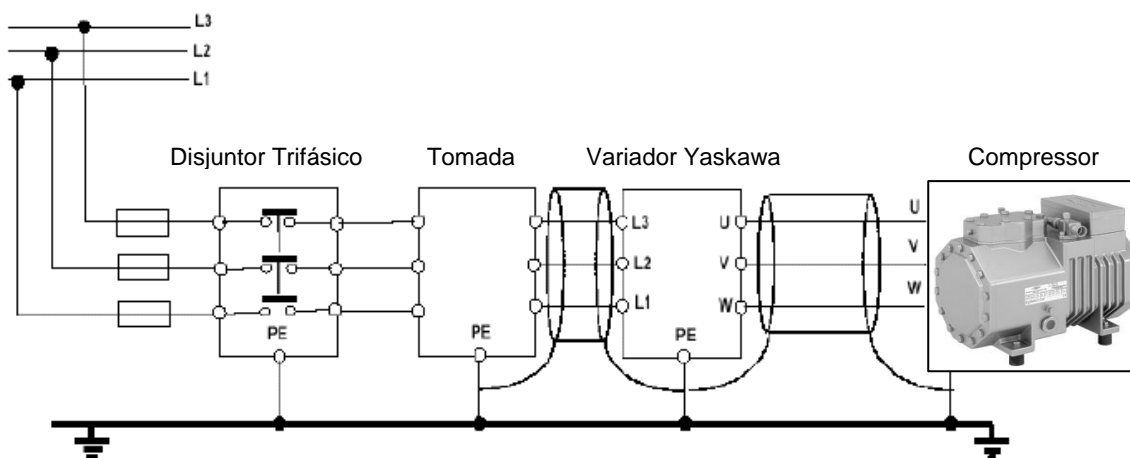


Figura 3.20 - Circuito de instalação trifásico, utilizado no presente trabalho.

O variador de frequência possui um borne de controle, na qual os sinais são enviados no modo discreto de controle tais como, arranque, parado e sentido rotação, além de possuir entradas analógicas de 0 – 10 VDC, conforme pode ser observado na Fig. 3.21.

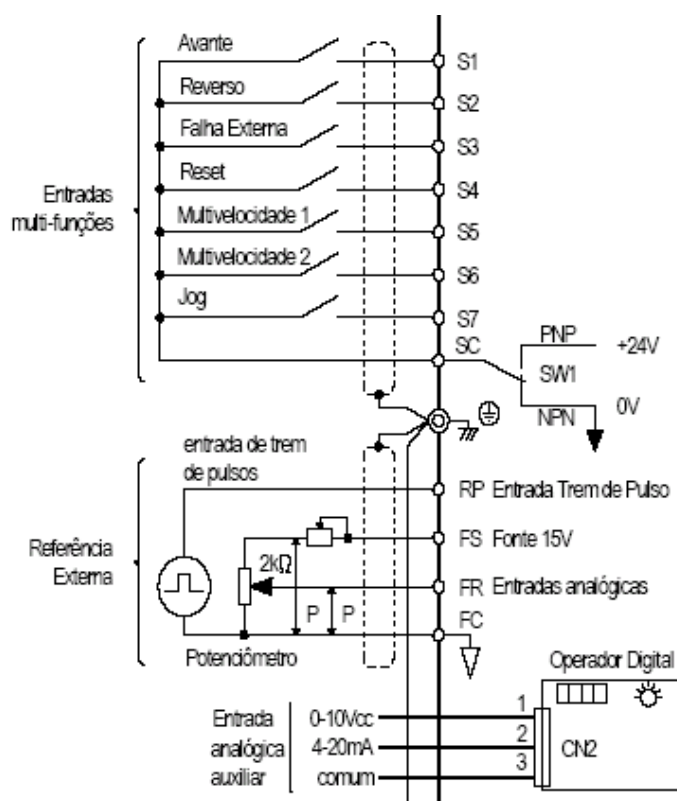


Figura 3.21 - Borne de controle do variador de frequência V7AM23P7. Yaskawa Company Inc.

O variador de frequência comanda o motor do compressor, levando-se em consideração um aspecto muito importante que se refere ao valor da potência do motor, o qual não deve exceder o valor máximo permitido pelo variador, que no caso da presente pesquisa foi de 3,70 kW.

O variador obtém alimentação através do acionamento de um disjuntor trifásico. A saída de potência permanece desativada até a presença de um sinal discreto ON no borne S1 do variador produzido pelo CLP.

A variação de velocidade proporcional conecta-se aos bornes S6 e S7 para incremento e diminuição da rotação, respectivamente, e referenciadas no borne SC (+VDC) do variador, onde os sinais discretos são gerados pelo módulo de saídas 1746-OW8 do CLP.

### 3.3.8 Medidor de vazão tipo Coriolis

Ferramenta de instrumentação, pela qual é possível medir a vazão mássica da maioria dos fluidos, quais sejam, multifásicos, líquidos com alta viscosidade, líquidos com uma certa quantidade de vapor, além de gases. Os limites de operação do medidor, necessariamente, deve estar dentro da faixa de temperatura sugerida no catálogo, no caso entre -50 e 200°C. A Figura 3.22a ilustra o referido medidor inicialmente utilizado na presente pesquisa. Conforme sempre em atualizar e melhorar a bancada experimental, foi trocado o medidor de vazão mássica por o modelo RHM015 da Metroval controle de fluidos Ltda, mostrado na fig. 3.22b. O princípio de funcionamento físico desse medidor se dá por intermédio do efeito ou força tipo *Coriolis*. O fluido, quando passa através do medidor, possui uma determinada velocidade angular gerada pela excitação dos tubos de medição através de uma bobina de excitação. Essa velocidade angular acelera o fluido aumentando sua velocidade periférica e a força gerada por esse aumento de velocidade periférica é chamada “Força *Coriolis*”. Os tubos de medição são deformados por essa força e essa deformação é captada por sensores. Dessa forma, a diferença dos ângulos de fase gerada nos tubos quando o fluido escoar é proporcional à quantidade de massa que passa pelos tubos.



(a)



(b)

Figura 3.22 - Medidor de vazão mássica tipo *Coriolis*: (a) Modelo 10MM2104A, inicialmente utilizado. (b) Modelo RHM015 da Metroval controle de fluidos Ltda.

## 3.4. Sistema de Aquisição de Dados e Comando

### 3.4.1. Introdução

Na atualidade, em sistema de ar condicionado ou de refrigeração, o usuário passa a ter condições de operar e controlar, a partir de uma central, os parâmetros de um sistema integrado, cuja finalidade é controlar todo o funcionamento e as condições da instalação, usando para isso um software apropriado, além de ferramentas elétricas e eletrônicas. Pode-se, por exemplo, programar, ligar, desligar, mudar “*setpoints*” de temperatura,

capacidade do sistema, ser alertado quanto ao momento de executar tal função, entre muitas outras funcionalidades.

Na Figura 3.23 se observa o diagrama geral do sistema supervisionado com seus correspondentes projetos eletrônicos desenvolvido neste trabalho.

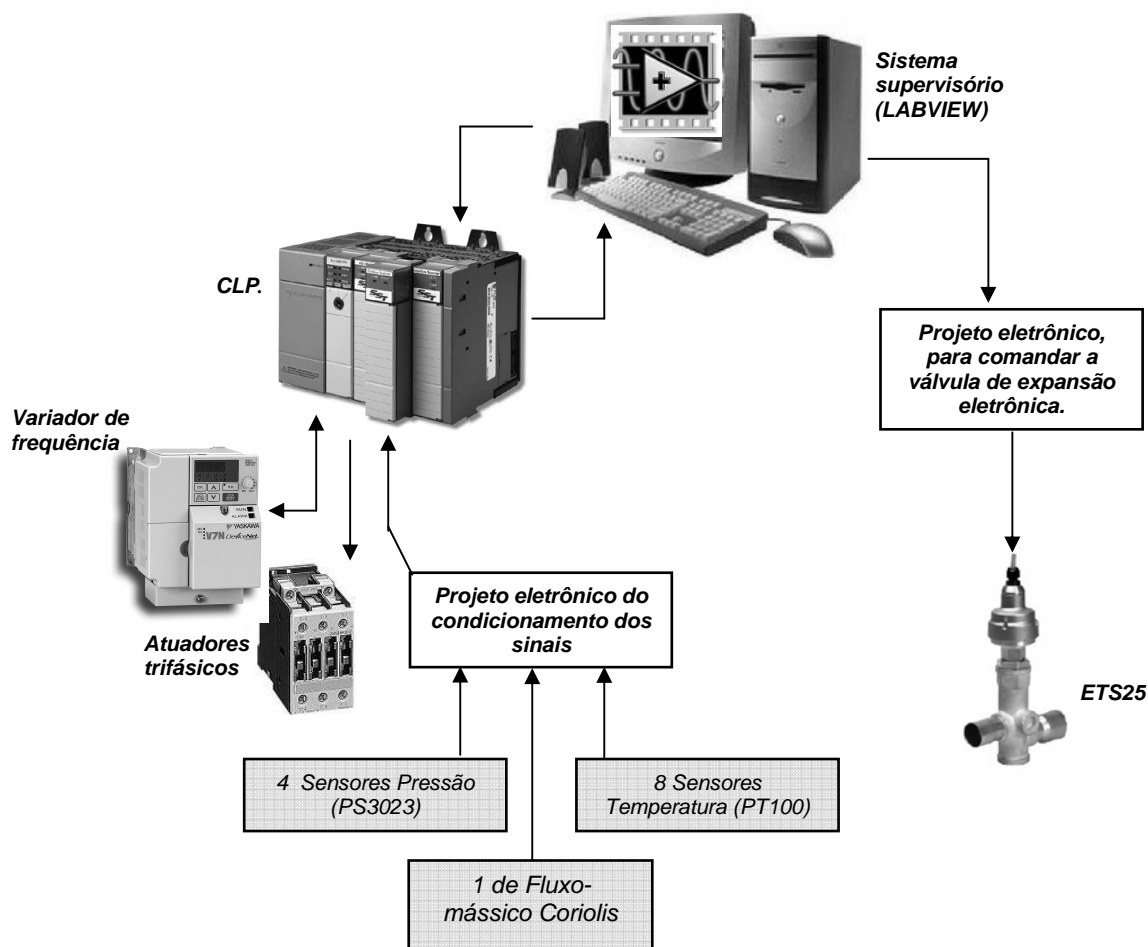


Figura 3.23 - Diagrama geral do sistema de aquisição e comando.

### 3.4.2. Projeto eletrônico do condicionamento dos sinais

Neste projeto, as variáveis do sistema são baseadas no relacionamento físico dos elementos básicos de sensores e atuadores. Para a leitura das diferentes grandezas físicas como a temperatura, pressão, entre outros, são transformados os sinais elétricos de forma analógica pelos sensores, usualmente em forma de tensão (ordem de mV). O sinal vai a ser adaptado ao nível de entrada DC do conversor analógico-digital (A/D) no módulo de

expansão de entrada para voltagem 1746-NI16V do CLP. A Fig. 3.24 apresenta as etapas para a medição e condicionamento dos sinais.

Os amplificadores utilizados foram do tipo amplificador de instrumentação, devido à sua alta impedância de entrada, a poucas mudanças da tensão de deslocamento (*offset*), a baixas correntes de polarização de entrada, e ao fácil ajuste do ganho, mediante uma resistência externa e alta relação de rejeito de modo comum (CMRR). Usualmente, após o amplificador, um filtro ativo ao ruído (componentes de altas frequências e ruído por interferência) é utilizado com o objetivo de se manter limpo e adequado o sinal.

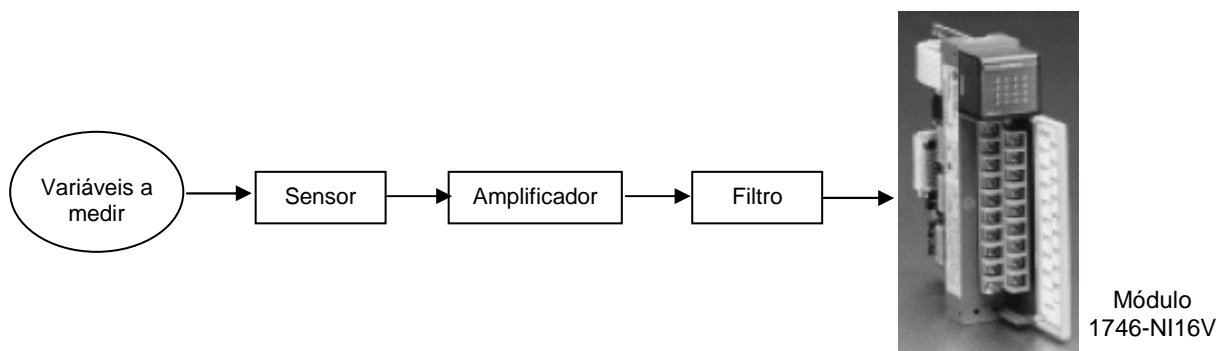


Figura 3.24 - Esquema das etapas para medição e condicionamento das variáveis

A temperatura é um parâmetro físico bastante utilizado em sistemas de refrigeração, permitindo aplicação da eletrônica. A diversidade de suas aplicações vem condicionando igualmente uma grande proliferação de sensores, desde a simples união bi-metálica até os dispositivos semi-condutores mais complexos.

Os sensores de temperatura aplicados na bancada de ensaios foram os dispositivos RTD de 3 fios, modelo PT100, construídos com uma resistência de platina (PT). A platina é o metal que oferece uma margem linear mais ampla, possuindo boa sensibilidade, precisão e exatidão. Normalmente, possuem uma resistência entre 20  $\Omega$  e 20 k $\Omega$ . A vantagem mais importante é que apresenta um comportamento linear de +10 mV/ $^{\circ}$ C e opera com alimentação que varia de 4 a 30 Vdc, além de apresentar comportamento linear dentro da faixa de temperaturas entre -200 $^{\circ}$ C e 850 $^{\circ}$ C. O método empregado para medir as pequenas mudanças da resistência do sensor tipo PT100 consiste em dois divisores de tensão em paralelo, um dos quais se refere ao transdutor de temperatura. Esses são projetados de forma que em repouso ambos divisores possuam a mesma tensão ( $E_o=0$  V) tendo como referência a resistência interna (RT) do PT100 a 0 $^{\circ}$ C, que vale 100  $\Omega$ , para assim só medir a diferença de tensão entre as saídas, obtendo o sinal que dependerá da variável a ser medida. Esta estrutura é conhecida como ponte de *Wheatstone*, como se mostra na Fig.

3.25, a qual permite aumentar a sensibilidade do sistema, com objetivo de se situar diversos transdutores nos braços pertinentes da ponte.

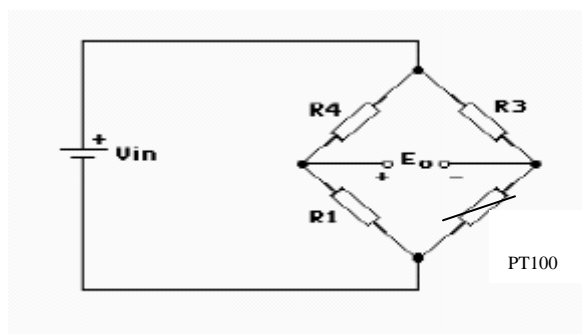


Figura 3.25 - Ponte de *Wheatstone*.

Sua calibração é apresentada em forma gráfica, onde no eixo da abscissa tem-se a temperatura e na ordenada, a resistência interna ( $R_T$ ) do PT100, como é mostrado na Fig. 3.26.

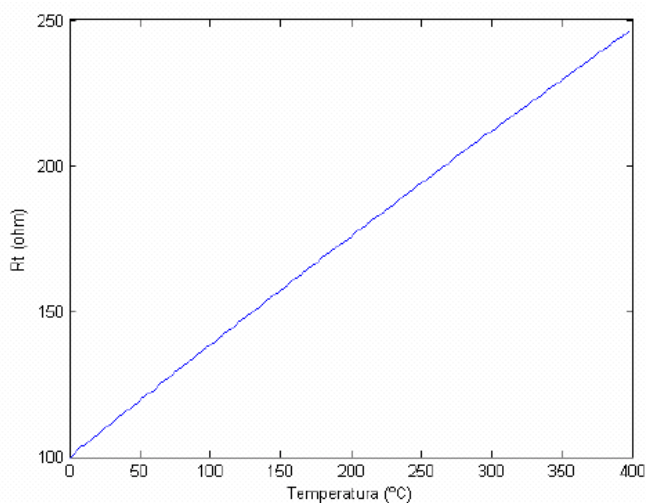


Figura 3.26 - Curva temperatura em função do  $R_T$  do PT100.

Para o condicionamento dos sinais de temperaturas medidos pelos sensores PT100, foi utilizado o circuito integrado INA125AP (doado pela *Texas Instruments*), caracterizando-se por ser um amplificador de instrumentação de alta qualidade, que utiliza uma ponte de excitação *Wheatstone*. Para entradas diferenciais de precisão, a voltagem de referência é ajustada externamente com +10 VDC, baixa voltagem, *offset* < 250  $\mu$ V, alto CMRR > 100 dB, proteção de até 40 VDC em suas entradas analógicas e voltagem de alimentação dupla



$\pm 10$  Vdc facilitando o acoplamento de grande variedade dos referidos sensores. Na Fig. 3.27 se ilustra o circuito elétrico de condicionamento para um sensor PT100.

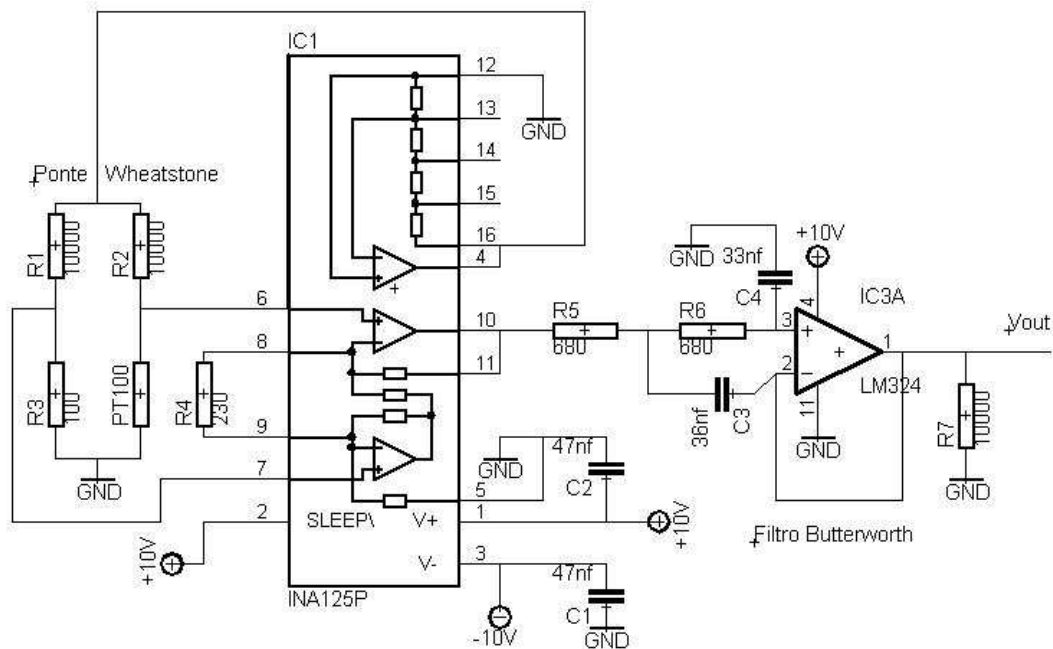


Figura 3.27 - Circuito para condicionamento dos sinais dos sensores de temperatura tipo PT100. Texas Instruments.

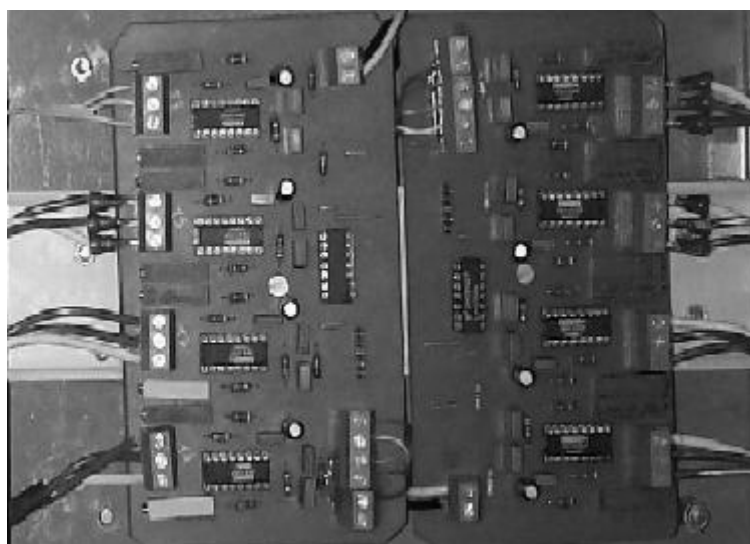


Figura 3.28 - Fotografia ilustrando o circuito para condicionamento dos sinais de temperatura dos sensores tipo PT100, utilizado no presente trabalho, confeccionado no laboratório de Energia e Sistemas Térmicos (LEST).

Para a medição das pressões foram utilizados transdutores de pressão tipo piezo-resistivos PA3023, marca *IFM* com faixa de operação de 0 a 25 bares. Neste tipo de sensores a medição é realizada por intermédio de um diafragma interno revestido por um material piezo-resistivo. O material piezo-resistivo possui uma resistência elétrica variável à tensão mecânica a que se encontra submetido. Os materiais piezo-resistivos são feitos de material semiconductor, a partir do adição de impurezas de determinado tipo para se obterem materiais do tipo P ou do tipo N. Nesse sentido, o material semiconductor depositado por estampagem sobre o diafragma, gera resistências cujo valor e variações são medidas pela deformação do diafragma e a conseqüente pressão que sobre este se encontra aplicada. Uma ilustração do transdutor de pressão utilizado no presente trabalho pode ser observada na Fig. 3.29.

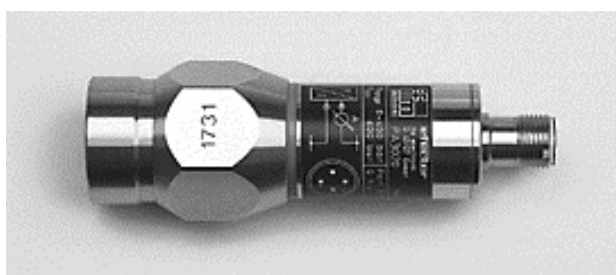


Figura 3.29 - Ilustração do transdutor de pressão modelo PA3023, IFM electronics.

Na tabela 3.6 são apresentadas as especificações técnicas dos transdutores de pressão utilizados neste trabalho.

Tabela 3.6 Características técnicas dos sensores de pressão.

Voltagem de operação [Vdc]	10,8 até 30
Faixa de corrente [mA]	4 até 20 (600Ω)
Temperatura média [°C]	-25 até +80
Temperatura máxima [°C]	-40 até +100
Resolução [bar]	0,01

Para o condicionamento dos sinais de pressões, medidos pelos transdutores PA3023 utilizou-se o circuito integrado INA111 (da *Texas Instrument*), com amplificador de

instrumentação de entrada tipo FET, de alto e excelente rendimento. Seu ganho pode ser configurado desde 1 até 1.000, a partir de um resistor exterior ( $R_g$ ). As entradas tipo FET reduzem os ruídos dos sinais de voltagem. Na Fig. 3.30 é mostrado o esquema do condicionamento dos sinais de pressão que foram utilizados neste trabalho.

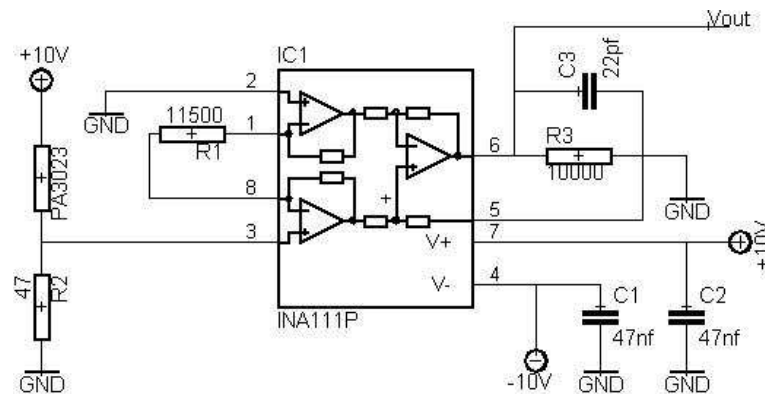


Figura 3.30 - Circuito de condicionamento sinais dos transdutores de pressão modelo PA3023. Texas Instruments.

Para o condicionamento dos sinais das grandezas de vazão do refrigerante R-22 do circuito principal, que são lidas no medidor de vazão tipo Coriolis, foi realizado através do mesmo circuito integrado INA111, com um ganho configurado de 5 a partir de um resistor exterior  $R_g=10\text{ k}\Omega$  com uma pequena mudança no circuito, devido àqueles transdutores possuírem saída analógica de corrente 4–20 mA. Uma foto do circuito para o condicionamento dos sinais de pressão e vazão de refrigerante é apresentada pela figura 3.31.

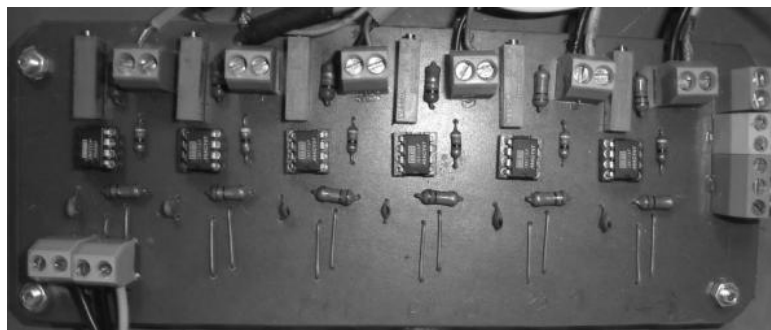


Figura 3.31 - Foto do circuito para o condicionamento dos sinais de pressão, vazão de refrigerante, confeccionado no laboratório de Energia e Sistemas Térmicos (LEST).

Finalmente, o condicionamento para o sinal de comando desde o CLP, para acionar e desligar a bomba de água do evaporador e a resistência elétrica no reservatório de armazenamento térmico, foi realizado por intermédio de atuadores trifásicos.

### 3.4.3. Projeto do módulo eletrônico potência para comandar a válvula de expansão eletrônica.

O projeto eletrônico, para comandar a válvula de expansão eletrônica, foi projetado conforme ilustra a Fig. 3.32.

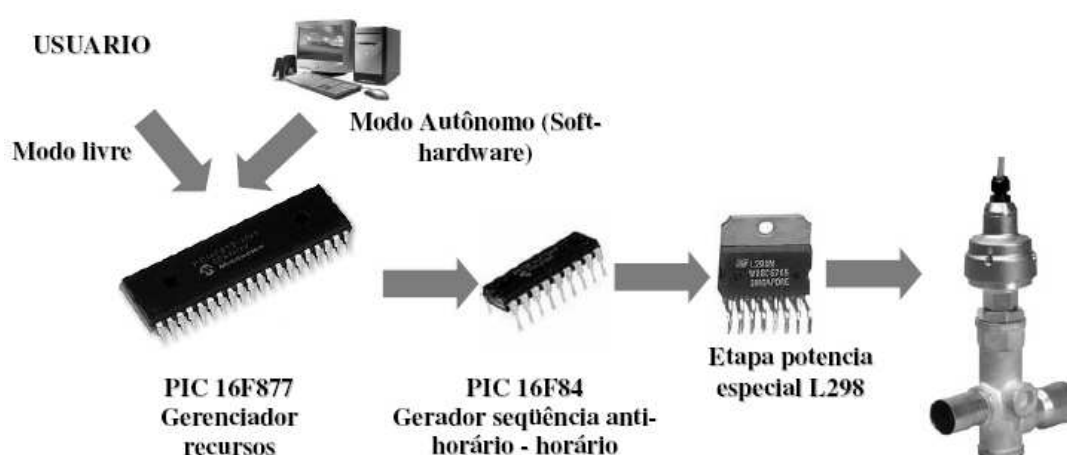
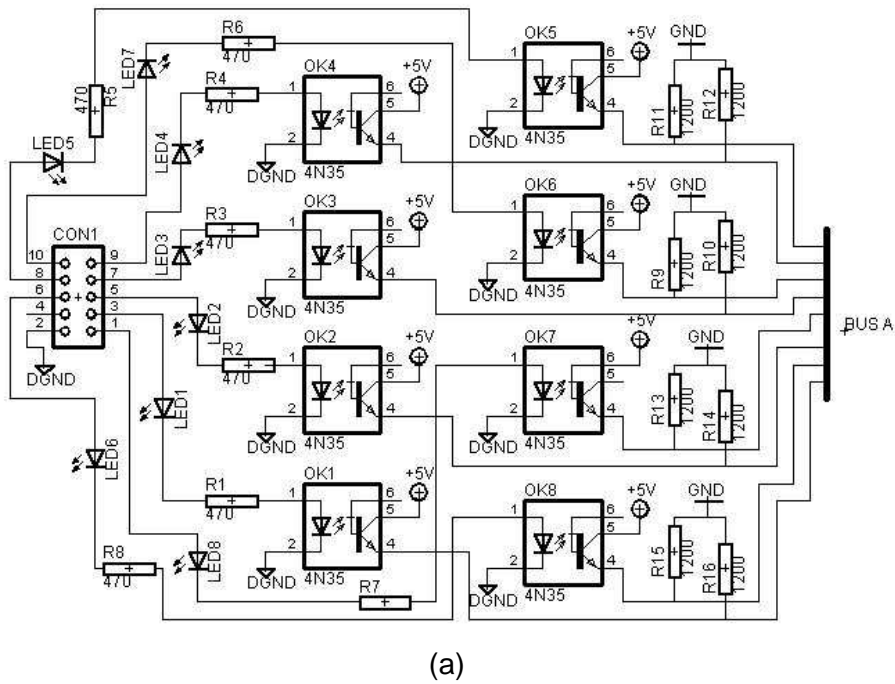
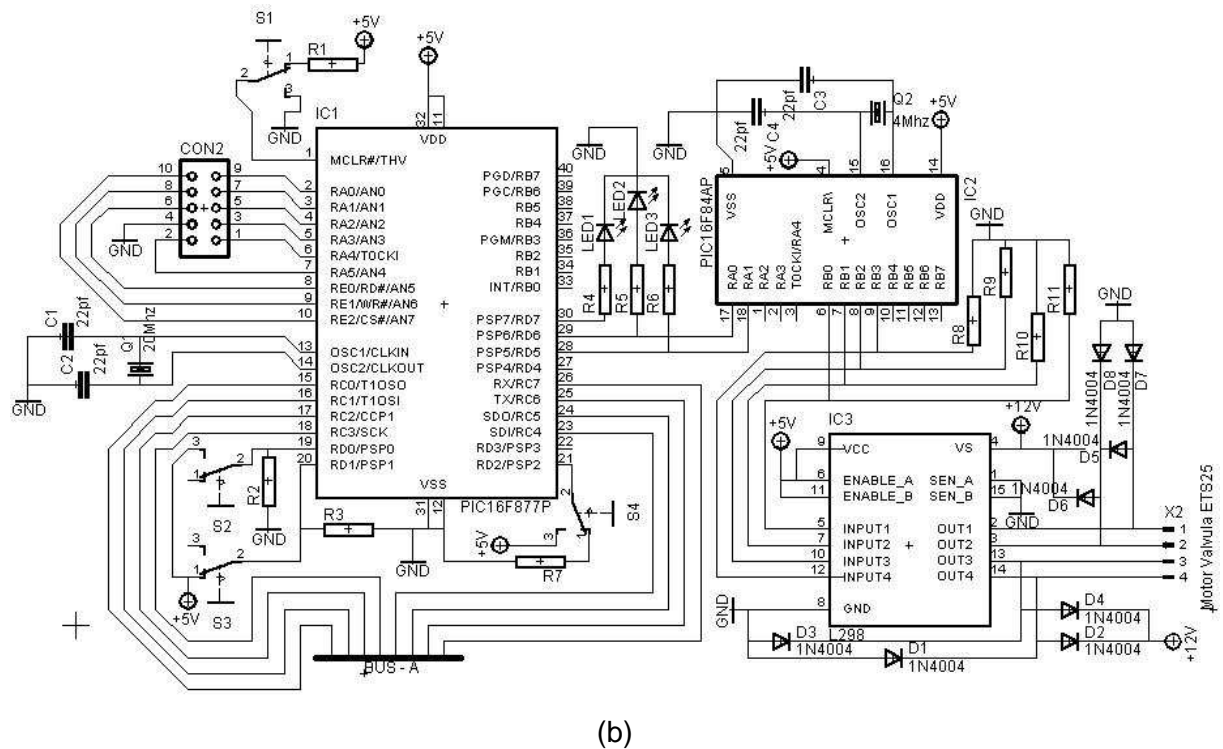


Figura 3.32. Etapas dos recursos eletrônicos para comandar a válvula de expansão ETS25.

Ao contrário do motor de passo unipolar, o motor bipolar implementado pela Danfoss nesta válvula de expansão requer um circuito de atuação bem mais complexo. Os motores de passo bipolares são conhecidos pelo maior torque comparativamente a um motor unipolar do mesmo tamanho. Os motores bipolares são constituídos por enrolamentos separados que devem ser atuados em duas direções para permitir o avanço de um passo, ou seja, a polaridade deve ser invertida durante o funcionamento do motor. O projeto eletrônico para ativar as bobinas internas do motor bipolar da válvula de expansão ETS25 pode cumprir com nossas necessidades experimentais desta pesquisa e pode ser observado na Fig. 3.33.



(a)



(b)

Figura 3.33 - Circuito eletrônico para comando da válvula ETS25. (a) Etapa comunicação optocoplada PC - PIC16F877. (b) Etapa Drive de controle, potência PIC16F877 - L298 - ETS25.

Finalmente, na Fig. 3.34 é mostrado o cartão do circuito final, que foi projetado no LEST, laboratório de energia e sistemas térmicos, para comandar a válvula de expansão eletrônica.

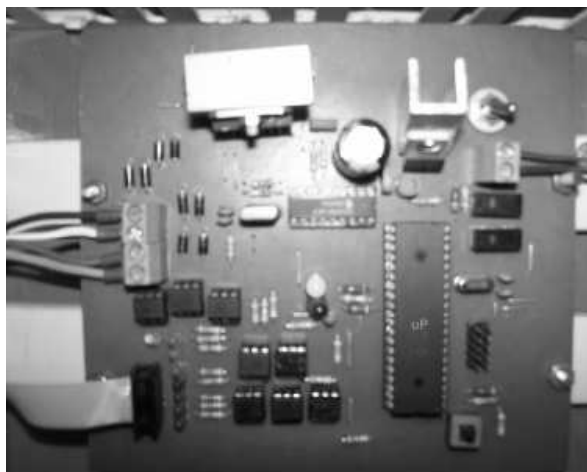


Figura 3.34. Circuito de comando da válvula de expansão eletrônica, modelo ETS25.

#### 3.4.4. Comunicação de dados entre o CLP e PC (Sistema supervisorio - LABVIEW)

Nesta seção, a configuração, programação e ferramentas do CLP são considerados como o ponto central de comando para os atuadores e sensores. É feito um ajuste no CLP, de maneira que operem de forma conjunta no sistema de refrigeração. Isto permite a personalização das necessidades para cada caso específico, seja em lógicas de segurança, controle, conversão analógico-digital e os sinais dos diferentes sensores. Para o CLP utilizado na presente pesquisa, modelo SLC5/30 através do software *Rslinx* de *Allan Bradley*, utilizando o utilitário *OPServer*, foi desenvolvida uma comunicação dos dados dinâmicos entre softwares de uma mesma plataforma.

A ferramenta *Rslinx* permite diferentes tipos de comunicação serial ou multi-protocolo com o CLP. A tela de visualização e configuração na comunicação programada entre o CLP e o computador é apresentada pela Fig.3.35.

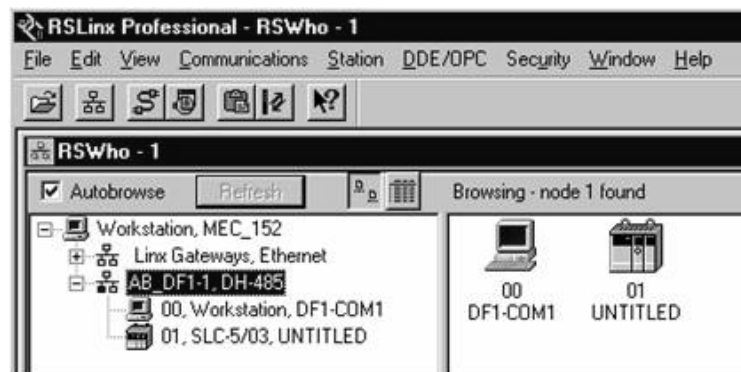


Figura 3.35 - Comunicação programada entre CLP e o computador.

A troca de informação entre o CLP e o PC, que se dá por intermédio do *Driver OPServer Rslinx*, está definida através de pacotes denominados de TAG (registros dinâmicos). Estes estão pré-estabelecidos como registros internos definidos pelo CLP em comum acordo com uma conexão hierárquica, como pode ser visualizado na Fig. 3.36.

A filosofia de programação por parte do CLP é realizada através da Linguagem *LADDER*, sendo essa linguagem usada para programar CLP's. Essencialmente, a mesma representa redes de conexões de relés, temporizadores, contadores, comutadores, sinais de relógio, linhas de comunicação, operações de comparação, cálculos de valores para variáveis e operações de conversão. A taxa de amostragens do sistema de aquisição através do CLP é de 100 msegundos, na qual o sistema faz a aquisição e conversão analógico-digital dos 16 canais de leitura das medidas de temperatura, pressão, vazão mássico. Após dos 1000 msegundos (1 segundo), é aplicado o critério de *Chauvenet* para as 10 leituras armazenadas para cada um dos 16 canais. De forma, os resultados fora da distribuição estatística esperada são filtrados, atribuídos a falhas que provocam distorções significativas (exemplo: na medição de tensão elétrica em um ponto de um circuito, alterações devido a interferências externas), que podem afetar sensivelmente a média e comprometer a exatidão do processo.

Por último, nasce da possibilidade de monitorar todos os dispositivos existentes no equipamento experimental através de um sistema de comunicação adequado, previamente estabelecido, com o objetivo de se analisar a planta com ajuda de softwares supervisores programados no computador. Tem-se uma visualização do sistema de maneira detalhada desde alarmes, falhas ou alterações em tempo real. Com isso, é possível estabelecer bases em gestão e análise que proporcionem ferramentas em relação ao rendimento e operação da bancada experimental.

Foi construída uma interface de monitoramento em *LABVIEW* facilitando ao usuário a observação da evolução do comportamento das temperaturas e pressões. Os sinais adquiridos pelos sensores são convertidos de Analógico para Digital pelo CLP, para logo ser calibrados por equações dentro do programa.

A tela apresentada na Fig. 3.37 consiste num painel frontal de supervisão de diferentes variáveis do ciclo de refrigeração mostrados dentro da janela. Há facilidade de ativar e desativar as oito saídas do módulo de saída discreto 1746-OW8 desde o computador e monitorar as oito entradas do módulo de entrada discreto 1746-IA8 que fazem parte do CLP. A Figura 3.36 apresenta a foto do painel elétrico da bancada experimental, contendo o CLP e os circuitos de condicionamento de sinais.

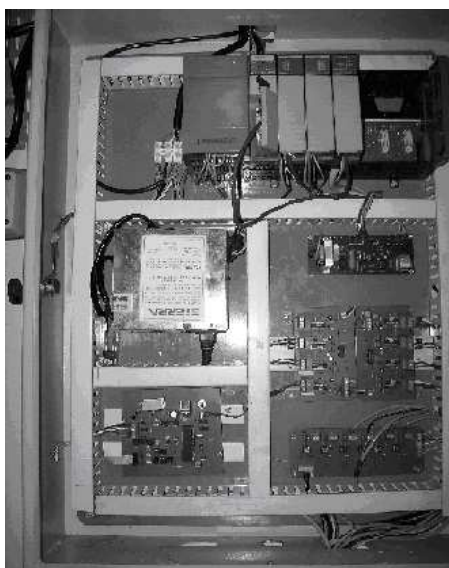


Figura 3.36 - Foto do painel elétrico principal da bancada experimental.



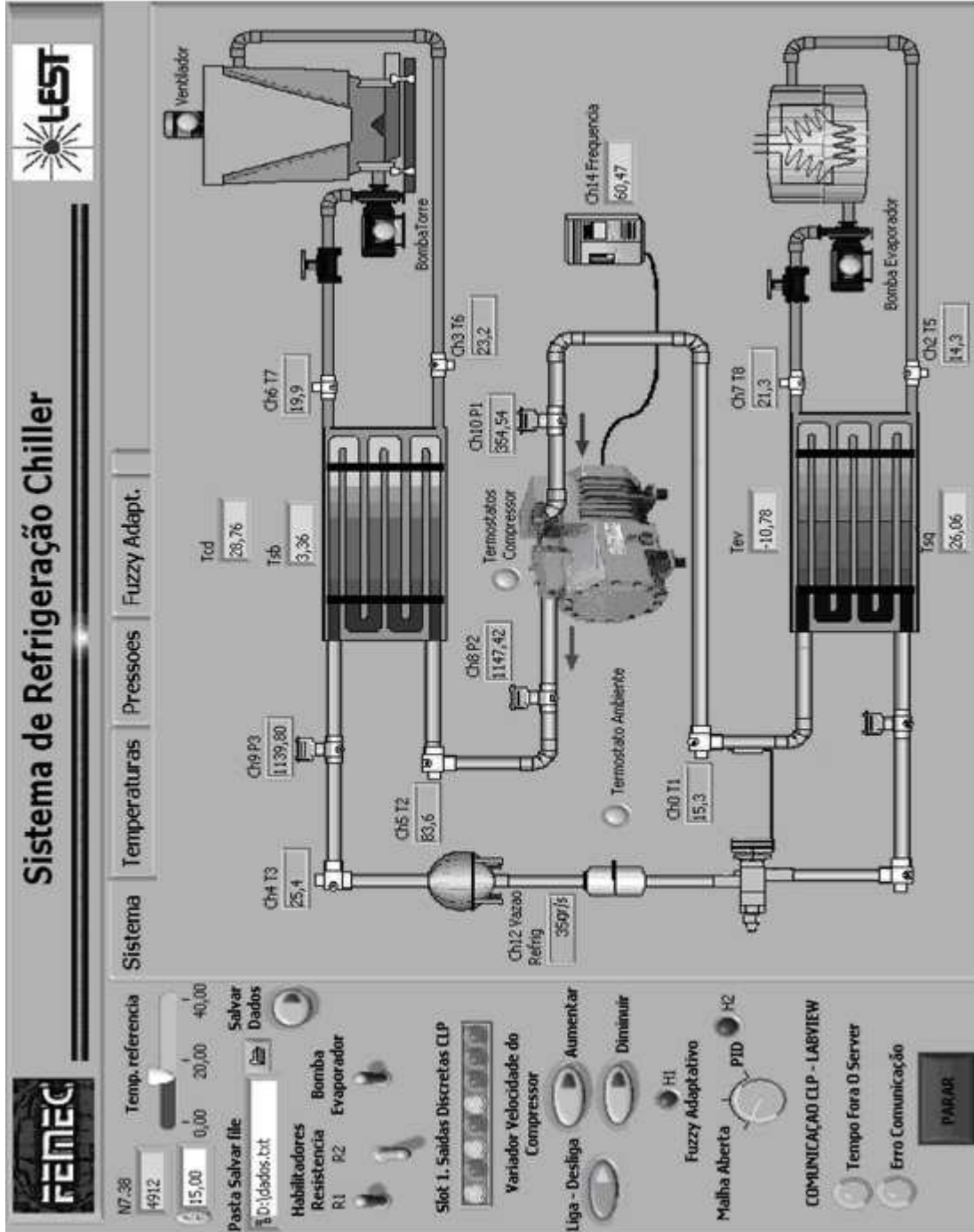


Figura 3.37 – Tela 1. Supervisão e comando da bancada experimental.

# CAPÍTULO IV

## MODELAGEM EXPERIMENTAL

Após a montagem e instalação do sistema de refrigeração e da instrumentação, passou-se à fase de operação do sistema. Esta fase caracterizou-se por diversos ajustes nas condições de operação. Problemas de montagem foram sendo solucionados, sucessivamente, de acordo com os recursos disponíveis.

Com o objetivo de obter um conhecimento do comportamento dinâmico das variáveis, o sistema de refrigeração foi submetido a um planejamento experimental, a partir de condições em regime permanente, a fim de analisar as tendências dos parâmetros do sistema em superfícies de resposta. Tais desenvolvimentos experimentais fazem parte da metodologia de familiarização com o sistema, etapa de fundamental importância no desenvolvimento dos controladores.

### 4.1. Metodologia de Projeto de Experimentos

Projeto de Experimentos, ou simplesmente DOE (do inglês, *Design of Experiments*), é uma metodologia relativamente antiga, desenvolvida por Sir Ronald A. Fisher, entre 1920 e 1930, sendo posteriormente aperfeiçoada por outros importantes pesquisadores como Box, Hunter e Taguchi, entre outros. Em 1933, o DOE foi aplicado em experimentos agrícolas e em ciências biológicas, tendo alcançado enorme sucesso. Depois da Segunda Guerra mundial, esta metodologia foi introduzida na indústria química e nos processos industriais de empresas nos Estados Unidos e Europa. Sua notória eficácia fez desta metodologia uma das principais ferramentas de melhoria de processos.

Uma solução adequada pode ser proveniente de uma análise sistematizada acerca de um problema. Segundo Montgomery (2001), uma maneira sistemática de se analisar e avaliar a magnitude de várias fontes de variação que influenciam um processo é iniciar com a identificação e seleção dos fatores que possam contribuir para a variação, em seguida, procede com a seleção de um modelo que inclua os fatores escolhidos e planejar experimentos eficientes para estimar seus efeitos. Ainda na fase de planejamento do experimento, tem-se um aspecto abordado: a aleatorização do experimento, elemento importante e desejável para garantir que a variação incontrollável seja diluída pelo arranjo proposto, reduzindo a chance de má interpretação dos resultados.

Para realização dos experimentos três estratégias podem ser adotadas ou combinadas:

- a) As réplicas – consistem na repetição de um mesmo teste várias vezes, em unidades experimentais diferentes, criando-se modificação para a variável de resposta que pode ser utilizada para se avaliar a significância estatística do incremento experimental;
- b) A aleatorização – ao se aleatorizar um experimento aumenta-se sua validade, pois aumenta a chance dos efeitos desconhecidos serem distribuídos através dos níveis dos fatores;
- c) A blocagem – quando não for possível manter a homogeneidade das condições experimentais, deve-se empregar a blocagem. Esta técnica estatística permite avaliar se a falta de homogeneidade interfere nos resultados. Um bloco consiste em uma parte do experimento completo que se presume ser mais uniforme do que o todo.

O arranjo mais comum é o fatorial completo, para o qual o número de experimentos é igual ao número de níveis experimentais, elevado ao número de fatores. No caso típico de fatoriais em dois níveis, o número de experimentos (N) para se avaliar os k fatores é dado por  $N = 2^k$ . Os arranjos fatoriais completos podem ser gerados para qualquer quantidade de fatores e os níveis de cada fator se alternam nas colunas segundo uma mesma ordem, de forma que para a primeira coluna os níveis se alteram a cada experimento ( $2^0$ ); para segunda coluna, os níveis se alteram a cada  $2^1$ ; e assim por diante. O procedimento se repete em todas as colunas enquanto existirem os k fatores, até a k-ésima coluna.

Fatoriais completos cobrem todo o espaço experimental. Porém, enquanto o número de fatores cresce linearmente, o número de experimentos cresce exponencialmente. Uma quantidade muito grande de fatores pode tornar um processo de experimentação inviável. Montgomery e Runger (2003) mencionam que se houver pouco interesse nas interações pode-se negligenciá-las. Neste caso, uma quantidade menor de experimentos seria suficiente para avaliar apenas os efeitos principais ou as interações. Assumindo-se, portanto, a hipótese da esparsidade dos efeitos, frações do experimento completo podem ser suficientes para se detectar a presença de fatores influentes.

A obtenção de dados confiáveis e uma estimativa adequada das incertezas, ou erros experimentais cometidos durante a coleta dos dados, também depende de um planejamento experimental bem definido e coerente com a finalidade do experimento. Porém, por mais que se tente controlar todas as etapas do experimento, algumas fontes de erro sempre permanecem, já que os erros atuam de forma aleatória Barros Neto *et al* (1995). Para contornar este problema, admite-se alguma hipótese sobre a natureza da distribuição dos erros e as inferências estatísticas baseiam-se, quase sempre, na hipótese de uma amostragem aleatória. Para se testar a mudança de níveis de um fator ou interação é preciso empregar-se um teste de hipótese para média. No caso do planejamento de experimentos, este teste é a análise de variância (ANOVA), Montgomery e Runger (2003).

#### 4.2. Metodologia de Superfície de Resposta

De acordo com Myers e Montgomery (1995), a metodologia de superfície de resposta (MSR) é uma coleção de técnicas matemáticas e estatísticas que são utilizadas para modelar e analisar problemas, em que a resposta de interesse é influenciada por muitas variáveis, devendo alcançar um valor ótimo, de forma que o relacionamento entre a variável de resposta e as variáveis independentes seja desconhecido. Portanto, o primeiro passo dentro da metodologia MSR é encontrar uma aproximação razoável para o verdadeiro relacionamento entre  $y$  e o conjunto de variáveis.

Supondo que a resposta esperada  $E(y)$  seja função de  $k$  variáveis preditivas codificadas  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$ , o relacionamento entre  $y$  e as variáveis preditivas pode ser expresso segundo uma expansão em serie de Taylor (Box e Draper, 1987), tal que:

$$E(Y) = \eta = \eta_o + \sum_{i=1}^k \left[ \frac{\partial \eta}{\partial x_i} \right]_0 x_i + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k \left[ \frac{\partial^2 \eta}{\partial x_i \partial x_j} \right] + \dots \quad (4.1)$$

Onde o subscrito zero indica a avaliação na origem.

Se os termos de alta ordem foram ignorados, a expansão produzirá:

$$\eta = \beta_o + \sum_{i=1}^k \beta_o x_i \quad (4.2)$$

Se forem mantidos os termos de segunda ordem, a aproximação se tornará:

$$y = \beta_o + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i<j} \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (4.3)$$

Se houver curvatura no processo, então um polinômio de ordem mais alta deve ser utilizado, tal como um modelo de segunda ordem, por exemplo.

$$y = \beta_o + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i<j} \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (4.4)$$

Segundo Box e Draper (1987), quase todos os problemas de superfície de resposta utilizam um desses dois modelos. Contudo, é improvável que um modelo polinomial seja uma aproximação razoável do modelo real em todo o espaço experimental, mas pelo menos, para uma determinada região, ele funcionará muito bem, Montgomery (2001).

A análise de uma superfície de resposta é feita em termos de uma superfície ajustada. Se tal superfície é adequada, sua análise será aproximadamente equivalente à análise da superfície real. Evidentemente, usando-se um arranjo experimental adequado para coletar os dados de  $y$ , os parâmetros do modelo serão estimados eficazmente. Geralmente, quando se está em um ponto da região experimental distante do ponto ótimo, a curvatura do sistema é bem pequena, de onde decorre que um modelo de primeira ordem seja adequado para modelar. Sob algumas circunstâncias, um modelo envolvendo apenas efeitos principais e algumas interações pode ser apropriado para descrever a superfície de resposta, principalmente quando a análise dos resultados revelar a inexistência de curvatura. Em outras circunstâncias, a completa descrição do comportamento do processo poderá requerer um modelo quadrático ou cúbico. Se os limites para os fatores forem definidos apropriadamente, será improvável a necessidade de modelos de terceira ordem.

#### 4.2.1. Arranjos Experimentais para superfície de Resposta

Existem dois tipos principais de arranjos experimentais para a coleta de dados na metodologia de superfície de resposta: o arranjo central composto e o Box-Behnken.

O arranjo central composto (*Box-Wilson central composite design - CCD*) é uma matriz formada por três grupos distintos de elementos experimentais: um fatorial completo ou fracionado, um conjunto de pontos centrais e, adicionalmente, um grupo de níveis extras denominados pontos axiais. Se a distância entre o centro do arranjo e ponto fatorial (+1; -1) for aproximadamente 1 (em módulo), a distância do centro ao ponto axial será maior que a unidade. Esta distância comumente representada por  $\alpha$ , depende de certas propriedades desejadas para o experimento e do número de fatores envolvidos (Montgomery 2001). Em função de sua localização podem ser circunscritos, inscritos e de face centrada.

O circunscrito (CCC) é o CCD original. Neste, os pontos axiais estão a uma distância  $\alpha$  do centro, baseado nas propriedades desejadas do projeto. Este arranjo requer 5 níveis para cada fator.

O arranjo inscrito (CCI) é adequado nas situações em que os limites especificados não podem ser extrapolados, quer por medida de segurança, que por incapacidade física de realização. Neste caso, o CCI utiliza os níveis dos fatores como pontos axiais e cria um fatorial completo ou fracionado dentro desses limites. Um CCI requer 5 níveis.

O arranjo de face centrada (CCF), aplicado pelo pesquisador neste trabalho, caracteriza-se por dispor os pontos axiais sobre o centro de cada face do espaço fatorial, ou seja,  $\alpha = +1$  ou  $-1$ , como pode ser observado na Fig. 4.1. Requer 3 níveis para cada fator.

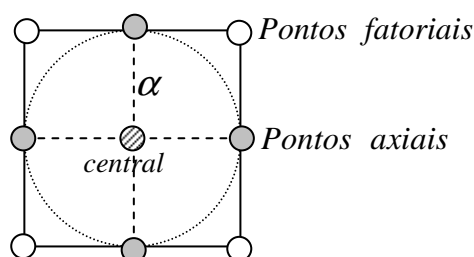


Figura 4.1. – Arranjo central composto (CCF) para dois fatores

#### 4.3. Teste para a significância do modelo.

Este teste é realizado como um procedimento de ANOVA. Calculando-se a razão entre a média quadrática dos termos de regressão e a média quadrática do erro, encontra-se a

estatística F, que comparada ao valor crítico de F para um dado nível de significância, permite avaliar a significância do modelo. Se F for maior que F crítico, então o modelo é adequado (Montgomery, 2001). O teste individual de cada coeficiente pode conduzir a otimização do modelo através da eliminação ou da adição de termos. Se o valor de  $p$ , do teste individual para os termos, for inferior ao nível de significância, então, o termo é adequado ao modelo e, portanto, deve ser mantido. Ao contrário, o termo deve ser excluído se tal procedimento conduzir a um aumento do coeficiente de determinação  $R^2$  e o valor de  $p$ , referente à falta de ajuste do modelo, for superior ao nível de significância. Além disso, a retirada de qualquer termo deve obedecer ao princípio da Hierarquia (Montgomery 2001). Este princípio postula que quando um termo de ordem alta é mantido no modelo, o de ordem baixa, que o compõe, também deve ser conservado.

#### 4.4. Medidas de adequação do modelo de Regressão

A medida mais comum de adequação de um modelo é o coeficiente de determinação ( $R^2$ ). Este termo representa o percentual de variação na resposta, que é explicada pelo modelo construído. Associado a este coeficiente, encontra-se o  $R^2$  ajustado ( $R^2$  (adj)), que considera o fato de que  $R^2$  tende a superestimar a quantidade atual de variação contabilizada para a população. Também, é fato, que a inclusão de muitos termos no modelo de regressão aumenta substancialmente o valor de  $R^2$ . Se o modelo recebeu fatores adicionais desnecessários haverá um incremento em  $R^2$ , sem haver, necessariamente, melhoria de informação na resposta. É por este motivo, que o valor de  $R^2$  ajustado é mais apropriado para se comparar modelos com diferentes quantidades de termos.

O valor de  $R^2$  pode ser calculado aplicando-se a equação 4.5, tal que:

$$R^2 = \frac{SQ_M}{SQ_T} = 1 - \frac{SQ_E}{SQ_T} \quad (4.5)$$

O coeficiente de determinação ajustado ( $R^2$  ajustado) é uma modificação que considera o número  $\nu$  de variáveis incluídas no modelo. Observando-se a equação 4.6, nota-se que o valor ajustado decresce à medida que  $\nu$  aumenta.

$$R_{adj}^2 = 1 - \left( \frac{n-1}{n-v} \right) (1 - R^2) \quad (4.6)$$

#### 4.5. Resultados obtidos no planejamento experimental

Este tópico apresenta a aplicação dos conceitos e técnicas de planejamento e análise de experimentos, descritos anteriormente, de maneira a determinar os principais parâmetros de controle. Através do software *Statistica*, desenvolve-se um planejamento composto central (CCF) a dois fatores: número de passos da válvula de expansão (VEE) e frequência de rotação do compressor (FREQ), sendo as variáveis de estudo definidas em um valor máximo (+1) e em um valor mínimo (-1), denominados, níveis. Os níveis estão correlacionados com um nível central de referência (nível 0). Esta investigação inicial é de grande utilidade para o estudo dos efeitos das variáveis na variável resposta. Uma forma de fazer a transformação é dada pela equação 4.7, essa codificação é utilizada porque facilita a construção do planejamento, remove as unidades de medida dos fatores de controle e a distância ao longo dos eixos, Myres e Montgomery (1995).

$$x_i = \frac{\xi_i - n_c}{\Delta x_i} \quad (4.7)$$

Tem-se que:  $\xi_i$  representa o nível da variável natural do processo,  $n_c$  é o ponto central utilizado e  $\Delta x_i$  o valor da escala ou incremento na variável independente.

As equações a continuação mostram a codificação das variáveis em estudo.

$$FREQ = \frac{frequencia - 50}{10} \quad (4.8)$$

$$VEE = \frac{passos - 0}{400} \quad (4.9)$$

Na tabela 4.1 são apresentados os fatores e níveis adotados no planejamento experimental CCF.



As duas variáveis estudadas, utilizadas como fatores do planejamento, guiam a necessidade de realizar 12 ensaios aleatoriamente, ou seja,  $2^k + 2k$ , ensaios mais quatro repetições no ponto central para a estimativa do erro experimental, onde  $k=2$  sendo o número de fatores utilizados. Quando se utilizam dois fatores no planejamento experimental CCF, os pontos axiais ( $+\alpha$  e  $-\alpha$ ) possuem o valor codificado de ( $\pm 1$ ), respectivamente.

Tabela 4.1 - Fatores e níveis adotados no planejamento experimental CCF.

Fatores					
Passos Válvula de Expansão VEE			Frequência de rotação do compressor FREQ		
-1	0	+1	-1	0	+1
$-\alpha$		$+\alpha$	$-\alpha$		$+\alpha$
-400	0	+400	40	50	60
Abrindo-se ←		Fechando-se →		Baixas frequências ←	
				Altas frequências →	

Na tabela 4.2 é apresentada a matriz de planejamento CCF desenvolvido e as respostas associadas a cada ensaio, obtidas experimentalmente.

A combinação das respostas dos ensaios permite a obtenção de uma correlação multi-variável (modelos linear ou quadrático), que facilita a compreensão e a visualização do comportamento das variáveis de processo, temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ), Vazão do refrigerante e Coeficiente de Eficácia (COP), entre outros; de maneira gráfica e matemática.

Através do software *Statistica* e, utilizando o devido planejamento CCF, podem-se calcular aproximações nas respostas do sistema por funções polinomiais representadas em superfícies de resposta e contornos gráficos.

Das figuras 4.2 até 4.4 está representada a região de operacionalidade, conforme a combinação dos fatores frequência de rotação do compressor e número de passos executados pela válvula de expansão eletrônica nos diferentes parâmetros termodinâmicos do sistema de refrigeração. A nomenclatura positiva (valores maiores que 0), referida no eixo da VEE, corresponde ao número de passos fechando a válvula; e a nomenclatura negativa (valores menores que 0), no mesmo eixo da VEE, corresponde ao número de passos abrindo a válvula.

Tabela 4.2 – Matriz de Planejamento com os resultados obtidos.

Experi- mento	FATORES		RESPOSTAS								
	VEE	FREQ	$\Delta T_{sq}$	COP	$\dot{Q}_{ev}$	$T_{ev}$	$\dot{m}_{R22}$	W	$\Delta T_{sb}$	Tcd	$\Delta T_{w,ev}$
1	+1	-1	8,75	3,13	6,254	4,95	0,03619	2	23,48	48,28	6,5
2	+1	+1	9,65	2,32	7,697	0,05	0,04602	3,32	17,07	44,17	8
3	-1	-1	1,23	3,04	6,542	8,66	0,03759	2,15	20,8	45,20	6,8
4	-1	+1	1,19	2,32	8,274	2,91	0,04861	3,56	16,69	44,19	8,6
5	+ $\alpha$	0	10,4	2,87	7,312	1,62	0,0405	2,55	19,97	46,07	7,6
6	- $\alpha$	0	1,31	2,67	7,312	5,29	0,0433	2,74	21,16	46,76	7,6
7	0	- $\alpha$	5,73	2,99	6,254	7,17	0,03648	2,09	23,71	48,31	6,5
8	0	+ $\alpha$	4,99	2,27	7,889	1,51	0,04624	3,48	16,32	43,92	8,2
9 (C)	0	0	8,07	2,51	7,216	1,62	0,04206	2,87	18,09	44,68	7,5
10 (C)	0	0	4,42	2,54	7,312	6,38	0,04251	2,876	20,29	46,09	7,6
11 (C)	0	0	3,78	2,43	6,831	6,118	0,04118	2,81	21,96	47,657	7,1
12 (C)	0	0	6,97	2,57	6,927	4,726	0,04004	2,69	22,24	48,439	7,2

Quanto ao comportamento do COP, como se mostra na Fig. 4.2(a), sua principal influência corresponde a frequência de rotação do compressor. Para baixas frequências de rotação do compressor o COP tende a alcançar valores máximos da ordem de 3,1, contrariamente, como se mostra na figura 4.2(b), a capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_{ev}$ , diminuiu na ordem de 6,4kW. À medida que a válvula abre (tende aos -400 passos), a capacidade de refrigeração e o COP tendem a aumentar, respectivamente, para toda a faixa de operacionalidade de frequências de rotação.

O modelo do COP obtido com este planejamento apresentou um coeficiente de correlação ( $R^2$ ) de 0,9418 e um coeficiente de correlação ajustado ( $R^2$  ajustado) de 0,92887. O ajuste para a capacidade de refrigeração representou um ( $R^2$ ) igual 0,9427 com um ( $R^2$  ajustado) de 0,9213.

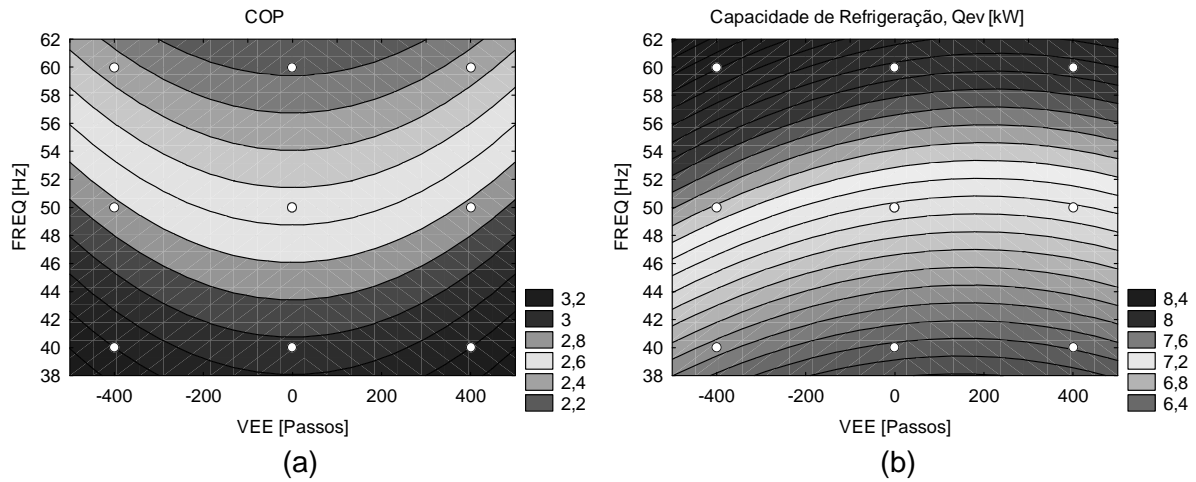


Figura 4.2 – Variação do COP e  $Q_{ev}$  em relação FREQ e VEE.

No caso do grau de superaquecimento, o fator mais importante está representado pela válvula de expansão, como mostrado pela Fig. 4.3(a). À medida que a válvula tende a fechar (aos +400 de VEE) o grau de superaquecimento aumenta. Mínimos graus de superaquecimento são observados sempre quando a válvula tende a abrir, independentemente da variação da frequência de rotação do compressor. A diferença de temperatura da água no evaporador ( $\Delta T_{w,ev}$ ), referenciado na Fig. 4.3(b), está mais relacionada à mudança na frequência de rotação do compressor atuando na capacidade de refrigeração. Maiores valores de  $\Delta T_{w,ev}$  sempre são encontrados quando se trabalham com as frequências nominais do compressor (60Hz). A validação destes dois modelos corrobora para o grau de superaquecimento com um coeficiente de determinação ajustado de ( $R^2$  ajustado) igual 0,8429 e para o  $\Delta T_{w,ev}$  ( $R^2$  ajustado) igual 0,9213.

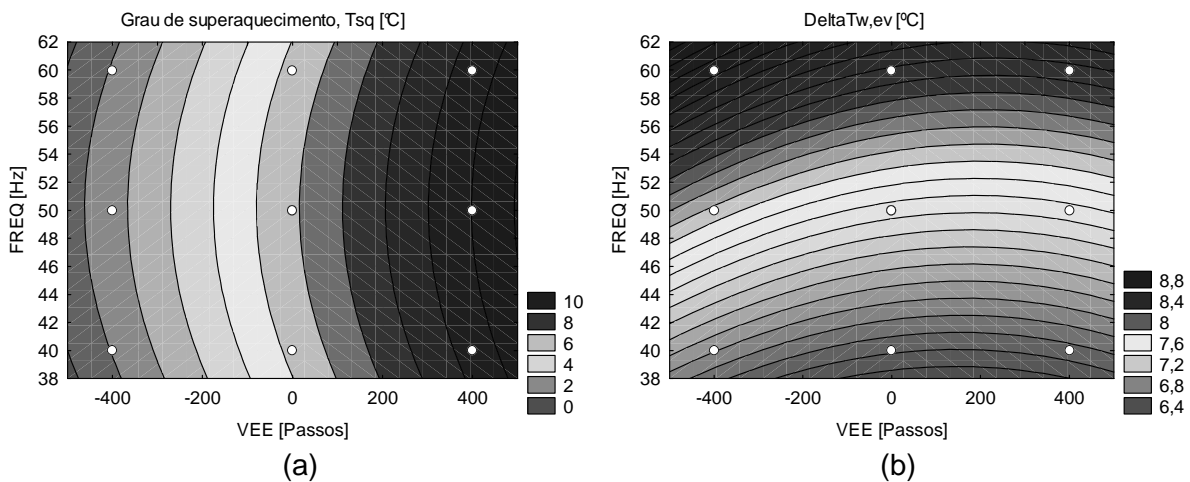


Figura 4.3 – Variação da  $\Delta T_{sq}$  e  $\Delta T_{w,ev}$  em relação FREQ e VEE.

Neste trabalho, as duas variáveis de resposta definidas como base para o desenvolvimento do controlador, que atuarão neste tipo de sistema de refrigeração, são: a temperatura de evaporação e a vazão do refrigerante no sistema. Estas variáveis foram selecionadas como as variáveis raízes do sistema por efeitos hierárquicos pelos dois parâmetros (frequência de rotação do compressor e passos na válvula de expansão).

Assim, continuando com a ferramenta do pacote computacional *statistica*, obtém-se o comportamento da vazão do refrigerante, ( $\dot{m}_{R22}$ ), e a Temperatura de evaporação, ( $T_{ev}$ ), como é possível observar na Fig. 4.4.

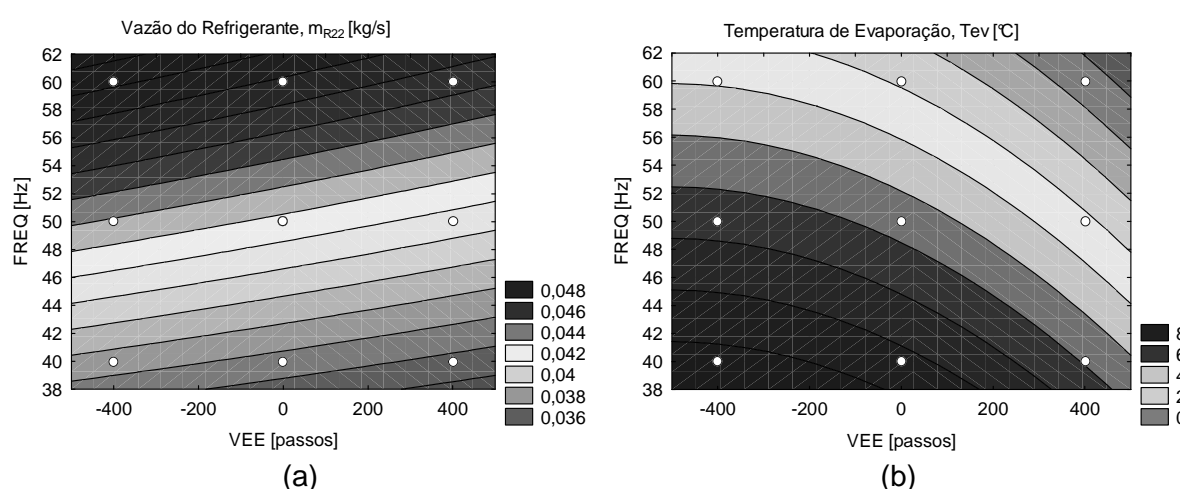


Figura 4.4 – Variação da Vazão ( $\dot{m}_{R22}$ ) e a Temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) em relação FREQ e VEE.

A função que descreve o comportamento da vazão do refrigerante ( $\dot{m}_{R22}$ ), também chamada função objetivo, é mostrada na seguinte equação:

$$\dot{m}_{r22} = 0,0162 + 5,10 \times 10^{-4} FREQ - 5,704 \times 10^{-8} FREQ \times VEE \quad (4.10)$$

Como pode ser observado na fig. 4.4(a), quando o sistema opera com altas frequências de rotação e a abertura na válvula (tendência aos -400 na VEE), elevadas vazões, da ordem de 0,048 kg/s, são atingidas. Mudanças aplicadas na frequência do compressor afetam proporcionalmente a vazão do refrigerante. A influência dos fatores (frequência de rotação do compressor e passos na válvula de expansão) de uma forma linear, observadas graficamente, é corroborada com a análise de regressão dos coeficientes

da tabela 4.3. A validade do modelo de regressão foi certificado com ( $R^2$  ajustado) igual a 0,9628 e um coeficiente de correlação, ( $R^2$ ) igual a 0,9696, para esta função objetivo.

Tabela 4.3 – Análise da regressão dos coeficientes para a função vazão do refrigerante ( $\dot{m}_{R22}$ )

	<b>Regressão Coeficiente.</b>	<b>Std Err.</b>	<b>p</b>	<b>-95% Cnf.Limt</b>	<b>+95% Cnf.Limt</b>
<i>media</i>	0,0162	1,56E-3	2,57E-06	0,01	0,02
<i>FREQ</i>	5,102E-4	3,09E-5	4,85E-08	4,4E-4	5,8E-4
<i>Freq</i> × <i>VEE</i>	-5,704E-8	1,52E-8	4,59E-03	-9,15E-8	-2,26E-8

A partir das ferramentas do programa *Statistica*, foram utilizados os dados de cada um dos experimentos, com a finalidade de treinar a função objetivo da vazão do refrigerante, ( $\dot{m}_{R22}$ ), para compreender o processo e a veracidade preditiva das superfícies de resposta. Tais resultados são mostrados na tabela 4.4 e Fig. 4.5.

Tabela 4.4 – Treinamento da função vazão do refrigerante ( $\dot{m}_{R22}$ )

<b>Experimento</b>	<b>Valor observado [kg/s]</b>	<b>Valor preditivo [kg/s]</b>	<b>Residual [kg/s]</b>
4	0,048610	0,048197	0,000413
8	0,046240	0,046828	-0,000588
2	0,046020	0,045459	0,000561
6	0,043300	0,042868	0,000432
10c	0,042510	0,041727	0,000783
9c	0,042060	0,041727	0,000333
11c	0,041180	0,041727	-0,000547
5	0,040500	0,040586	-0,000086
12c	0,040040	0,041727	-0,001687
3	0,037590	0,037538	0,000052
7	0,036480	0,036625	-0,000145
1	0,036190	0,035712	0,000478

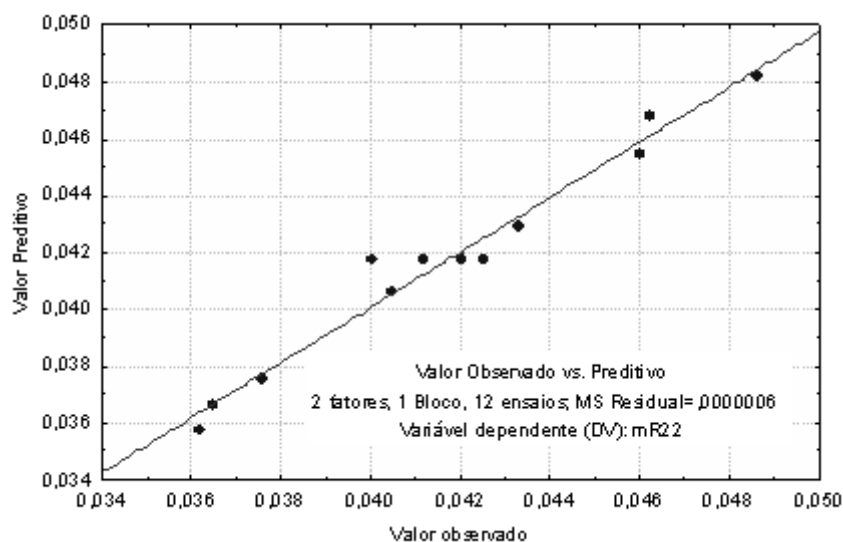


Figura 4.5 – Valores observados e valores preditivos da função  $\dot{m}_{R22}$ .

Com relação ao segundo parâmetro de estudo, no caso a temperatura de evaporação,  $T_{ev}$ , seu contorno observado na Fig. 4.4(b) é representado pela seguinte equação:

$$T_{ev} = 18,178 + 0,00427VEE - 4,207 \times 10^{-6}VEE^2 - 0,2718FREQ \quad (4.11)$$

Na Figura 4.4(b), observa-se, para a faixa de frequências de rotação, que o efeito de abertura na válvula é significativo. Com altas frequências de rotação do compressor e abertura mínima da válvula de expansão, temperaturas de evaporação reduzidas são obtidas, em torno de 0°C. A influência dos fatores: frequência de rotação do compressor de forma linear e passos na válvula de expansão de forma linear e quadrática, observados graficamente, é corroborada com a análise de regressão de coeficientes da tabela 4.5. A validade do modelo foi certificado, com um ( $R^2$  ajustado) igual a 0,7305 e um coeficiente de correlação ( $R^2$ ) igual a 0,8040 para esta função objetivo.

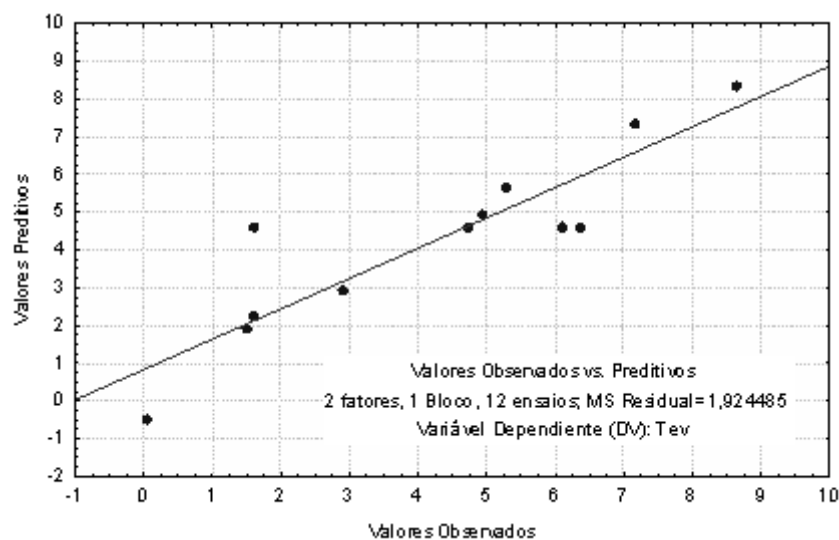
O treinamento da função objetivo, para a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) obtida, é mostrado com os valores observados e valores preditivos encontrados na Tabela 4.6 e Fig. 4.6.

Tabela 4.5 – Análise de regressão dos coeficientes para a função Temperatura de Evaporação, ( $T_{ev}$ ).

	<b>Regressão Coeficiente</b>	<b>Std Err.</b>	<b>p</b>	<b>-95% Cnf.Limt</b>	<b>+95% Cnf.Limt</b>
<i>media</i>	18,178	2,89	2,34E-4	11,52	24,84
<i>VEE</i>	4,27E-3	1,42E-3	0,02	-7,53E-3	-1E-3
<i>VEE<sup>2</sup></i>	-4,21E-6	5,01E-6	0,43	-1,58E-5	7,34E-6
<i>FREQ</i>	-0,27	0,06	1,36E-3	-0,40	-0,14

Tabela 4.6 – Treinamento da função Temperatura de Evaporação, ( $T_{ev}$ )

<b>Experimento</b>	<b>Valor observado [°C]</b>	<b>Valor preditivo [°C]</b>	<b>Residual [°C]</b>
1	4,945873	4,926070	0,01980
2	0,053290	-0,510260	0,56355
3	8,664770	8,339289	0,32548
4	2,908974	2,902959	0,00602
5	1,624552	2,207905	-0,58335
6	5,289627	5,621124	-0,33150
7	7,166403	7,305758	-0,13935
8	1,505792	1,869428	-0,36364
9c	1,624552	4,587593	-2,96304
10c	6,384170	4,587593	1,79658
11c	6,118469	4,587593	1,53088
12c	4,726168	4,587593	0,13858

Figura 4.6 – Valores observados e preditivos da função ( $T_{ev}$ ).

Finalmente, as duas últimas funções objetivo, denominadas de funções raízes, foram relacionadas algebricamente para obter uma função única contendo as seguintes variáveis: temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ), vazão de refrigerante ( $\dot{m}_{R22}$ ) e frequência de rotação do compressor ( $FREQ$ ), como se mostra na equação 4.12.

$$T_{ev} = 18.178 + 0.00427 \left[ \frac{0.0162 + 5.10 \times 10^{-4} FREQ - \dot{m}_{R22}}{5.704 \times 10^{-8} FREQ} \right] - 4.207 \times 10^{-6} \left[ \frac{0.0162 + 5.10 \times 10^{-4} FREQ - \dot{m}_{R22}}{5.704 \times 10^{-8} FREQ} \right]^2 - 0.2718 FREQ \quad (4.12)$$

Assim, a equação 4.12, resolvida numericamente através do software *labview*, permitiu a estimativa do comportamento dinâmico da frequência de rotação do compressor, possibilitando o conhecimento que vai contribuir, mais efetivamente, ao desenvolvimento das malhas de controle. Portanto, a finalidade deste modelo é proporcionar saídas futuras no sistema, previstas para cada instante de tempo e facilitar a execução de futuras ações guiadas de forma a manter o sistema mais próximo possível de uma referência estável. A Fig.4.7 mostra a estrutura experimental empregando o modelo proposto experimentalmente.

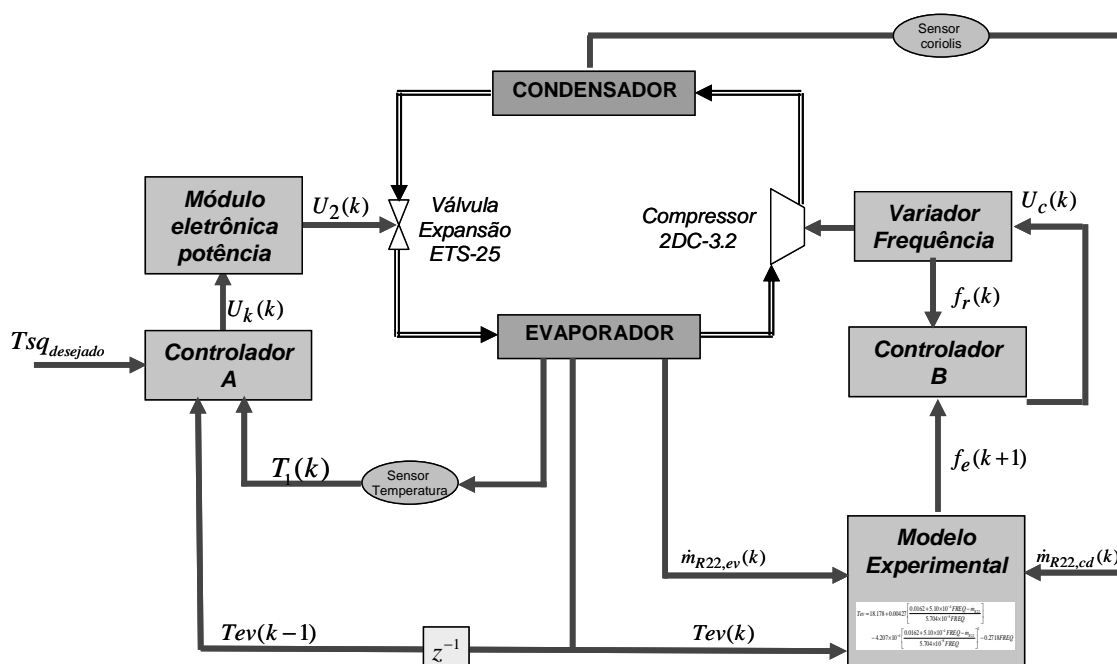


Figura 4.7 - Estrutura Experimental: malha fechada trabalhando com o modelo proposto, experimental.



#### 4.6. Determinação de um modelo adicional baseado em dados de catálogo do fabricante do compressor.

Considerando a teoria e os procedimentos anteriormente apresentados, permitiu-se uma extensão e aplicação das ferramentas, a partir de informações técnicas obtidas dos catálogos da empresa BITZER, para o compressor utilizado, na presente pesquisa, utilizando dados de operação entre 40 e 60 Hz. A intenção foi obter uma função objetivo que represente um novo modelo, que seja implementado numa estrutura experimental similar à estrutura mostrada na Fig. 4.7. A proposta da comparação das estratégias é permitir observar a viabilidade de aplicação de técnicas híbridas quando se trabalha com dados experimentais e dados referenciais fornecidos pelos fabricantes. A função obtida, mostrada na equação 4.13, permite a determinação do comportamento dinâmico da frequência de rotação do compressor em função da capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ).

$$FREQ = 34,12 - 0,386T_{ev} + 2,002\dot{Q}_{ev} + 0,0037T_{ev}^2 - 0,0379T_{ev} \times \dot{Q}_{ev} - 0,0022\dot{Q}_{ev}^2 \quad (4.13)$$

A equação 4.13 representa a superfície de resposta mostrada na Fig. 4.8, onde é observado um comportamento linear para frequências nominais estabelecidas pelo fabricante entre 50 Hz e 60 Hz, que permite trabalhar com capacidades de refrigeração elevadas para baixas temperaturas de evaporação.

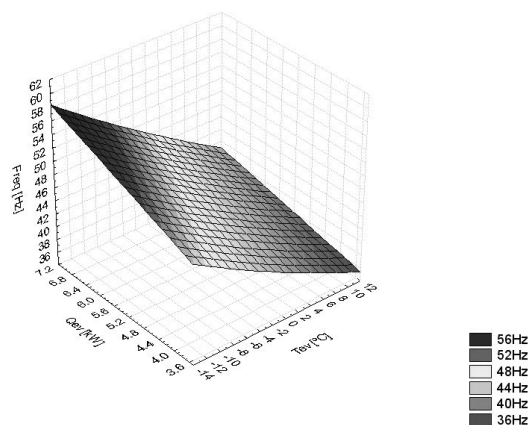


Figura 4.8. – Superfície de resposta da frequência de rotação do compressor ( $FREQ$ ), referenciados pelos dados de desempenho do catálogo da *BITZER*.

Com este segundo modelo proposto, foi mantida a estratégia de proporcionar saídas preditivas no sistema, obtidas para cada instante de tempo e facilitar ações guiadas referencialmente. A Fig. 4.9 mostra a estrutura experimental empregando o novo modelo proposto.

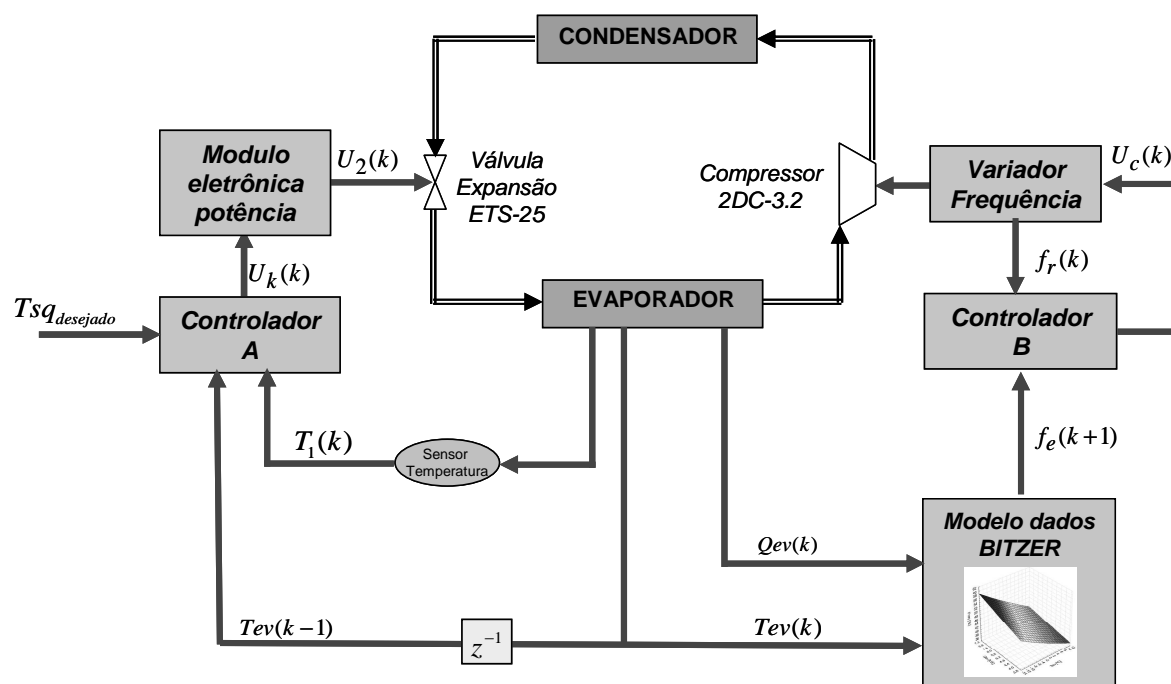


Figura 4.9 - Estrutura Experimental: malha fechada trabalhando com o novo modelo proposto.



# CAPÍTULO V

## IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLE

### 5.1. Introdução

Por muitos anos, os desenvolvimentos dos atuais algoritmos para o controle dos processos simples e complexos foram baseados em teorias de sistemas lineares, teorias de controle ótimo, técnicas de controle adaptativo e controle robusto, com grande base teórica. Com estes algoritmos, procurou-se buscar soluções que apresentassem, simultaneamente, boas características de robustez e excelência no desempenho dos sistemas. O mais comumente utilizado nestas soluções é o controle tipo Fuzzy (Lógica). Esta estratégia de controle, atualmente, apresenta boa aplicação e permite utilizar o conhecimento de natureza heurística com o objetivo de controlar o sistema. Algumas modificações neste tipo de controle suscitaram, nos últimos tempos, o aparecimento dos controladores tipo *Fuzzy* adaptativo. Este capítulo tem por objetivo apresentar a arquitetura para o controle da válvula de expansão eletrônica, ETS25, e da velocidade de rotação do motor do compressor, partindo do conceito fundamental básico da lógica *Fuzzy* que será apresentada em mais detalhes a seguir.

### 5.2. Fundamentos da Lógica *Fuzzy*

A grande potencialidade desta estratégia de controle é a possibilidade de expressar operações e controlar o sistema mediante conceitos básicos, eliminando os altos conteúdos matemáticos e físicos que seriam necessários para o controle do processo (controle

clássico), permitindo aproximar intuitivamente um operador mediante a construção de regras. Cada regra, por sua vez, consiste num conjunto de expressões condicionais (se - então), onde a primeira parte é denominada de antecedente e a segunda, conseqüente.

A lógica *fuzzy* baseia-se em uma série de conceitos básicos:

- Entrada *Crisp*: são as entradas do sistema, como por exemplo: o valor de temperatura de um ponto específico do sistema de refrigeração.
- Grau de Pertinência: representa o grau de associação que uma entrada *Crisp* pertence a uma função de pertinência, é representada pela letra grega  $\mu(x)$  que vincula um número (entre 0 e 1) a cada elemento (x) do universo de discurso (figura 5.1). Todo elemento no universo de discurso é membro de um conjunto fuzzy com um determinado grau.

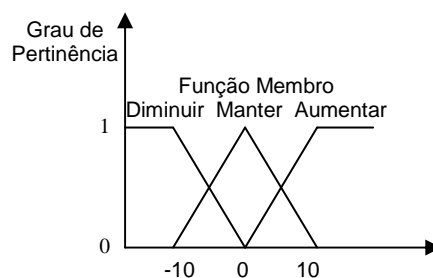


Figura 5.1 - Conceitos básicos dos conjuntos fuzzy.

- Valores Linguísticos - nome descritivo para identificar os conjuntos fuzzy tomando palavras ou orações como valores. O conjunto de valores que este pode tomar é chamado de conjunto de termos (*Term set*).
- Função Pertinência - função  $\mu(x)$  que define o conjunto fuzzy no qual uma variável de entrada *crisp* é associada, sendo que esta pode pertencer a um ou mais conjuntos ao mesmo tempo.
- Universo de discurso - representa o conjunto de todos os possíveis valores que a variável do sistema (entrada/saída) pode assumir.
- Domínio - a faixa de valores no universo de discurso mapeada por uma função de pertinência.

A partir dos conceitos mencionados anteriormente, desenvolve-se a metodologia básica de um controlador *fuzzy*, compreendendo a construção de uma base de regras com aqueles operadores lógicos e funções de pertinência. Essencialmente, o controlador *fuzzy*, mapeia, por meio de um processo de inferência, variáveis de entrada em variáveis de saída.

A implementação do controlador, utilizando a lógica *fuzzy*, obedece normalmente as seguintes etapas:

*Etapa 1:* caracterização do intervalo de valores que as variáveis de entrada e as variáveis de saída podem assumir (definição do universo do discurso);

*Etapa 2:* definição de um conjunto de funções (as funções de pertinência) que mapeiam as variáveis de entrada e de saída do universo do discurso;

*Etapa 3:* definição de um conjunto de regras, usando operadores lógicos e descritores linguísticos, que buscam estabelecer uma relação entre os valores de entrada e os valores de saída;

*Etapa 4:* uma vez obtidas as regras, passa-se à fase de tradução matemática da linguagem simbólica construída. Isto é realizado por meio da utilização de operadores lógicos definidos pela teoria dos conjuntos *fuzzy*. Para tanto, são necessárias três sub-etapas distintas: a *fuzzificação* das entradas, a aplicação de um mecanismo composicional de inferência e a *defuzzificação* das saídas.

A figura 5.2 apresenta de maneira esquemática os componentes básicos de um controlador *fuzzy*.

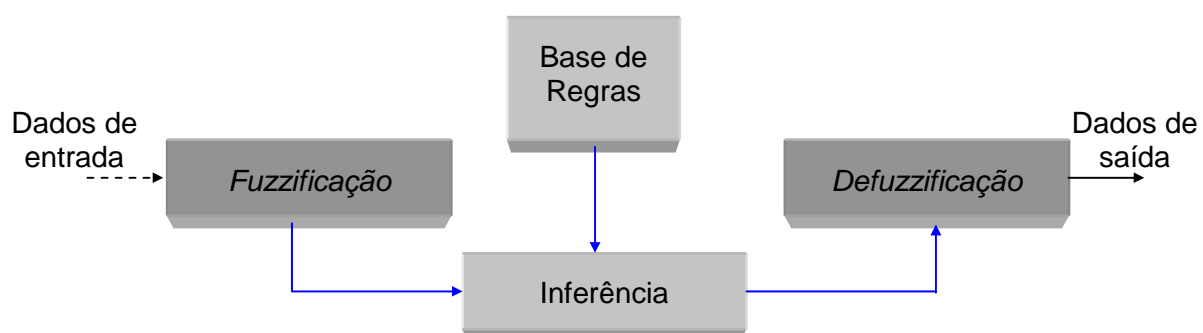


Figura 5.2 - Controlador *Fuzzy* com seus componentes básicos.

### 5.2.1. Base de regras

A base de regras tem por objetivo representar de forma sistemática a maneira como o controlador gerenciará o sistema sob sua supervisão (Driankov et al, 1996). A forma mais geral de uma regra lingüística é:

**SE** premissa **ENTÃO** conseqüência

Para Driankov *et al* (1996) e Ross (1995), as premissas, também chamadas de antecedentes, são associadas às entradas do controlador *fuzzy* e formam a parte das regras representada à esquerda, enquanto as conseqüências, que também são conhecidas como ações, estão associadas às saídas dos controladores.

Relacionadas às variáveis lingüísticas do processo, pode-se estabelecer os antecedentes ou estados do processo, Driankov *et al* (1996), e associá-los com ações de controle. Para exemplificar a utilização da base de regras toma-se como exemplo o controle de uma caldeira, na qual se estabelece uma relação entre a temperatura interna da unidade com a vazão necessária de água para o seu resfriamento, o que produz as seguintes regras:

**SE** temperatura é alta **ENTÃO** vazão de água é alta  
**SE** temperatura é baixa **ENTÃO** vazão de água é baixa  
**SE** temperatura é estável **ENTÃO** vazão de água é normal

O exemplo dado, aparentemente simples, é capaz de manter estável a temperatura em uma caldeira, desde que os conjuntos *fuzzy* envolvidos tenham uma definição condizente com a realidade.

Portanto, é este conhecimento, ou experiência, que as regras *fuzzy* representam, sendo perfeitamente inteligível o seu significado. Numa base de regras há sempre um número finito de regras que pode ser estabelecido. Depois que se determina o número de entradas e saídas necessárias ao sistema de controle, os predicados lingüísticos (número, distribuição e forma das funções de pertinência) são escolhidos para cada uma destas variáveis.

### 5.2.2. Fuzzyficação

A *fuzzyficação* é o processo de associar ou calcular um valor para representar um grau de pertinência da entrada, em um ou mais grupos qualitativos, chamados de conjuntos

fuzzy. O grau de pertinência é determinado por uma função de pertinência que foi definida com base na experiência ou intuição. Funções de pertinência são o meio pelo qual um controlador é sintonizado para alcançar respostas desejadas a determinadas entradas.

O número e a forma das funções de pertinência em conjuntos fuzzy são escolhidos dependendo da exatidão, resposta, estabilidade, facilidade de implementação, manipulação e manutenção requeridas pelo sistema.

As funções de pertinência triangular e trapezoidais são as mais comuns. Os conjuntos fuzzy devem abranger o eixo X, cobrindo todo o intervalo, ou o universo de discurso, para uma entrada de um sistema, mapeando para o intervalo de 0 a 1 do eixo Y as pertinências de uma entrada.

### 5.2.3. Inferência

Após as variáveis linguísticas serem interpretadas, por meio da *fuzzyficação*, a próxima etapa é a descrição das situações nas quais há reações, ou seja, a determinação das regras SE-ENTÃO, (*IF-THEN*).

O lado SE (*IF*) de uma regra contém uma ou mais condições, chamadas antecedente e que constituem uma premissa. O lado ENTÃO (*THEN*) contém uma ou mais ações chamadas consequentes. O antecedente da regra contém uma ou mais condições, o consequente contém uma ou mais ações. O antecedente corresponde diretamente aos graus de pertinência calculados durante o processo de *fuzzyficação*. Cada antecedente tem um grau de pertinência indicado, para ele, como resultado da *fuzzyficação*. Durante a avaliação das regras (a inferência), a intensidade é calculada com base em valores dos antecedentes e estão indicadas para saídas difusas da regra.

### 5.2.4. Defuzzyficação

A *defuzzyficação* converte um conjunto fuzzy de saída de um sistema em um valor clássico correspondente. Este processo é importante para decifrar o significado das ações difusas usando funções de pertinência e, também, para resolver conflitos entre ações de competição.

A avaliação das regras associa potências (intensidade) para cada ação específica na atividade de inferência. Contudo, um outro processamento ou *defuzzyficação*, precisa ser executado pelas seguintes razões: decifrar o significado de ações vagas (difusas) utilizando funções de pertinência e resolver os conflitos entre ações divergentes, que podem ter sido acionadas durante certas condições na avaliação das regras, Cabral (1994).



### 5.3. Controle do superaquecimento através da válvula de expansão usando um controlador fuzzy.

O controlador denominado (A) está fundamentado na arquitetura de um controlador *fuzzy* convencional PI, utilizado neste trabalho, para comandar o motor de passos da válvula de expansão eletrônica ETS25, mostrada na figura 5.3.

O controle proposto é do tipo sintonizado heurísticamente e admite como entradas: o erro  $e$  e o erro acumulado  $ea$  em relação ao sinal de referência. O comando é o resultado do sinal de saída ( $U_k$ ) do controlador *fuzzy* codificado a três bits formato binário, multiplicado pelo ganho introduzido no programa do computador ( $k_{pc}$ ) da forma apresentada pela equação 5.1., onde o sinal de saída para o atuador ( $U_2$ ) gera um valor (número de passos) para o qual o motor deverá atuar.

$$U_2 = U_k \times k_{pc} \quad (5.1)$$

Onde:

$k_{pc}$  = ganho introduzido no programa do computador com um valor igual a 1.

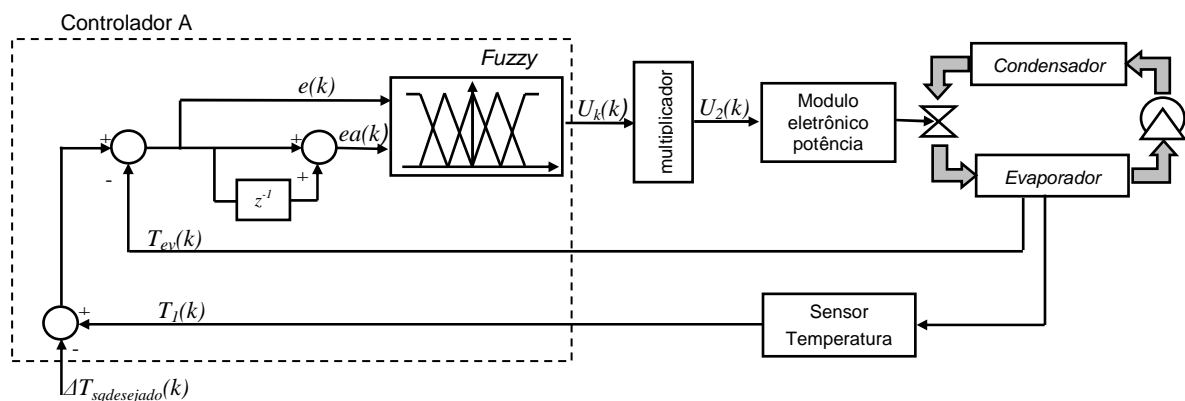


Figura 5.3 – Controlador fuzzy A proposto para a válvula de expansão eletrônica.

O sinal de saída, entregue pelo computador para o módulo eletrônico de potência, tem valores na faixa de 0 a 255 discretizado em um byte de 8 bits, dos quais os 3 primeiros bits de baixa denominação do barramento representam o número de passos a executar pelo motor e o bits de maior peso (bit 7) fornece ao micro-controlador do módulo o sentido de giro

do motor de passo. O módulo aciona o motor de passos com velocidade constante e proporciona ao sistema supervisorio mais opções de recursos, sendo que o computador não perde ciclos de máquina acionando o motor de passo.

### 5.3.1. Características do controlador fuzzy A

O bloco A é o controle fuzzy Proporcional Integrativo (PI), cujas entradas são:  $e$  e  $ea$  definidas como:

$$e(k) = r(k) - T_{ev}(k) \quad (5.2)$$

$$ea(k) = e(k-1) + e(k) \quad (5.3)$$

Onde:

$r(k)$  Temperatura de referência (Diferença entre a temperatura advinda do refrigerante no compressor  $T_1(k)$  e a temperatura de superaquecimento desejado  $\Delta T_{sqdesejado}(k)$ ).

$T_{ev}(k)$  Temperatura de evaporação a ser controlada.

$e(k)$  Erro.

$ea(k)$  Erro acumulado.

$k$  Estado atual.

$k-1$  Estado anterior.

Sete conjuntos fuzzy, tipo triangular, foram utilizados para cada uma das variáveis de entrada. Estes conjuntos são apresentados nas Fig. 5.4, 5.5, em que cada função de pertinência representa um valor linguístico denominado por: NG, NM, NB, ZO, PB, PM, PG, que refere-se à: negativo grande, negativo médio, negativo baixo, zero, positivo baixo, positivo médio e positivo grande, respectivamente. O universo de discurso para o variável erro e acumulado erro é definido como  $[-4, 4]$ , sendo que qualquer erro ou acumulado do erro com valores acima ou abaixo do universo terá como função de pertinência PB ou NG, respectivamente. O mecanismo de inferência escolhido foi o max-prod e a saída do tipo *Sugeno* de ordem zero, assumindo os valores NG=-8, NM=-4, NB=-2, ZO=0, PB=2, PM=4,

PG=8, mostrados na figura 5.6, para a variável de saída ( $U_k$ ) definido no intervalo de [-8, 8] passos.

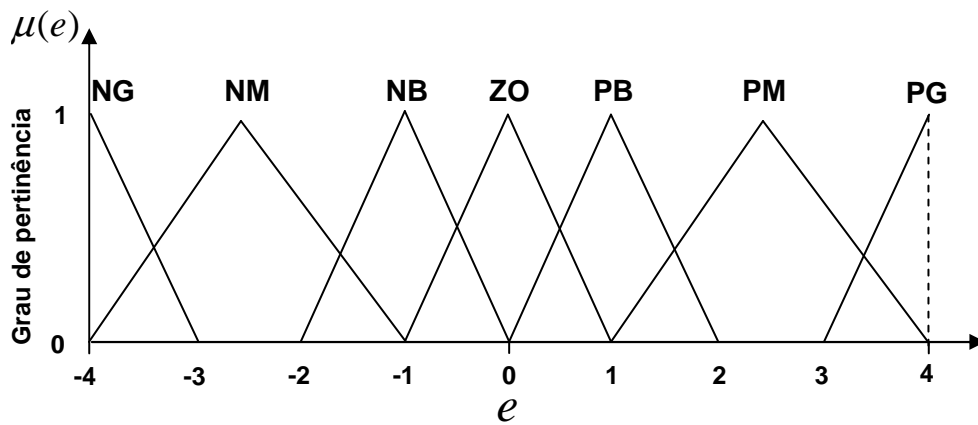


Figura 5.4 – Funções de pertinência para a variável erro ( $e$ ).

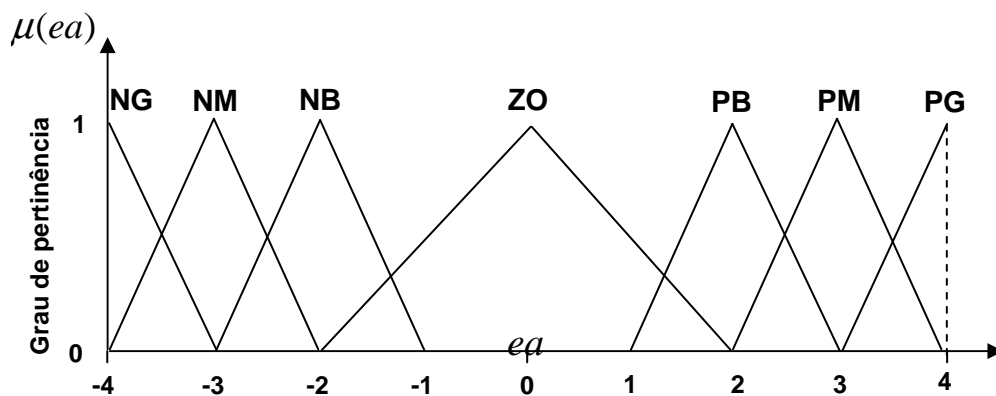


Figura 5.5 – Funções de pertinência para a variável erro acumulado ( $ea$ ).

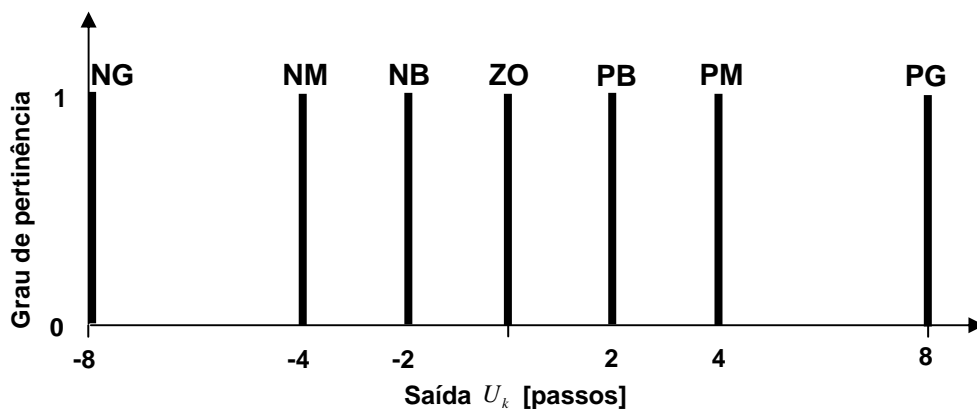


Figura 5.6 - Funções de pertinência para a variável de saída ( $U_k$ ).

As regras para o controlador PI foram construídas com base no conhecimento sobre o sistema e são apresentadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Conjunto de regras para o controlador fuzzy A.

		<i>ea</i>						
		<b>NG</b>	<b>NM</b>	<b>NB</b>	<b>ZO</b>	<b>PB</b>	<b>PM</b>	<b>PG</b>
<i>e</i>	<b>NG</b>	NG	NG	NG	NG	NM	NB	ZO
	<b>NM</b>	NG	NG	NG	NM	NB	ZO	PB
	<b>NB</b>	NG	NG	NM	NB	ZO	PB	PM
	<b>ZO</b>	NG	NM	NB	ZO	PB	PM	PG
	<b>PB</b>	NM	NB	ZO	PB	PM	PG	PG
	<b>PM</b>	NB	ZO	PB	PM	PG	PG	PG
	<b>PG</b>	ZO	PB	PM	PG	PG	PG	PG

Para uma melhor compreensão da ação do controle fuzzy que atua para controlar a válvula de expansão, uma representação da superfície de controle do controlador fuzzy PI é apresentada na Fig. 5.7.

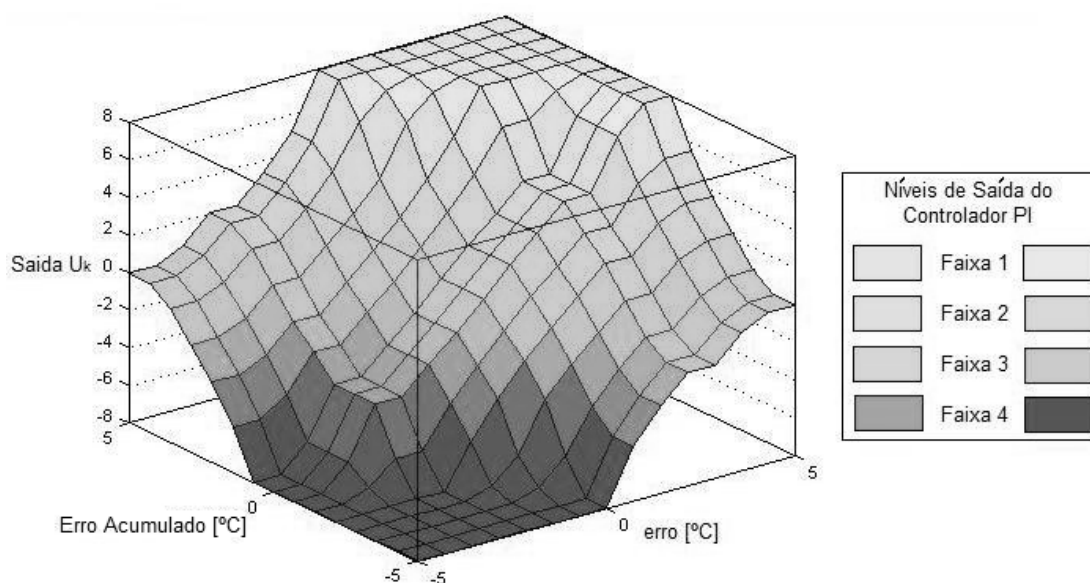


Figura 5.7 – Superfície de controle do controlador fuzzy PI.

A superfície de controle foi dividida em 4 faixas representando os comportamentos discutidos a seguir:

Faixa 1: Caracterizada por apresentar altos valores na saída do controlador. Nesta faixa o erro e o erro acumulado são grandes, pois geram valores altos na saída (ordena o fechamento da VEE), devido ao distanciamento da variável a controlar com seu valor de referência.

Faixa 2: Caracteriza-se por gerar valores médios na saída do controlador.

Faixa 3: Caracteriza-se por apresentar valores baixos na saída do controlador e atua quando o sistema é controlado atingindo uma referência com mínimo erro possível.

Faixa 4: Nesta faixa o erro e o erro acumulado são muito negativos. Seu comportamento atua no valor linguístico denominado NG, não apresenta tolerância, portanto, ordena-se imediatamente a abertura da VEE.

#### **5.4. Controle da velocidade do motor do compressor usando um controlador *fuzzy* Adaptativo.**

Para melhorar a eficiência do sistema de refrigeração foi desenvolvido outro controle denominado (B), baseado numa lógica difusa adaptativa para controlar a frequência de rotação do compressor.

A relevância deste tipo de controlador adaptativo, diante dos controladores *fuzzy* convencionais, é seu ajuste automático para adaptar-se as novas características do processo que se deseja controlar, Cardenas (2002). A necessidade de identificar estas mudanças e de se adaptar às novas condições acrescenta aos controladores *fuzzy* adaptativos dois componentes extras, que não estão presentes nos controladores *fuzzy* convencionais, como pode ser observado na Fig. 5.8.

O primeiro componente é o “Monitor do Processo” cujo trabalho é detectar as mudanças nas características do processo, podendo ser uma medida do rendimento de atuação do controlador ou um parâmetro baseado no estado do processo. O segundo componente adicional é o “mecanismo de adaptação”, que a partir da informação proporcionada pelo monitor do processo, atualiza os parâmetros do controlador tais como: fator de escala de cada variável, conjunto fuzzy de cada nome linguístico ou as regras da base de conhecimento.

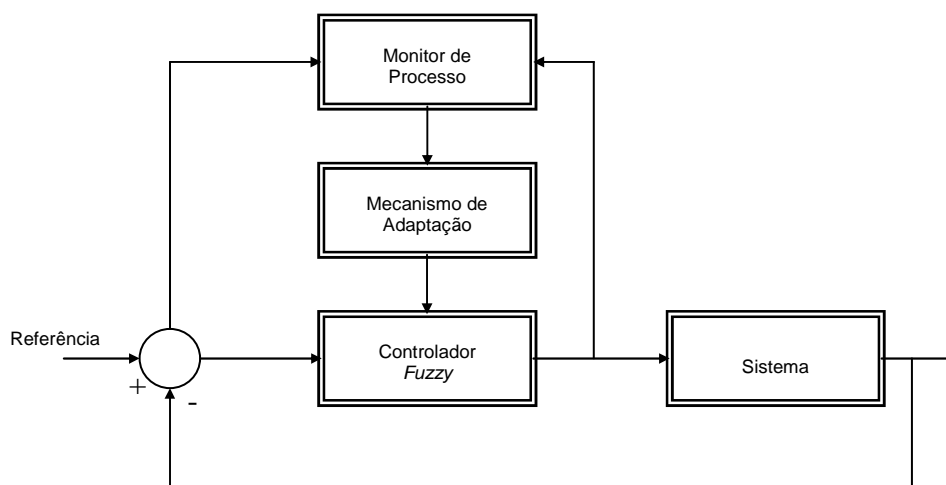


Figura 5.8 - Componentes de um controlador *Fuzzy* Adaptativo.

#### 5.4.1. Monitor do Processo

O monitor do processo procura detectar mudanças importantes no comportamento da planta que apontem para a necessidade de uma reconfiguração nos parâmetros do controlador. Dois tipos de monitoramento se destacam: o primeiro observa alterações em variáveis paramétricas e o segundo monitora o desempenho do sistema controlado. No primeiro tipo de monitoramento (das variáveis paramétricas), as mudanças no processo podem ser detectadas em tempo real (*online*), observando variações no tempo de parâmetros de um modelo inicialmente “ajustado” e tido como referência para a descrição do comportamento do sistema sob controle. No segundo tipo de monitoramento, procura-se observar o desempenho do processo, monitorando algumas grandezas típicas, tais como: sobre-pico (*overshoot*), tempo de subida, tempo de acomodação, entre outras.

#### 5.4.2. Mecanismo de adaptação

Os mecanismos de adaptação para os controladores *fuzzy* são classificados de acordo aos parâmetros ajustados:

*Fator de Escala (FE)*: As entradas e saídas do controlador podem escalar-se mudando os limites de seu universo de discurso e proporcionando as etiquetas. Normalmente, as etiquetas definem-se no intervalo normalizado  $[-1,1]$  e logo se escala ao intervalo desejado. No caso de variáveis de entrada, o que ocorre é multiplicar o valor de entrada por um valor de escala no intervalo  $[0,1]$  para ajustar a entrada ao um intervalo real e específico. Por exemplo: o intervalo real da entrada é  $[-200,200]$ , deve-se multiplicar o valor de entrada por  $0,005$  ( $1/200$ ). Então, para este universo, o valor  $100$  se classifica principalmente como “(M-médio)”, com um valor  $100 \cdot 0,005 = 0,5$  normalizado. Para alterar a classificação deste valor,

basta multiplicar o valor da entrada por um novo fator escala, como 0.0025 (1/400). Assim, um novo universo do discurso terá um intervalo de  $-400$  a  $400$  e o valor de  $100$  será classificado como “(P-pequeno)”. Alterar, portanto, o fator de escala significa modificar a sensibilidade do controlador mostrado na figura 5.9.

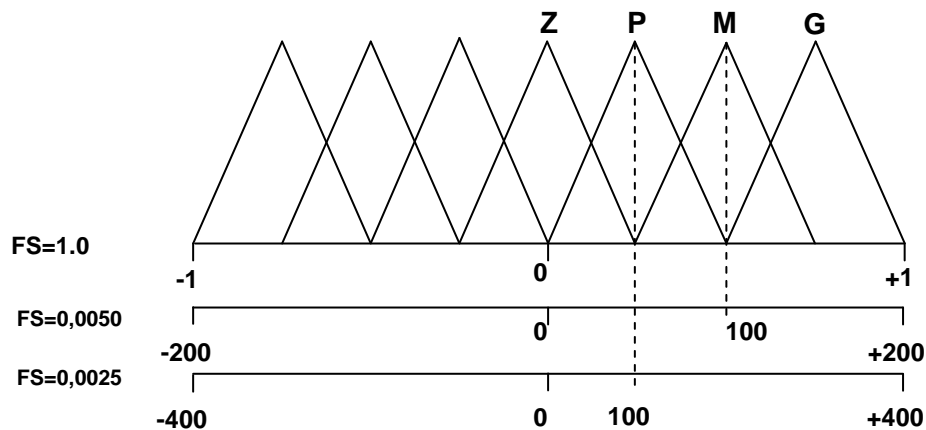


Figura 5.9 - Efeito de alteração no fator de escala.

*Modificação dos Conjuntos Fuzzy:* Trata-se de modificar a definição das etiquetas linguísticas. Se com a mudança no fator de escala se consegue uma alteração uniforme no universo todo, é possível aumentar a sensibilidade (ganho) do controlador para certos valores de zonas do universo. Um exemplo é incrementar a sensibilidade do controlador nos valores próximos a zero (valores centrais do universo) como apresentado na Fig. 5.10.

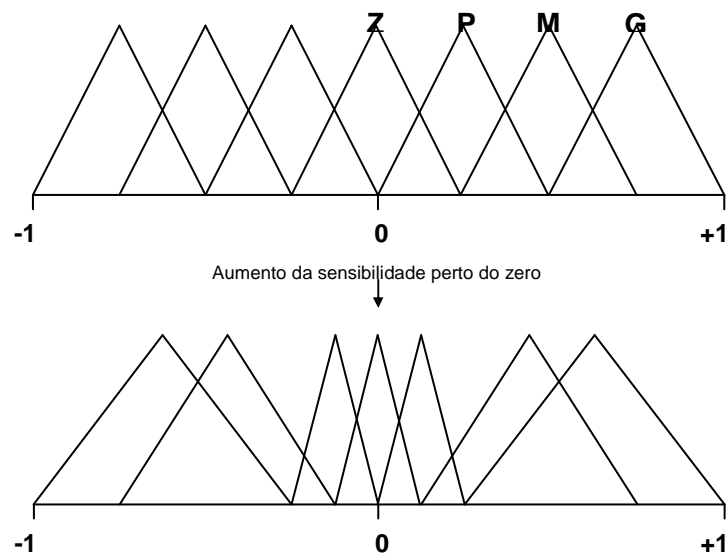


Figura 5.10 - Adaptação dos conjuntos *fuzzy* definidos.

*Modificação das Regras da Base de Conhecimento:* é realizada quando uma regra não pode ser sempre aplicável da mesma maneira. Portanto, é preciso modificá-la para adaptar-se a situação variante do sistema. Nestas ocasiões, uma solução para este problema consiste em acrescentar uma nova variável de entrada ao controlador e novas condições no antecedente de algumas regras, baseadas na nova variável. Por exemplo, a etiqueta linguística de alguma variável (do antecedente ou do consequente da regra).

Para realizar o controle da frequência de rotação do compressor com base na informação anteriormente apresentada, foi introduzido, inicialmente, um controlador *fuzzy* principal (convencional) e em seguida foi implementado um mecanismo *fuzzy* de adaptação dos ganhos. O diagrama de blocos do controlador *fuzzy* principal (convencional) são apresentados na Fig. 5.11.

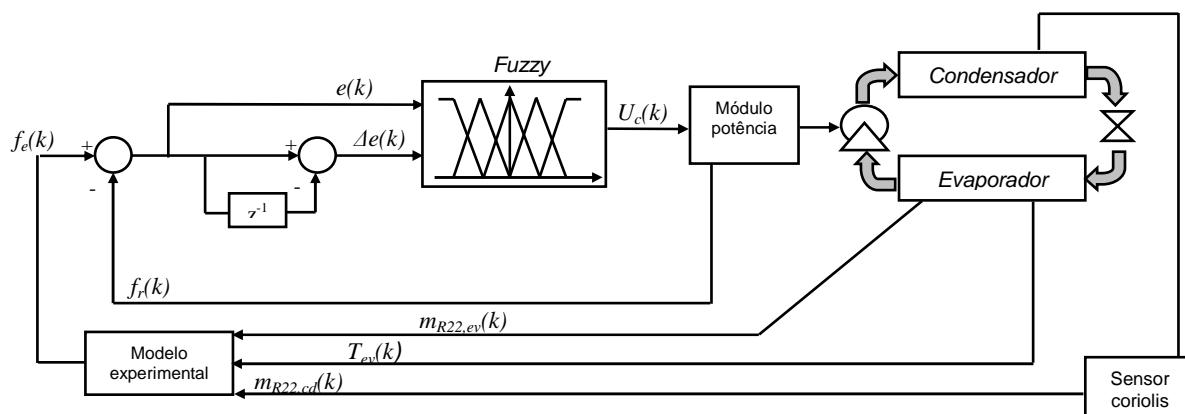


Figura 5.11 - Sistema de controle *fuzzy* convencional.

A definição das variáveis de entrada do controlador *fuzzy* é avaliada a partir do sinal do erro ( $e$ ) e da variação do erro ( $\Delta e$ ), assim definidas:

$$e(k) = f_e(k) - f_r(k) \quad (5.2)$$

$$\Delta e(k) = \frac{e(k) - e(k-1)}{\Delta t} \quad (5.3)$$

Onde:

$e(k)$  → Erro.



$f_e(k)$  → Frequência estimada.

$f_r(k)$  → Frequência real.

$\Delta e(k)$  → Variação do erro num intervalo de tempo.

$k$  → Estado atual.

$k - 1$  → Estado anterior.

Foram definidas para cada uma destas entradas três funções de pertinência: (N)negativo, (Z)zero e (P)positivo. Tipo triangular, igualmente espaçadas e definidas dentro de um universo do discurso sintonizado de forma heurística, conforme mostrado na Fig. 5.12. A saída do controlador *fuzzy* é do tipo *Sugeno* de ordem zero, com valores “*crisp*” (N=-1.0, Z=0 e P=1.0) constantes. A base de regras é mostrada na Tabela 5.2 e o mecanismo de inferência utilizado foi o *max-prod*.

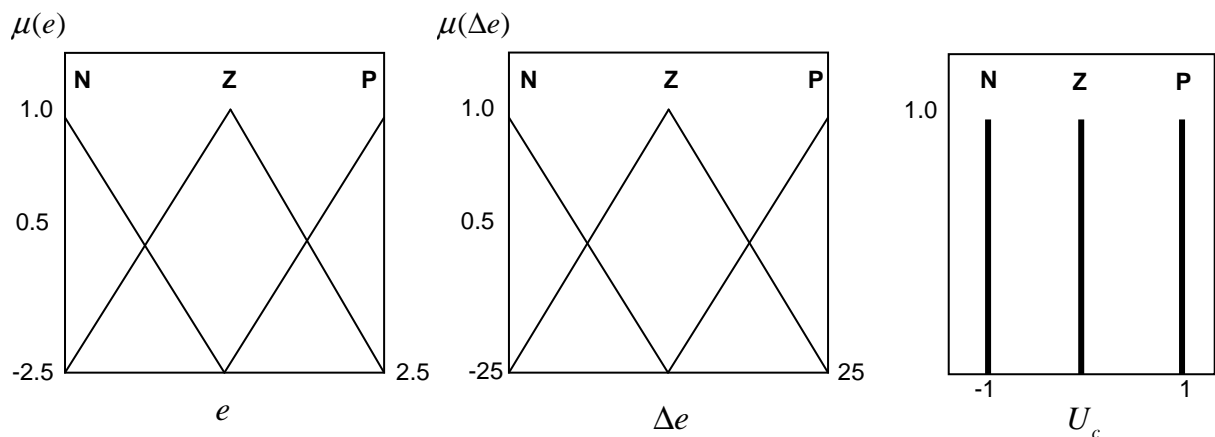


Figura 5.12 - Funções de pertinência *fuzzy* das variáveis de entrada e saída do controlador.

Tabela 5.2 - Base de regras do controlador *fuzzy*.

		$\Delta e$		
		N	Z	P
$e$	N	P	P	Z
	Z	P	Z	N
	P	Z	N	N

Uma vez projetado o controlador principal, o segundo passo é a adição do mecanismo de adaptação. Para isso, o universo do discurso do controlador principal foi normalizado num intervalo de -1 a 1 e foi acoplado ao controlador *fuzzy* principal sendo que a base de regras do mecanismo *fuzzy* de adaptação, como pode ser observado na Fig. 5.13, são dadas pela tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Base de regras do mecanismo de adaptação *fuzzy*.

		$ \Delta \bar{e} $		
		<b>P</b>	<b>M</b>	<b>G</b>
$ \Delta \bar{U}_c $	<b>P</b>	M	D	A
	<b>M</b>	M	M	D
	<b>G</b>	A	A	D

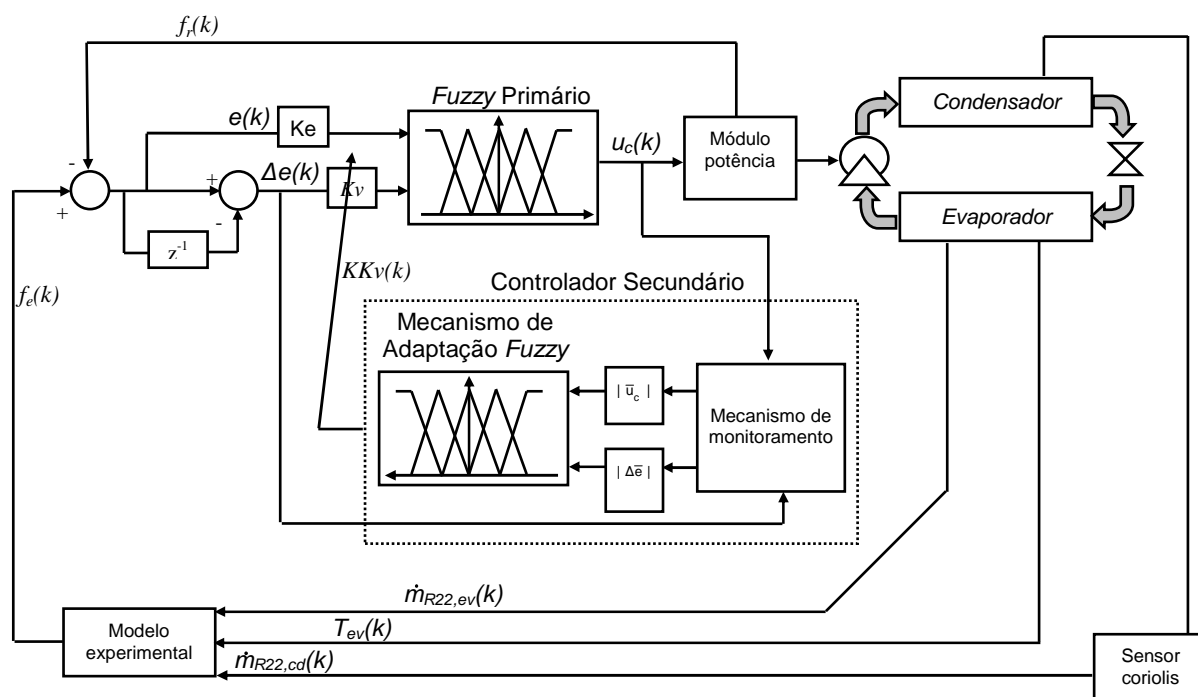


Figura 5.13 - Controlador B fuzzy adaptativo proposto para o controle da velocidade do compressor.

Cabe destacar que o sistema é monitorado a partir da média absoluta da derivada do erro,  $|\Delta\bar{e}|$ , e da média absoluta da saída do controle,  $|\Delta\bar{U}_c|$ , observando os três últimos tempos de amostragem. Estes valores são calculados da seguinte forma:

$$|\Delta\bar{e}| = \frac{|\Delta e(k)| + |\Delta e(k-2)| + |\Delta e(k-3)|}{3} \quad (5.4)$$

$$|\Delta\bar{U}_c| = \frac{|\Delta\bar{U}_c(k)| + |\Delta\bar{U}_c(k-2)| + |\Delta\bar{U}_c(k-3)|}{3} \quad (5.5)$$

De forma similar ao controlador *fuzzy*, foram definidas para cada uma das entradas do mecanismo *fuzzy* de adaptação três funções de pertinência [(P-pequeno, (M-médio e (G-grande)] do tipo triangular, igualmente espaçadas definidas dentro do universo de discurso das variáveis de entrada e sintonizadas de forma heurística, como ilustra a Fig. 5.14. O mecanismo de inferência escolhido foi o *max-prod* e a saída do tipo *Sugeno* de ordem zero, assumindo os valores  $D=0.8$ ;  $M=1$  e  $A=1.2$ .

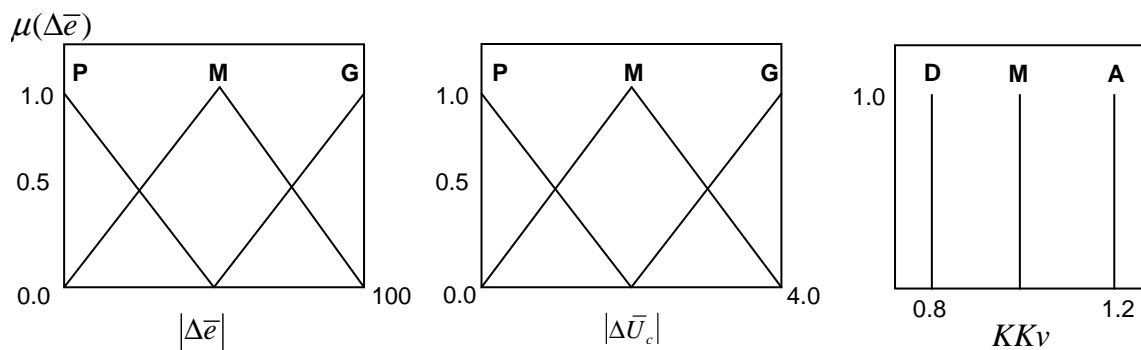


Figura 5.14 - Funções de pertinência e intervalos *fuzzy* das variáveis de entrada do mecanismo de adaptação.

# CAPÍTULO VI

## RESULTADOS EXPERIMENTAIS

### 6.1 Introdução

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos experimentalmente sobre o comportamento térmico do sistema de refrigeração, mediante a aplicação do controlador fuzzy. Os testes experimentais foram realizados sob condições extremas de operação do sistema em malha fechada, na qual a saída do controle foi aplicada ao processo em instantes específicos.

A incerteza dos parâmetros calculados foram determinados de acordo a procedimento estatístico executado no transcurso do presente trabalho. A tabela 6.1 apresenta a propagação da incerteza dos parâmetros calculados.

Tabela 6.1 – Incerteza dos parâmetros medidos e calculados com intervalo de confiança de 95%.

Parâmetro	Incerteza
Temperatura Evaporação	$\pm 0,075^{\circ}\text{C}$
Temperatura de Superaquecimento	$\pm 0,095^{\circ}\text{C}$
Vazão R22	$\pm 0,0015 \text{ kg/s}$
Potência consumida	$\pm 0,037 \text{ kW}$
COP	$\pm 0,088$
Vazão da água no evaporador	$\pm 0,0033 \text{ kg/s}$
Capacidade de Refrigeração	$\pm 0,153 \text{ kW}$

Para a avaliação do controlador, agindo simultaneamente nos dois atuadores, é necessário controlar o grau de superaquecimento, ( $\Delta T_{sq}$ ), por meio da regulação da temperatura de evaporação, ( $T_{ev}$ ), e frequência de rotação do compressor. Para testar a versatilidade do controle o presente capítulo foi dividido em duas etapas:

- *Primeira etapa:* Os experimentos trabalharam com o modelo experimental proposto na estratégia de controle. Para esta fase foram executadas quatro baterias de experimentos, das quais, as duas primeiras basearam-se na regulagem do grau de superaquecimento de 7°C, com condições iniciais distintas e com a mesma carga térmica. Ao passo que as outras duas baterias, nesta fase experimental, centraram-se na regulagem do grau de superaquecimento, estabelecido em 2 °C como mínimo. As condições iniciais foram impostas através de diferentes mudanças na posição da válvula de expansão e frequência de rotação do compressor. A estrutura de execução dos experimentos com suas condições iniciais pode ser verificada na Fig. 6.1.

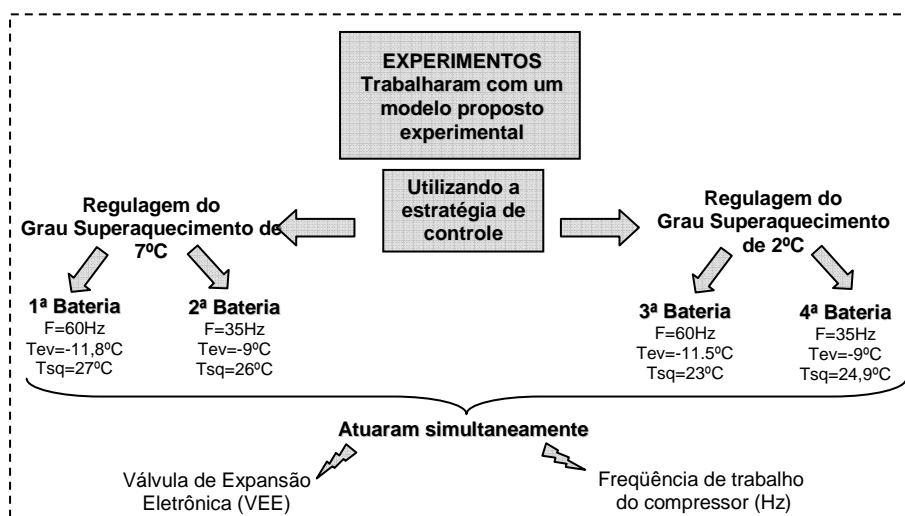


Figura 6.1 - Execução de experimentos da primeira etapa.

- *Segunda etapa:* Experimentos trabalharam com o novo modelo obtido a partir dos dados do manual do compressor (*Bitzer 2D-3.2*) implementado na estratégia de controle. Também para esta fase, foram executadas quatro baterias. As duas primeiras, baseadas na regulagem do grau de superaquecimento de 7°C e com a mesma carga térmica. As duas restantes centraram-se no controle do grau de superaquecimento em 2 °C. As condições

iniciais foram impostas através de diferentes alterações na posição da válvula de expansão e frequência de rotação do compressor, descritas na Fig. 6.2.

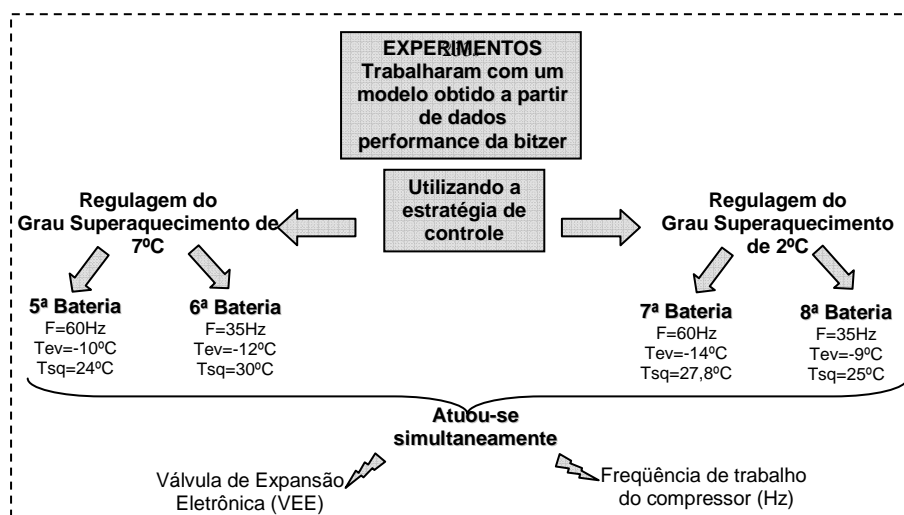


Figura 6.2 - Execução de experimentos da segunda etapa.

## 6.2. Primeira etapa

Esta etapa tem como objetivo a verificação da resposta do controle sob condições pré-estabelecidas, operando com o modelo proposto experimentalmente obtido na seção 4.5, conforme mostrado anteriormente. O sistema é posto em funcionamento e o controlador, operando em malha fechada, atinge o regime permanente, regulando, simultaneamente, a abertura da válvula de expansão e a frequência de rotação do compressor, além de manter um grau de superaquecimento estabelecido.

### 6.2.1 Primeira Bateria.

Para iniciar o teste, o sistema de refrigeração é acionado até atingir a frequência nominal de rotação, 60 Hz (equivalente a 1750 RPM). Na sequência, é aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão, aguardando o sistema estabilizar novamente. Neste caso, a válvula é fechada até atingir uma temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) igual a  $-11,8^{\circ}\text{C}$ , com um grau de superaquecimento ( $\Delta T_{sq}$ ) igual a  $27^{\circ}\text{C}$ , mostrado na Fig. 6.3. A carga térmica é proporcionada pela temperatura da água na entrada do evaporador, ( $T_8$ ), constante na faixa de  $24^{\circ}\text{C}$ . As vazões das águas de entrada no evaporador e condensador foram estabelecidas em  $0,23\text{ kg/s}$  e  $0,989\text{ kg/s}$ , respectivamente. Após 17 segundos, com o sistema operando em regime estável, foi acionado o controlador, que atuou levando o

sistema a um novo regime estável em 218 segundos de tempo de acomodação, ( $t_a$ ), com um tempo “morto” observado de 15 segundos, conforme ilustrado na Fig. 6.3. É interessante observar nesta figura, o efeito do controlador no sistema em regime, onde se controlou o grau de superaquecimento, ajustando-o entorno de  $7,2^\circ\text{C}$  com uma temperatura de evaporação de  $8^\circ\text{C}$ . O grau de subresfriamento foi mantido acima de  $0^\circ\text{C}$ .

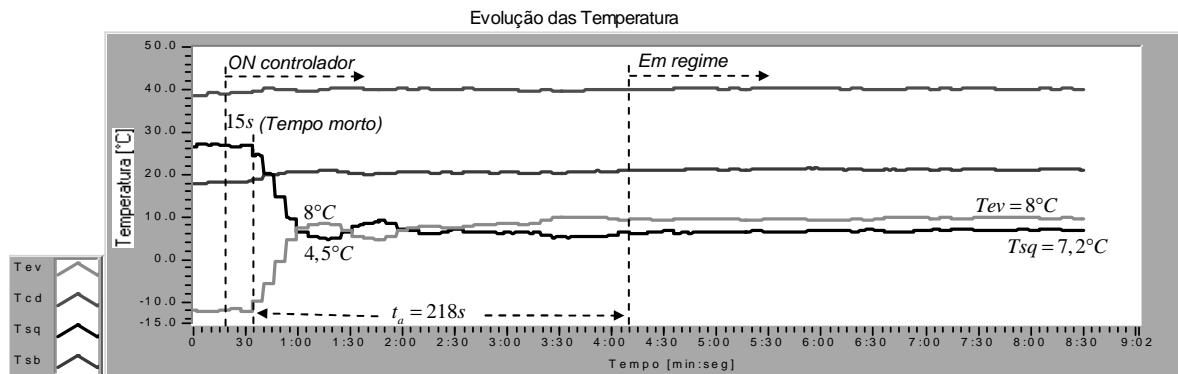


Figura 6.3 – Comportamento do sistema na primeira bateria.

A taxa de transferência de calor no evaporador, ou capacidade de evaporação, ( $\dot{Q}_{ev}$ ), como mostra a fig. 6.4, apresentou uma diminuição de 500 W ao longo do teste, desde 5,25 kW como condição inicial, até os 4,75 kW em regime final, com uma potência de consumo de 1,9 kW. Foi registrado um máximo valor de  $\dot{Q}_{ev}$ , da ordem de 6,42 kW com potência consumida de 2,1 kW aos 56 segundos. A variação do coeficiente de eficácia, COP é mostrada na Fig. 6.5. O controlador melhorou o coeficiente de eficácia do sistema durante sua atuação, apresentando uma melhoria no seu valor da ordem de 1,5 e atingindo 2,5.

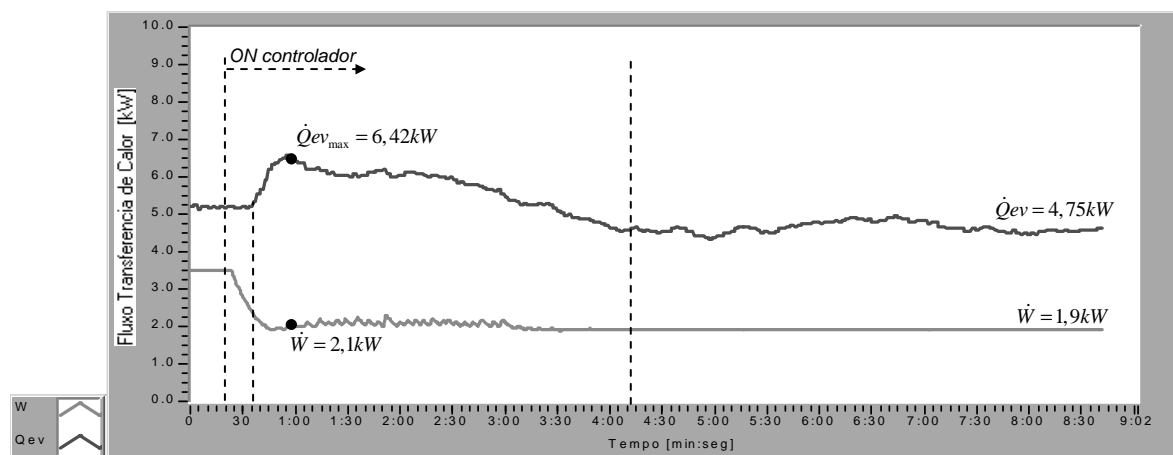


Figura 6.4 – Capacidade de refrigeração e potência consumida da primeira bateria.

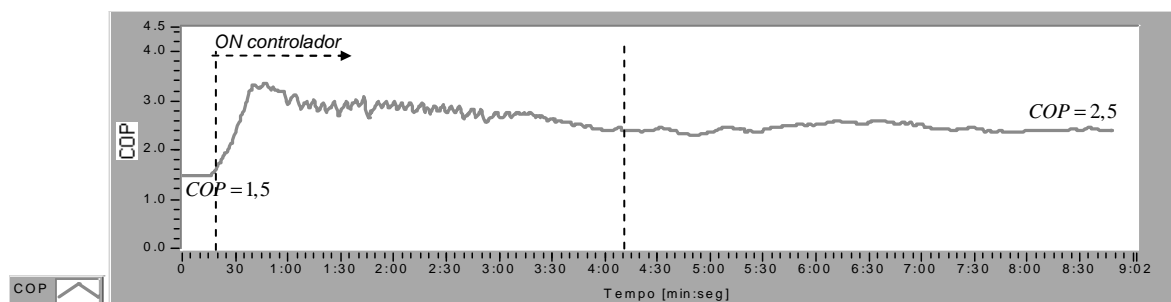


Figura 6.5 – Evolução do Coeficiente de eficácia, COP da primeira bateria.

Nas Fig. 6.6 e 6.7 pode-se observar a evolução da vazão do refrigerante nos trocadores de calor, cumprindo-se o princípio de conservação de massa em regime permanente de 0,032 kg/s a partir dos 250 segundos (4 minutos e 10 segundos) no sistema e a evolução das diferenças de temperatura da água nos trocadores estabilizando em 5 °C para o evaporador e 2 °C para o condensador.

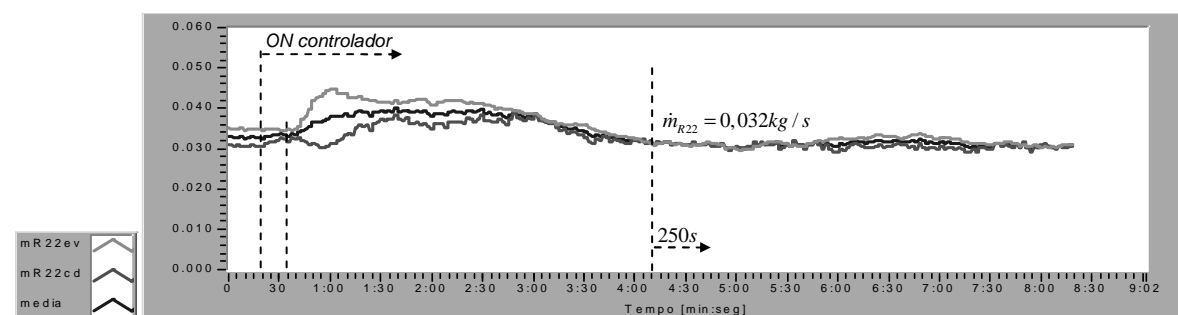


Figura 6.6 – Evolução da vazão do refrigerante nos trocadores de calor da primeira bateria.

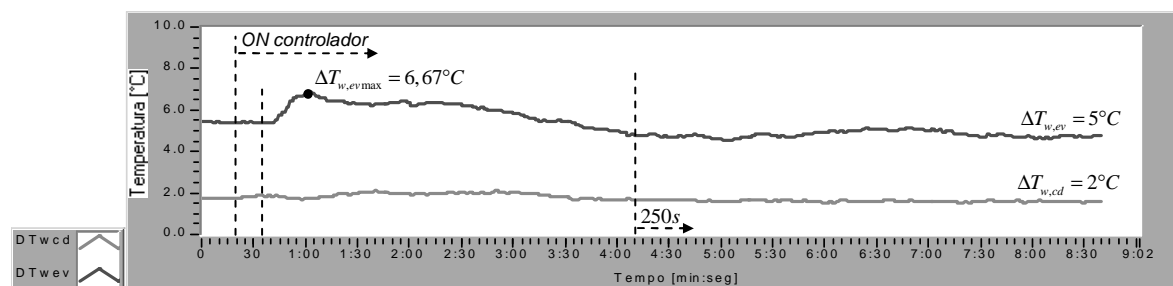


Figura 6.7 – Evolução das diferenças de temperatura da água nos trocadores de calor da primeira bateria.



O comportamento do sinal de saída ( $U_k$  número de passos) do controlador (A), atuando na válvula de expansão eletrônica, ETS25, pode ser observado na Fig. 6.8. O ganho introduzido no programa do computador ( $k_{pc}$ ) foi igual a 1. Quando o controlador é ligado, nos primeiros 37 segundos, verifica-se uma forte ação deste controlador abrindo a válvula, rapidamente, em 295 passos. O comportamento do sinal de saída é oscilatório e vai atenuando sua atividade à medida que o sistema vai alcançando valores de superaquecimento desejados. Mínimas ações pulsantes do controlador são registradas após 250 segundos, quando o sistema entra em regime estável.

Na malha de controle proposta, o grau de superaquecimento é controlado utilizando o controlador (A) fuzzy com características proporcionais e integrativas. Simultâneo ao controle da válvula de expansão, trabalha outro controle fuzzy adaptativo encarregado de controlar a frequência de rotação do compressor, usando como sinal de referência a frequência do compressor obtida através do modelo experimental proposto, citado no capítulo 4.

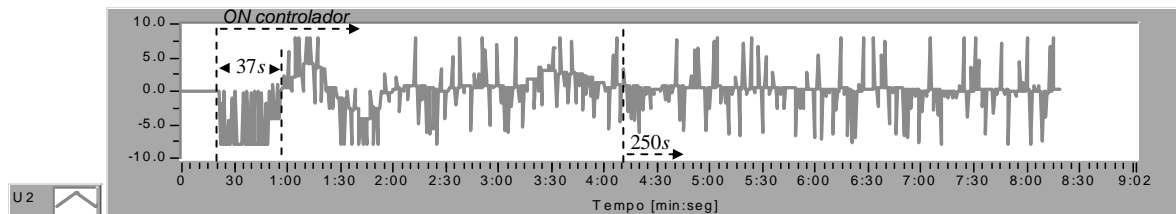


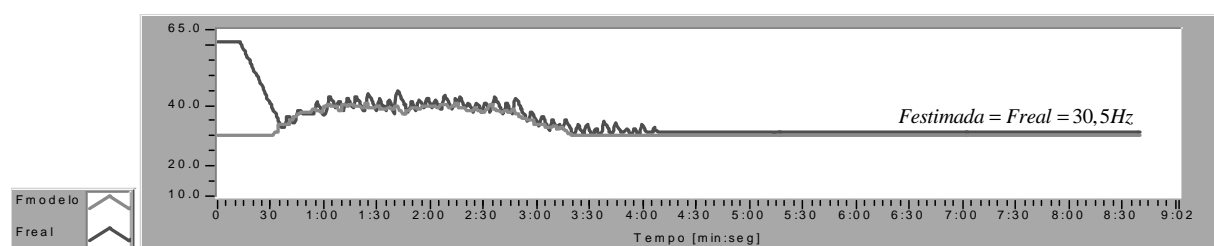
Figura 6.8 – Comportamento sinal de saída ( $U_k$ ) número de passos controlador (A) da primeira bateria.

Quando o controlador é acionado, é detectada uma diferença entre a frequência estimada pelo modelo e a frequência real. O valor inicial de  $k_v$ , como fator de adaptação do controlador observado na fig. 6.9b é muito pequeno, o que implica dizer que a derivada do erro tem pouca importância para o controlador principal nos instantes iniciais e que há, primeiramente, o envolvimento de um número restrito de regras. Portanto, durante 26 segundos o controlador atua sem nenhuma compensação do sinal de saída ( $U_c$ ) para diminuir a frequência do compressor (trabalha tipo *on-off*).

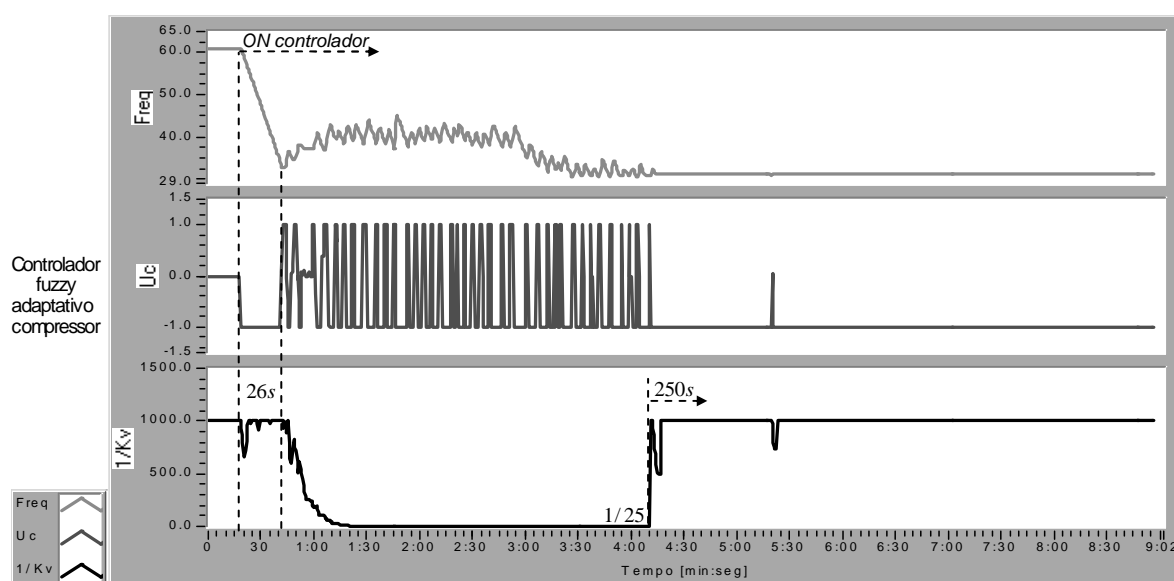
Após 40 segundos, como é ilustrado na Fig. 6.9b, o valor de  $k_v$ , como mecanismo interno de adaptação, vai aumentando e faz com que o controlador se torne mais sensível ao  $\Delta$ erro e, conseqüentemente, um número maior de regras do controlador principal é utilizado, o que melhora o desempenho do controlador. O valor inicial de  $k_v$  influencia, portanto, o número de regras envolvidas no controlador principal a inicializar o processo de

controle e a "velocidade" com que outras regras são "atingidas". Assim, o controlador atua gerando saídas moduladas de maneira a poder diminuir o erro.

O valor de  $k_v$  foi monitorado, passo a passo, pelo mesmo controlador adaptativo e após 250 segundos, foi reestabelecido o valor do  $k_v$  inicial, conforme a permanência dentro de uma faixa de  $\pm 1\%$  por mais de 20 instantes de amostragem. Como pode ser observado na figura anterior, o valor de  $1/k_v$  convergiu para um valor de  $1/25$ .



(a)



(b)

Figura 6.9 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema da primeira bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/k_v$ ) e sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo.

### 6.2.2 Segunda Bateria

Para a execução deste teste, foi estabelecida como condição inicial de trabalho com a frequência de rotação 35 Hz (900 RPM) no sistema, para observação do comportamento do controlador híbrido em condições de baixa frequência. Foi aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão, fazendo com que atingisse uma temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) igual  $-9^{\circ}\text{C}$ , com um grau de superaquecimento ( $\Delta T_{sq}$ ) igual a  $26^{\circ}\text{C}$ , como mostra a Fig. 6.10. A carga Térmica do sistema, temperatura da água, ( $T_8$ ), foi

mantida constante na ordem de 24°C. As devidas vazões de água no evaporador e condensador foram reguladas em 0,23 kg/s e 0,989 kg/s, respectivamente.

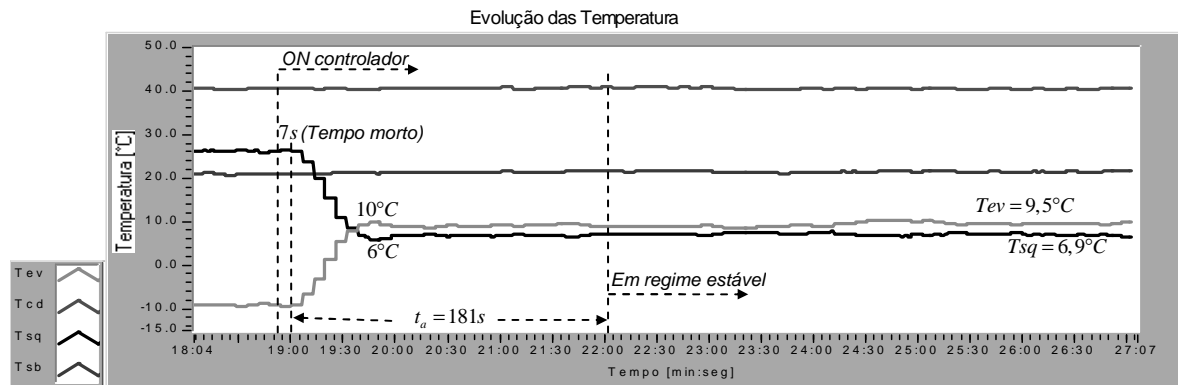


Figura 6.10 – Comportamento do sistema na segunda bateria.

Conforme ilustrado na fig. 6.10, após 18 minutos e 52 segundos, com o sistema operando em regime estável, foi acionado o controlador que atuou no sistema, levando a um novo regime estável com tempo de acomodação, ( $t_a$ ), igual 181 segundos e com tempo morto observado de 7 segundos. É possível verificar, ainda, nesta figura, o controle do grau de superaquecimento foi ajustado em 6,9°C, com uma temperatura de evaporação de 9,5°C. O grau de subresfriamento e temperatura de condensação mantiveram-se, praticamente, constantes na ordem de 21°C e 41,5°C, respectivamente. A evolução do grau de superaquecimento e a temperatura de evaporação, não apresentaram comportamentos oscilatórios maiores e seu tempo de acomodação foi menor ao da primeira bateria quando se trabalhou com uma frequência inicial de 60 Hz.

O comportamento da capacidade de refrigeração (taxa de transferência de calor no evaporador ( $\dot{Q}_{ev}$ ), como observado na Fig. 6.11, apresentou um aumento de 950 W com a atuação do controlador, estabelecendo-se em regime permanente na ordem de 4,75 kW com uma potência consumida de 1,965 kW. Foi registrado um valor máximo de  $\dot{Q}_{ev}$  na faixa de 6 kW com uma potência consumida de 1,94 kW aos 19 minutos e 30 segundos. A variação do COP é apresentada na Fig. 6.12, o controlador melhorou o coeficiente de eficácia do sistema durante sua atuação, apresentando uma melhora que partiu de 1,9 e atingiu 2,42.

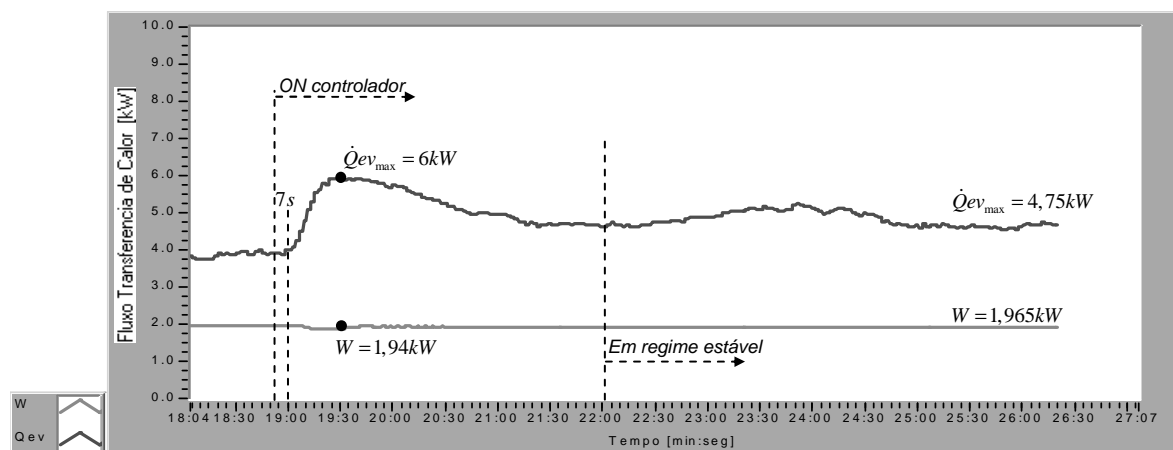


Figura 6.11 – Capacidade de refrigeração no evaporador e potência consumida na segunda bateria.

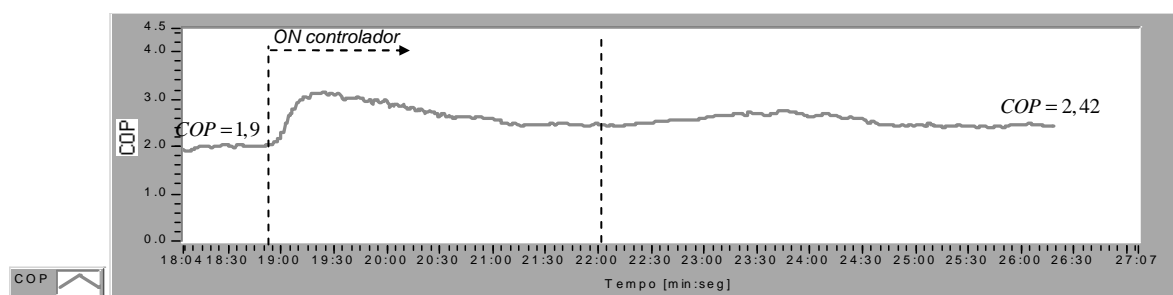


Figura 6.12 – Evolução do coeficiente de eficácia (COP) da segunda bateria.

O princípio da continuidade nos trocadores de calor, como é ilustrado na Fig. 6.13, foi cumprido pelo controlador em regime permanente, registrando-se uma vazão de 0,031 kg/s em 188 segundos do momento em que o controlador foi acionado. Apresentou-se uma tendência de aumento das diferenças de temperatura da água nos trocadores, especialmente no evaporador, estabelecendo tal diferença, em 5°C. Quanto ao condensador a mudança foi praticamente imperceptível.

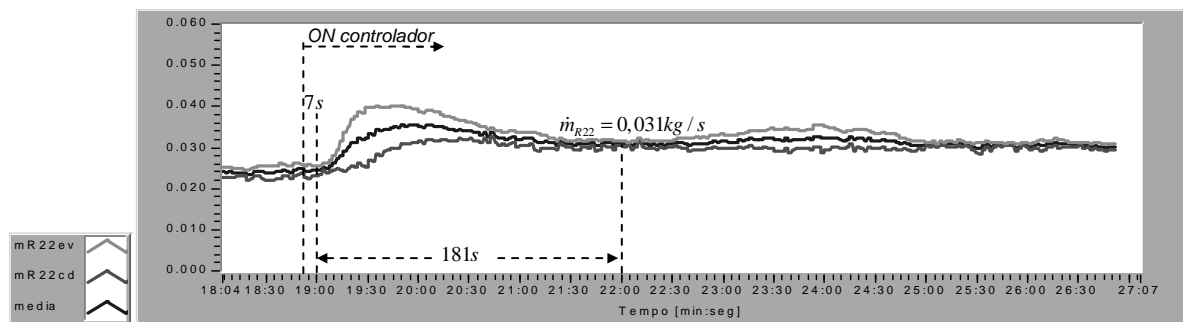


Figura 6.13 – Evolução da vazão do refrigerante nos trocadores de calor da segunda bateria.

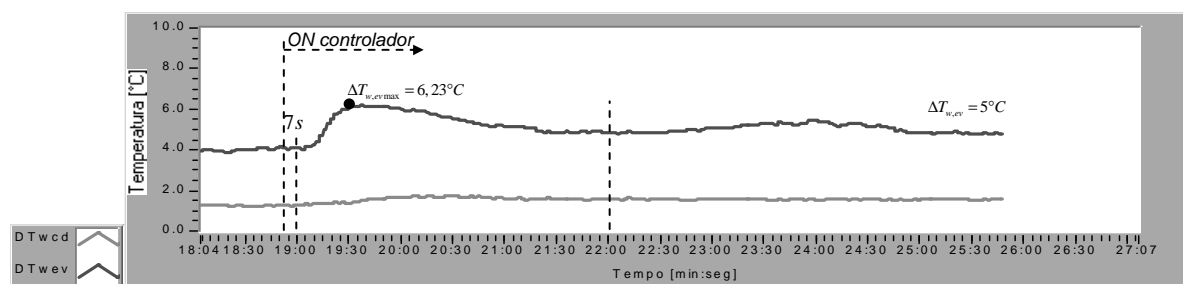


Figura 6.14 – Evolução das diferenças de temperatura da água nos trocadores de calor da segunda bateria.

Por intermédio do controlador (A) fuzzy, a válvula de expansão executou 288 passos no motor interno durante 36 segundos a partir do momento em que o controlador foi acionado. O ganho introduzido no programa do computador ( $k_{pc}$ ) foi igual a 1.

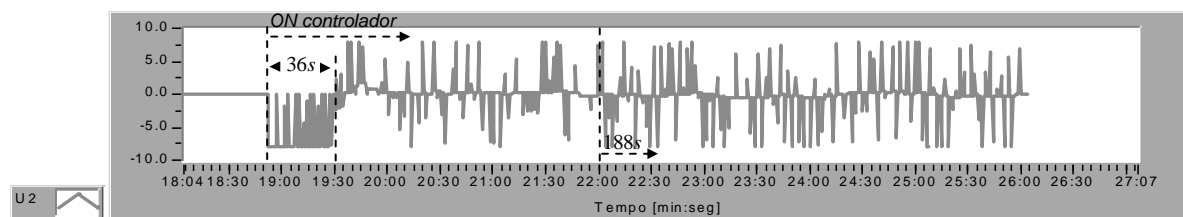
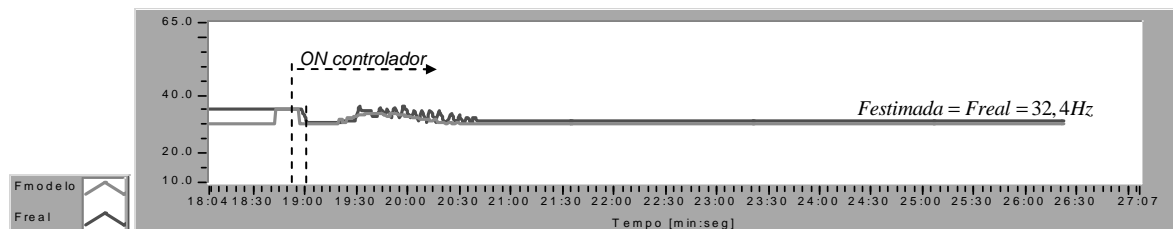


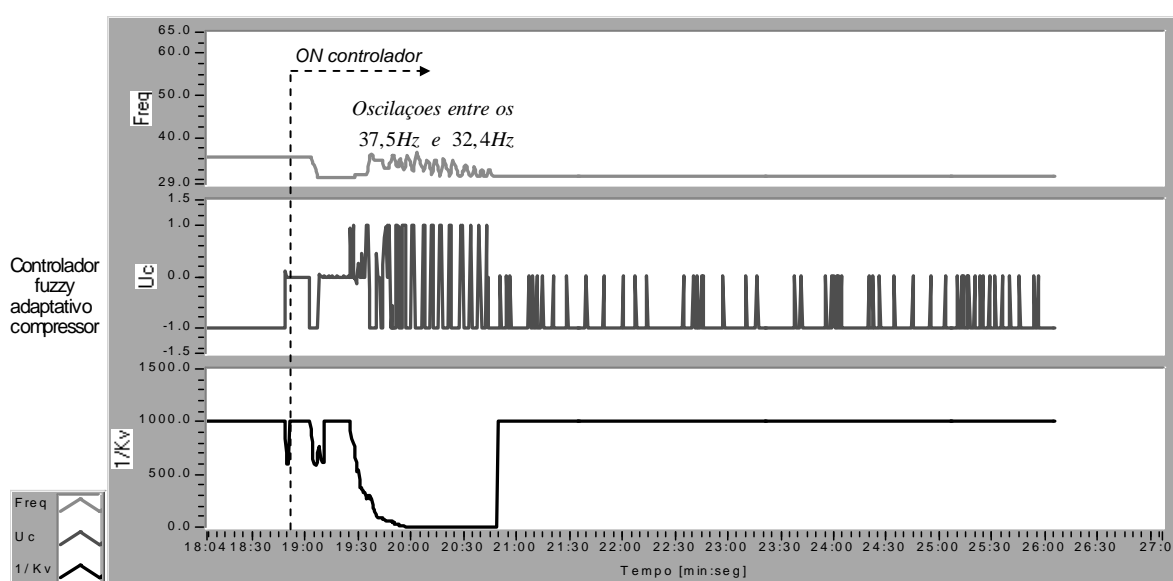
Figura 6.15 – Comportamento sinal de saída ( $U_k$ ) número de passos controlador (A) da segunda bateria.

Nesta bateria, o trabalho do controlador (B) fuzzy adaptativo foi mínimo. Desta forma, a convergência ocorreu mais rapidamente que observado anteriormente. Mínimos sinais de saída modulados para diminuir a mudança do erro foram registrados entre 37,5 Hz e 32,4 Hz durante o processo de convergência. O controlador (B) reinicia o estado inicial, uma vez

que não apresentou nenhum esforço de trabalho no teste pela condição de trajetória do modelo.



(a)



(b)

Figura 6.16 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema da segunda bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/kv$ ), sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo.

### 6.2.3 Terceira Bateria

Com o objetivo de procurar o mínimo grau de superaquecimento desejável para o sistema, alterou-se o ganho interno ( $k_{pc}$ ) no software do computador para minimizar a influência do controlador (A) fuzzy na resposta de saída para a válvula de expansão. O ganho ( $k_{pc}$ ) foi ajustado sendo igual a 0,5. Para este ensaio, executou-se o mesmo procedimento de indução das condições iniciais de trabalho, acionando o sistema e deixando-o estabilizar em 60 Hz, frequência de rotação (equivalente a 1750 RPM). Em seguida foi alterada a posição da válvula de expansão, deixando o sistema estabilizar novamente. Nesta situação, a válvula foi fechada até atingir uma temperatura de

evaporação ( $T_{ev}$ ) igual a  $-11,5^{\circ}\text{C}$ , com um grau de superaquecimento ( $\Delta T_{sq}$ ) de  $23^{\circ}\text{C}$ , de acordo com a Fig. 6.17. A carga térmica representada pela temperatura da água na entrada do evaporador ( $T_8$ ) foi constante na ordem de  $22^{\circ}\text{C}$ . As vazões das águas de entrada no evaporador e condensador mantiveram-se constantes em  $0,23\text{ kg/s}$  e  $0,989\text{ kg/s}$ , respectivamente.

Após 59 segundos, com o sistema operando em regime permanente, foi acionado o controlador que atuou levando o sistema a um novo regime estável em 130 segundos de tempo de acomodação, ( $t_a$ ), com um “tempo morto” observado de 8 segundos, como apresentado na Fig. 6.17. Observa-se nesta figura, o efeito do controlador no sistema em regime, onde se controlou o grau de superaquecimento ajustando-o em  $3,01^{\circ}\text{C}$  e uma temperatura de evaporação de  $6^{\circ}\text{C}$ . Foi determinado  $1^{\circ}\text{C}$  como erro em regime permanente influenciado pela atuação do controlador (A) fuzzy PI na válvula. O grau de subresfriamento apresentou um leve aumento, partindo de  $12^{\circ}\text{C}$  e alcançando  $18^{\circ}\text{C}$ . Observa-se que o comportamento da  $T_{ev}$  foi fortemente amortecido e o tempo de acomodação foi muito menor em comparação com baterias as anteriores.

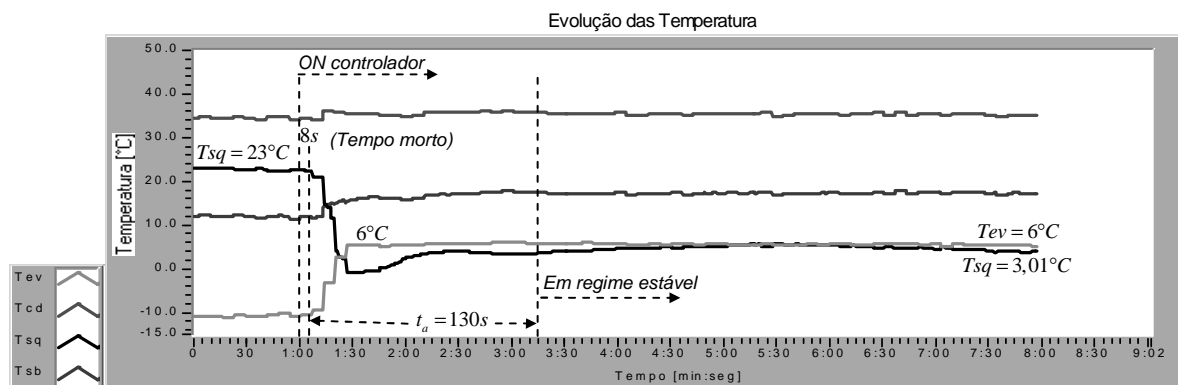


Figura 6.17 – Comportamento do sistema na terceira bateria.

A partir do momento em que o controlador foi acionado, a capacidade de refrigeração apresentou um comportamento constante durante 90 segundos, da ordem de  $6,82\text{ kW}$ . Paralelamente, o registro da diferença de temperatura da água no evaporador foi constante, na ordem de  $7^{\circ}\text{C}$ . Tal fato se deve ao efeito simultâneo dos dois atuadores, na compensação pela abertura da válvula de expansão e o decréscimo na frequência de rotação que, nesse intervalo de tempo, passou de  $60\text{ Hz}$  para  $36,6\text{ Hz}$  como mostra a figura 6.22(a). Quando a válvula estabilizou dentro do erro estável de regulagem do grau de superaquecimento, o atuador do compressor diminuiu mais a frequência, levando-o ao valor

mínimo de 31,7 Hz. Portanto, uma diminuição da capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_{ev}$ , foi registrada estabelecendo-se na ordem de 4,63 kW. Independentemente da abertura da válvula de expansão, foi verificado um aumento no COP, influenciado principalmente pela diminuição da frequência de rotação do compressor exercida pelo controlador (B) adaptativo fuzzy, como é ilustrado na Fig. 6.19. O máximo valor do COP, de 3,1 foi registrado em 90 segundos, com o sistema apresentando a mesma capacidade de refrigeração inicial, porém com consumo reduzido de potência, de 2,2 kW, comparados aos valores iniciais.

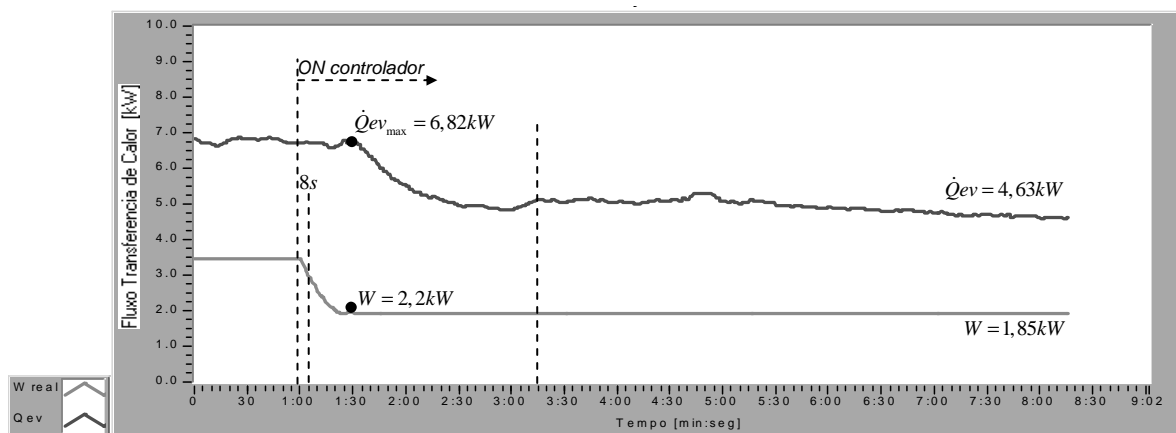


Figura 6.18 – Capacidade de refrigeração no evaporador e potência consumida da terceira bateria.

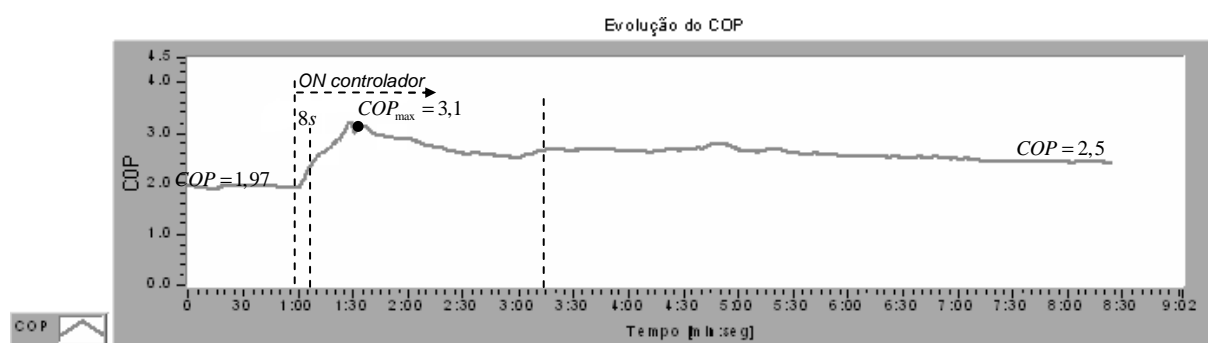


Figura 6.19 – Evolução do coeficiente de eficácia (COP) da terceira bateria.

Foi estabelecido o balanço de massa em 0,02805 kg/s quando o sistema entra em regime estável, demonstrado na Fig. 6.20, onde diferenças mínimas foram registradas com relação às baterias anteriores no intervalo transitório do sistema. O comportamento amortecido prevaleceu nesta bateria.



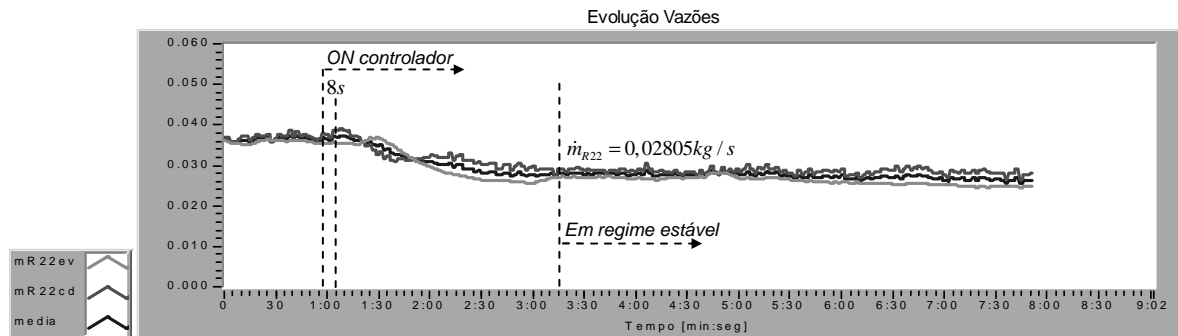


Figura 6.20 – Evolução da vazão do refrigerante nos trocadores da terceira bateria.

Finalmente, para esta bateria, o comportamento dos controladores (A) e (B) são apresentados, respectivamente, pelas Fig. 6.21 e 6.22. É possível observar que a ação na válvula de expansão diminuiu, num primeiro instante, com duração de 25 segundos, a partir do momento em que o controlador foi acionado. O motor executou 94 passos, apresentando sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (A) *fuzzy* com uma ordem de 188 passos, multiplicado pelo ganho introduzido no programa do computador ( $k_{pc}$ ) igual a 0,5, e que resultou num sinal de saída ( $U_2$ ) para o atuador de 94 passos.

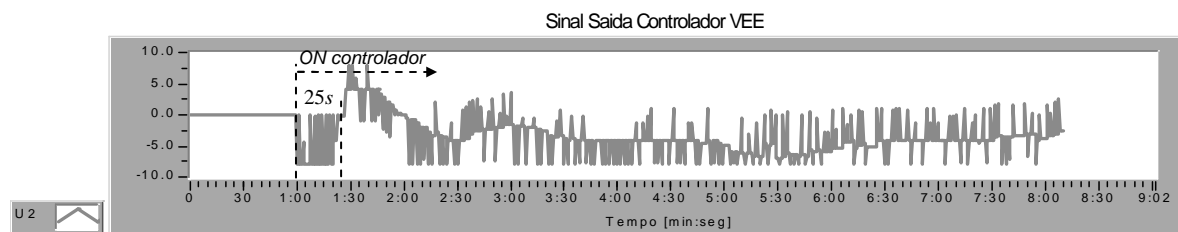
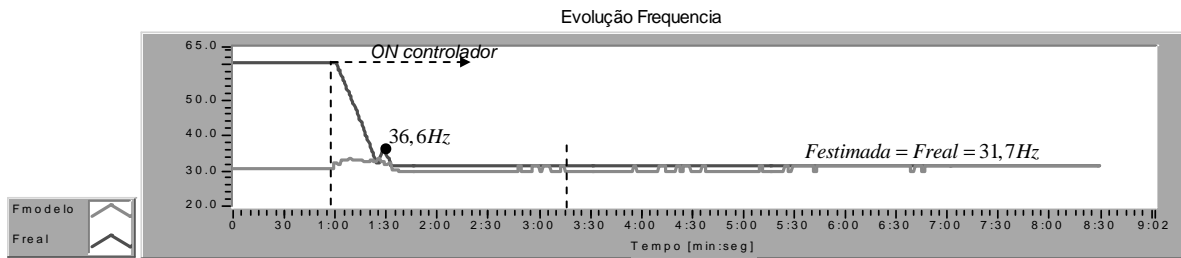
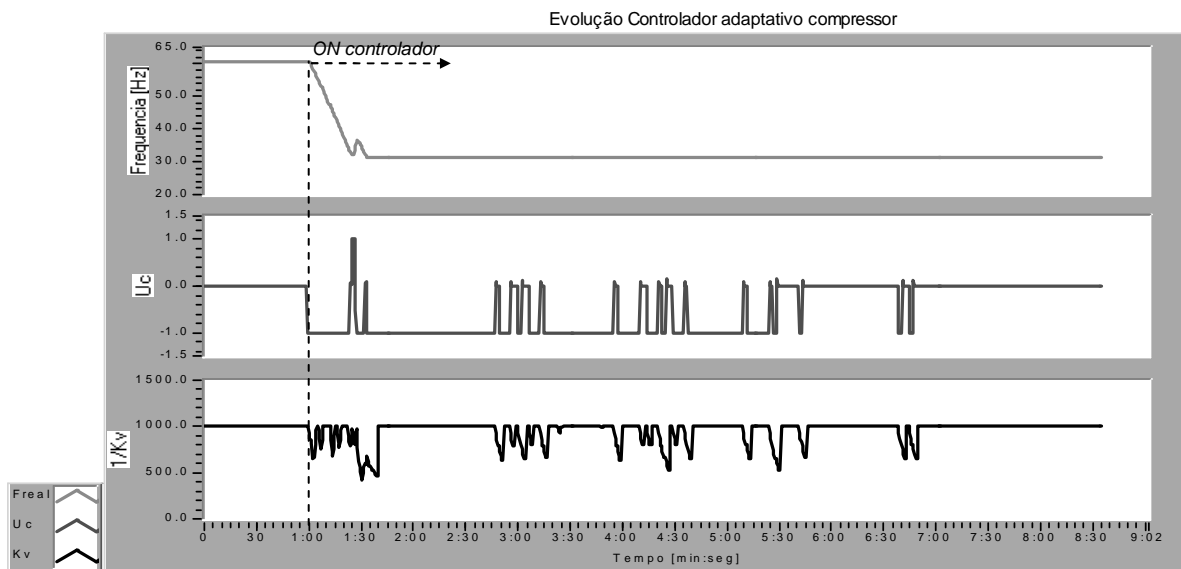


Figura 6.21 – Comportamento sinal de saída, ( $U_k$ ), número de passos controlador (A) da terceira bateria.

O comportamento do controlador (B) *fuzzy* adaptativo, apresenta sempre uma sensibilidade baixa. Mínimos sinais de saída por parte do controlador foram registrados, uma vez que o controlador convergiu mais rapidamente sem apresentar oscilações em relação à sua frequência de referência. Este comportamento e a situação de controle levaram o próprio controlador (B) *fuzzy* adaptativo a trabalhar como tipo *on-off*, tal ocorreu em alguns momentos, onde o mesmo controlador tentou adaptar a sua sensibilidade, porém, retornou a seu estado inicial.



(a)



(b)

Figura 6.22 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema da terceira bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/k_v$ ) e sinal de saída, ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo.

#### 6.2.4 Quarta Bateria

Para a última bateria desta primeira fase experimental, os resultados foram satisfatórios na atuação do controlador na busca do mínimo grau de superaquecimento deste tipo de sistema. Para esta bateria, foram impostas condições iniciais de regime permanente: frequência de rotação do compressor em 35 Hz (900 RPM), grau de superaquecimento inicial de 24,9°C, relacionado para uma temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) de -9°C, como pode ser observado na Fig. 6.23. As vazões de água correspondentes ao evaporador e condensador mantiveram-se constantes em 0,23 kg/s e 0,989 kg/s, respectivamente. A temperatura da água na entrada do evaporador, ( $T_8$ ), foi mantida constante em 22°C.

Aos 84 segundos, o controlador foi acionado, levando o sistema a um novo regime estável com um tempo de acomodação, ( $t_a$ ), igual 122 segundos, e um tempo morto observado de 8 segundos, como mostra a Fig. 6.23. O trabalho do controlador foi satisfatório ao manter o grau de superaquecimento na ordem dos 2,5°C e uma temperatura de evaporação de 6,5°C. O grau de subresfriamento apresentou um leve aumento, na faixa de 17,5°C. Observa-se que o comportamento da  $T_{ev}$  foi bastante amortecido e o tempo de acomodação foi muito menor em comparação às baterias anteriores.

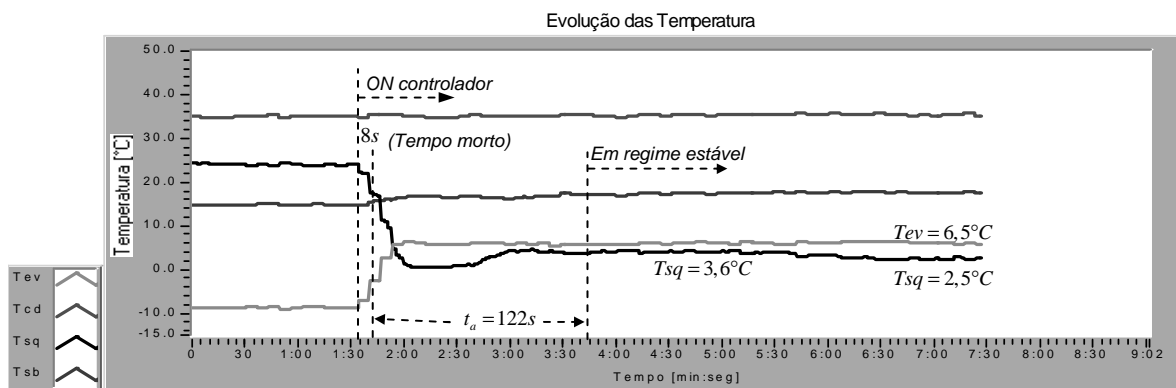


Figura 6.23 – Comportamento do sistema na quarta bateria.

Nos 8 primeiros segundos em que o controlador foi acionado, a capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) manteve-se constante na ordem de 4,6 kW, ocasionado pela sensibilidade da válvula de expansão. Sensibilidade esta, que corresponde à execução de passos suficientes de abertura para produzir um determinado efeito, como pode ser observado na Fig. 6.24. A capacidade de refrigeração, ( $\dot{Q}_{ev}$ ), apresentou um aumento de um regime a outro, estabelecendo-se em 5,12kW com uma diminuição da potência consumida para 1,89 kW. Aos 118 segundos foi observado o máximo valor da capacidade de refrigeração de 6,23kW, sendo que o COP registrado nesse mesmo instante foi 3,1. É importante ressaltar, também, a influência da ação do controlador para estas quatro baterias. Foram registrados, na terceira e quarta baterias, os tempos mais rápidos de obtenção da máxima capacidade de refrigeração, ( $\dot{Q}_{ev}$ ), com 30 segundos, ao passo que, nas duas primeiras baterias, foram registrados 39 segundos para atingir a máxima  $\dot{Q}_{ev}$ .

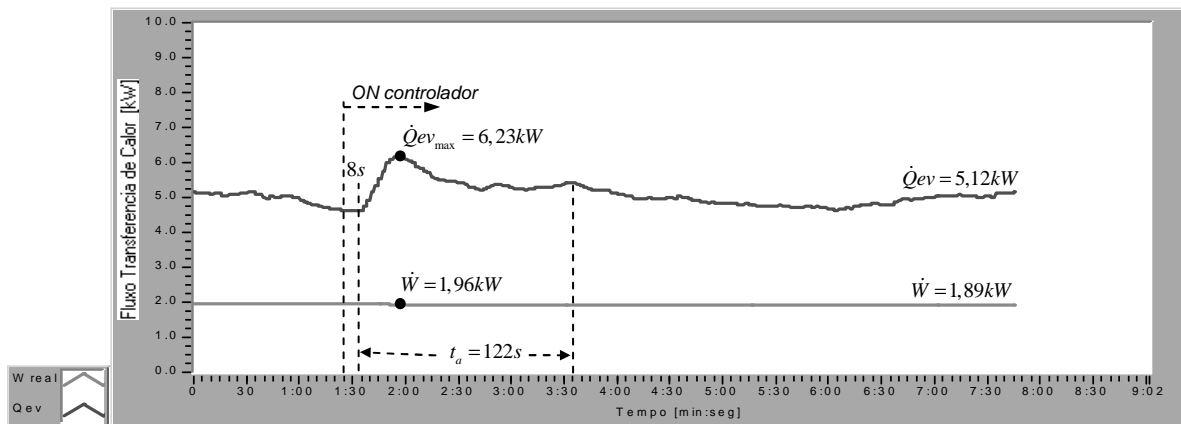


Figura 6.24 - Capacidade de refrigeração no evaporador e potência consumida na quarta bateria.

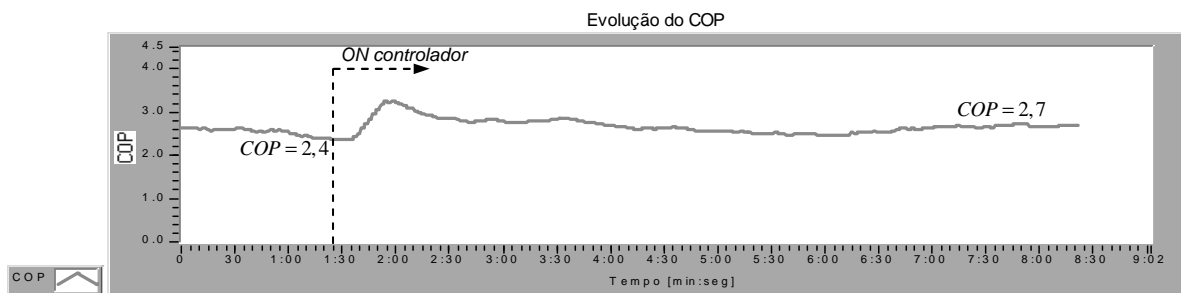


Figura 6.25 – Evolução do Coeficiente de eficácia (COP) na quarta bateria.

O comportamento das diferenças de temperatura da água de entrada no evaporador não apresentou mudanças significativas, regulando-se na ordem de  $5,45^{\circ}\text{C}$ . Para a vazão do refrigerante, durante a ação do controlador, foi observado um comportamento bastante amortecido, devido às mudanças leves e lineares da frequência de rotação do compressor, operando na faixa entre 32 e 35 Hz. A vazão do sistema foi regularizada, em regime estável, na ordem de  $0,0289\text{ kg/s}$ , como é observado na Fig. 6.26.

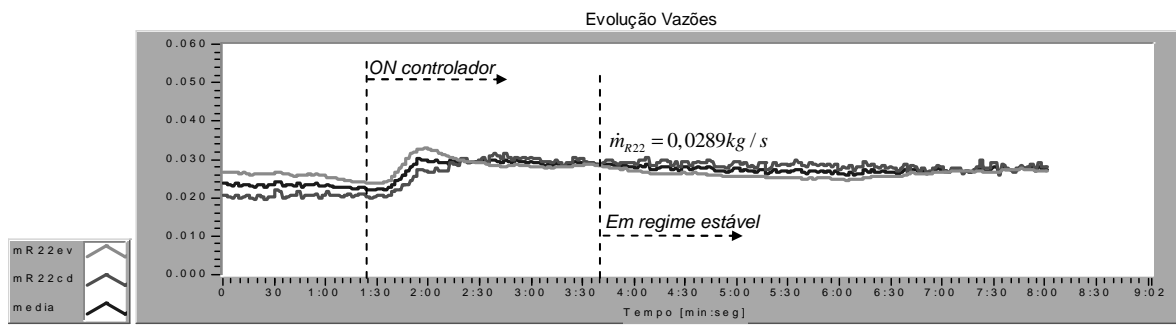


Figura 6.26 – Evolução da vazão do refrigerante nos trocadores da quarta bateria.

Na figuras 6.27 e 6.28, observa-se o comportamento dos sinais de saída dos controladores que trabalham nas duas variáveis do sistema: válvula de expansão e frequência de compressor. Para a válvula de expansão, nos primeiros 30 segundos do momento em que o controlador foi acionado, foram executados 122 passos, este comportamento foi atenuado com o tempo, em que mínimos ajustes foram registrados em regime estável. A parte transitória da válvula de expansão apresentou aberturas mínimas de maneira que ajustasse o mínimo grau de superaquecimento desejado.

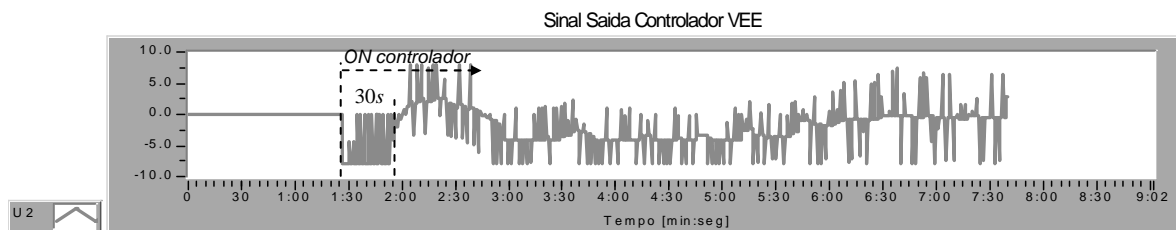
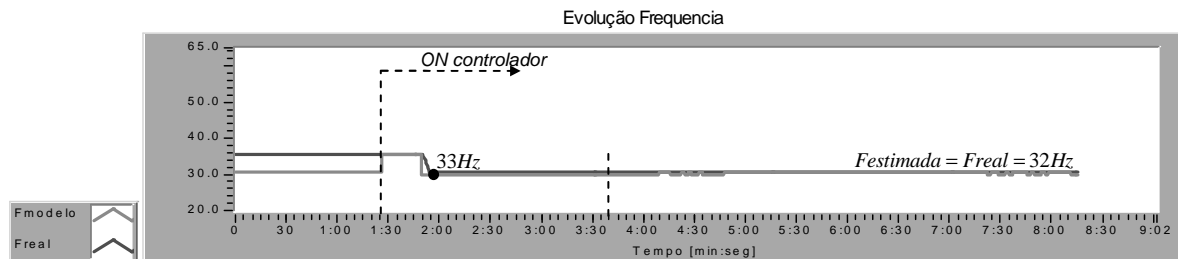


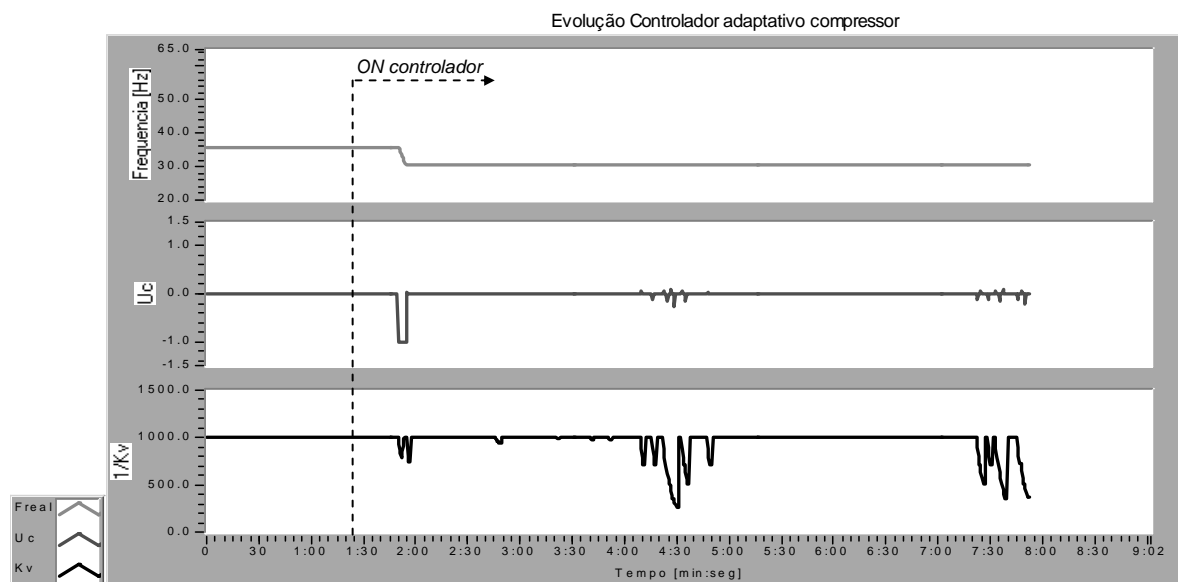
Figura 6.27 – Comportamento do sinal de saída ( $U_k$ ) número de passos controlador (A) na quarta bateria.

Mínimas ações de controle foram registradas na atuação do controlador (B) fuzzy adaptativo na frequência de rotação do compressor, como é ilustrado na Fig. 6.28. O controlador, durante o período transitório, comportou-se com sua mínima sensibilidade. Seu comportamento, portanto não foi influenciado pelo  $\Delta$ erro, devido à máxima rapidez de convergência nesta condição de trabalho. Assim, o controlador não apresentou oscilações na modulação do sinal de saída, como se pode observar nesta figura. Vale ressaltar, ainda, que, para a terceira e quarta baterias, o ajuste no controlador (A) influencia no trabalho do controlador (B), tornando-se claro que o método de adaptação foi mínimo e os sinais de

controle também foram mínimos, contrariamente ao observado anteriormente nas primeira e segunda baterias, nesta fase experimental.



(a)



(b)

Figura 6.28 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema na quarta bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/k_v$ ), sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo.

Com o objetivo de sintetizar e compreender melhor o comportamento e o efeito do controlador híbrido geral, na procura do superaquecimento desejado, a Fig. 6.29 apresenta o coeficiente de eficácia, COP, em função da capacidade de refrigeração, ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação, ( $T_{ev}$ ), para a primeira e terceira bateria, que trabalharam com a mesma condição inicial (frequência inicial de rotação do compressor de 60 Hz) e grau de superaquecimento iniciais de 23°C e 27,1°C respectivamente. Observa-se a trajetória para a terceira bateria (linha tracejada) no controle do mínimo  $\Delta T_{sq}$  em 2°C, atingindo diretamente e sem maiores oscilações ótimas regiões do COP em comparação à trajetória da primeira bateria (linha contínua), devido à influência no ajuste do ganho  $k_{pc}$  no

controlador (A) fuzzy, que atua na válvula de expansão adequando o controlador à dinâmica do sistema.

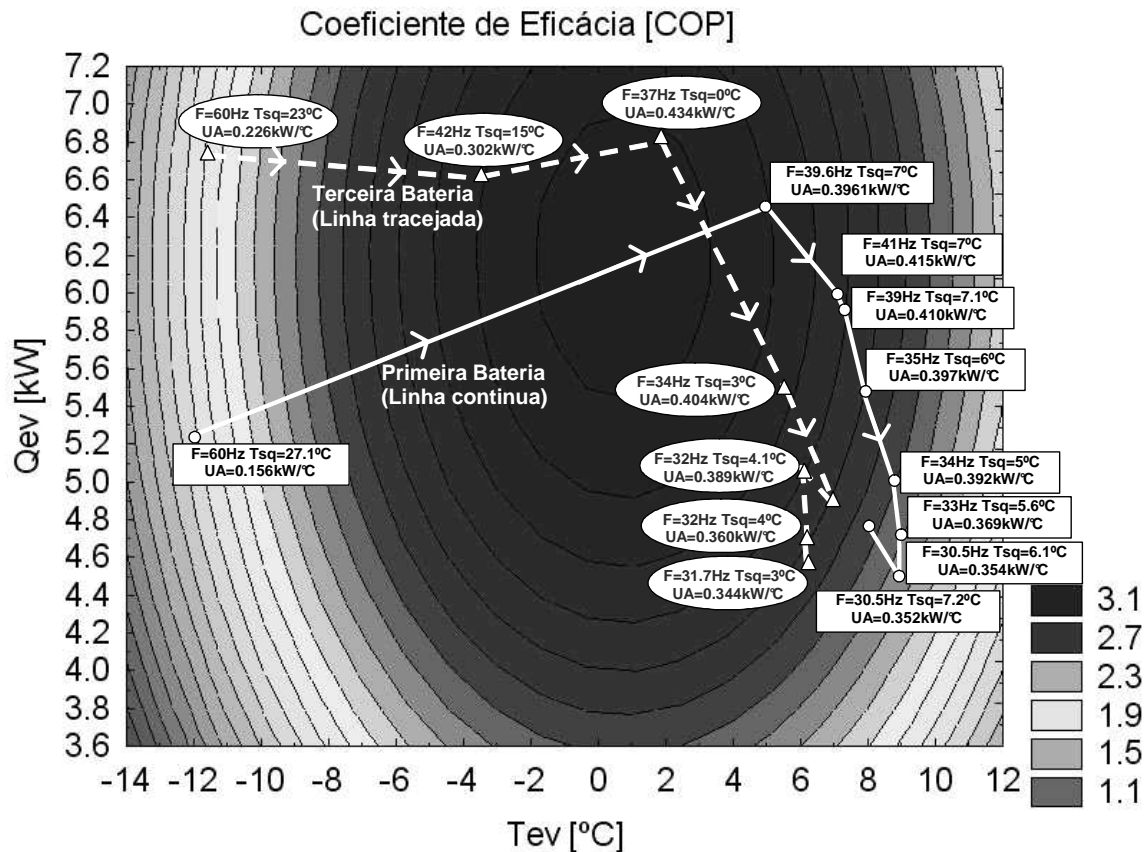


Figura 6.29 – Trajetória do comportamento do coeficiente de eficácia (COP) em função da capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) para primeira e terceira baterias.

A partir da informação obtida, a Fig. 6.30 ilustra o comportamento do coeficiente global de transferência de calor, pela área de troca de calor ( $UA$ ), para a primeira e terceira baterias influenciado pelo controlador atuando na bancada experimental. Para a primeira bateria na Fig. 6.30a, observa-se o coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ), com valor mínimo inicial de 0,156 kW/°C. Um máximo valor de ( $UA$ ) na ordem de 0,415 kW/°C foi atingido pelo controlador, abrindo-se a VEE, representando assim, uma maior vazão de refrigerante no sistema em contrapartida à diminuição da frequência do compressor desde 60 Hz até 41 Hz. O coeficiente global nesta primeira bateria foi localizado em regime estável na ordem de 0,352 kW/°C para uma faixa de vazão de refrigerante de 0,031 kg/s e frequência mínima em 30 Hz em comparação à condições

iniciais. É importante ressaltar que, além de melhorar o COP do sistema, também foi observado a melhora do coeficiente  $UA$  no evaporador, o que representa a qualidade do controlador para se operar em níveis referenciados pelo fabricante dos trocadores. Paralelamente na Fig. 6.30b, o coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ) para a terceira bateria, experimentou um aumento desde 0,226 kW/°C até 0,344 kW/°C, como condição final para frequência a dos 31,7 Hz, com máximos valores registrados na ordem de 0,434 kW/°C.

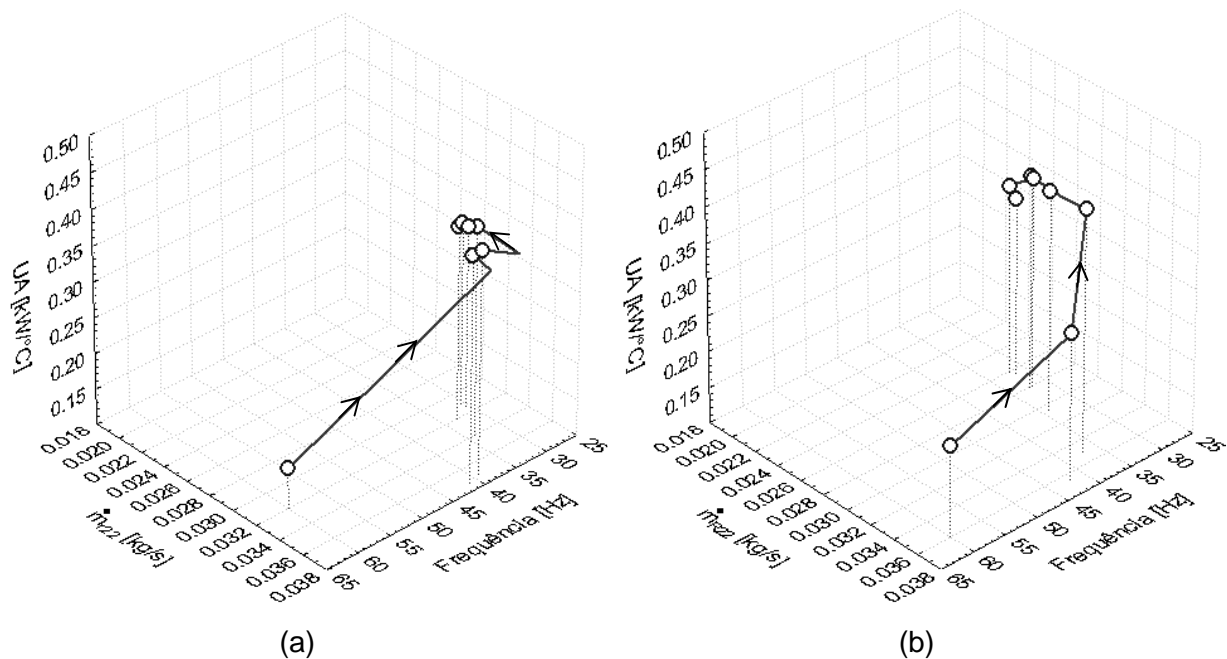


Figura 6.30 – Comportamento do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ): (a) Primeira bateria. (b) Terceira bateria.

Finalmente, na Fig. 6.31; a mesma comparação pode ser feita para a segunda e quarta baterias, que trabalharam com a condição inicial frequência de rotação 35 Hz e com graus de superaquecimento iniciais de 26°C e 24,9°C, respectivamente. A trajetória da quarta bateria atinge o maior COP. Nas duas baterias, as oscilações no transitório foram minimizadas e se estabeleceram numa faixa de operação entre 35 Hz e 32 Hz. A dinâmica do sistema apresenta um comportamento mais amortecido entre estas duas baterias, porém um menor tempo de convergência foi atingido na quarta bateria, ajustando o mínimo grau de superaquecimento. Tais situações permitiram um resultado bastante promissor à medida que sistemas de refrigeração operam com o controle de sistemas fuzzy convencionais e adaptativos, trabalhando simultaneamente em suas variáveis atuadoras.



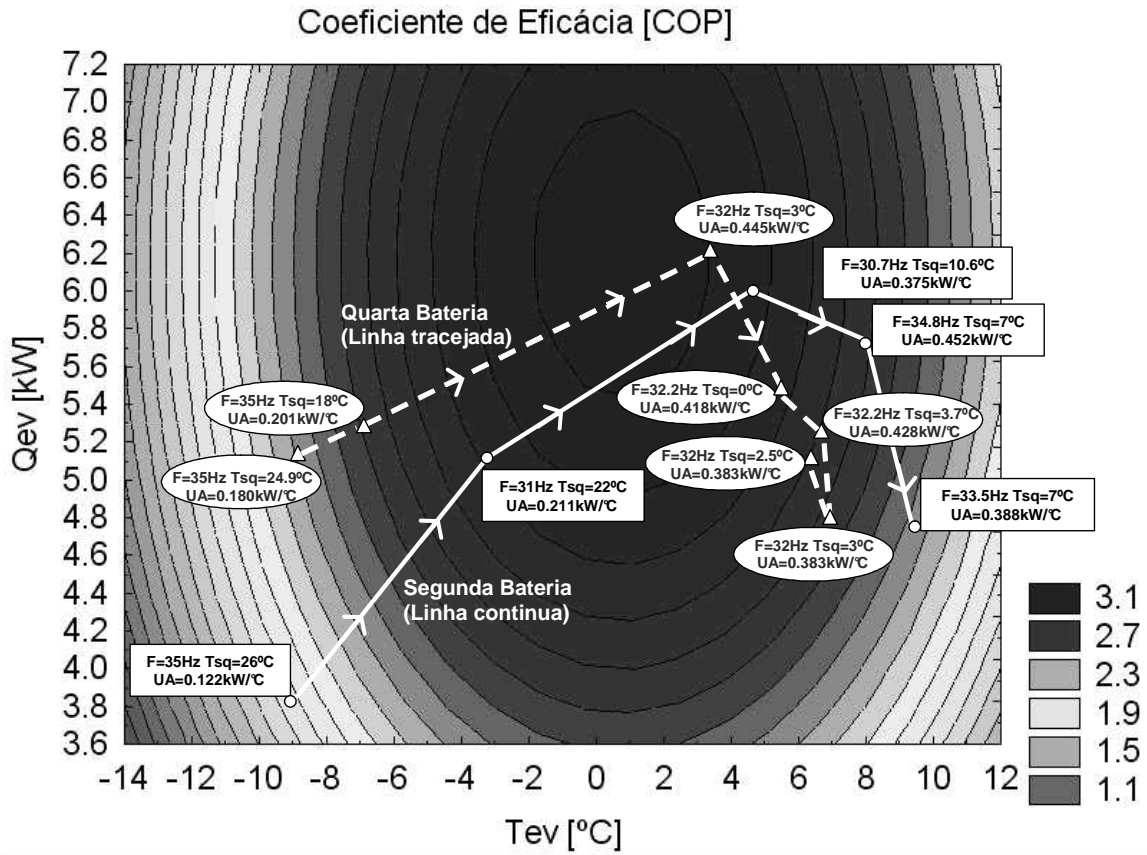


Figura 6.31 – Trajetória do comportamento do coeficiente de eficácia (COP) em função da capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) para segunda e quarta baterias.

Nas segunda e quarta baterias, os coeficientes globais de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ) foram melhorados pelo controlador no evaporador. Partindo de 0,122 kW/°C e atingindo 0,388 kW/°C na segunda bateria. Já a quarta bateria apresentou valores de 0,18 kW/°C até 0,384 kW/°C, com leves ajustes na frequência do compressor entre os 32 e 35 Hz por parte do controlador, como pode ser observado na Fig. 6.32a e 6.32b, respectivamente.

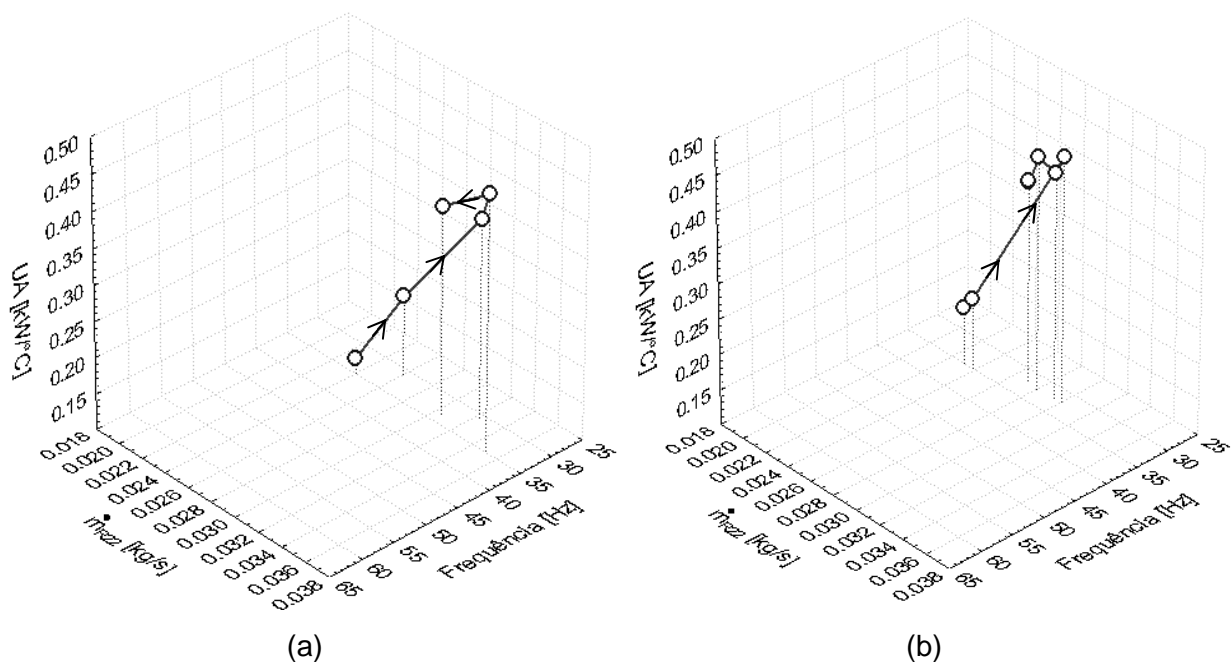


Figura 6.32 – Comportamento do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ): (a) Segunda bateria. (b) Quarta bateria.

### 6.3. Segunda Etapa

Para esta etapa, como alternativa ao controle proposto anteriormente, buscou-se a operação com o novo modelo, proposto no capítulo 5 denominado, *Bitzer 2D-3.2*. Foram executadas quatro baterias, as duas primeiras denominadas quinta e sexta baterias, regulando o grau de superaquecimento em  $7\text{°C}$  e com a mesma carga térmica. As duas últimas, sétima e oitava baterias, exerceram controle do grau de superaquecimento fixado em  $2\text{°C}$ .

#### 6.3.1 Quinta Bateria

Para o desenvolvimento deste teste, foi imposto ao sistema uma frequência de trabalho do compressor de  $60\text{ Hz}$  ( $1750\text{ RPM}$ ) e uma temperatura de evaporação, ( $T_{\text{ev}}$ ), igual  $-10\text{°C}$ , com um grau de superaquecimento, ( $\Delta T_{\text{sq}}$ ), igual a  $25\text{°C}$ , como apresentado na Fig. 6.33. A temperatura da água na entrada do evaporador, ( $T_8$ ), foi mantida constante em  $24\text{°C}$ . As vazões das águas de entrada no evaporador e condensador foram estabelecidas em  $0,23\text{ kg/s}$  e  $0,989\text{ kg/s}$ , respectivamente.

A partir dos  $35$  segundos, com o sistema operando em regime estável, foi acionado o controlador, que levou o sistema a um novo regime estável em  $131$  segundos de tempo de

acomodação, ( $t_a$ ), com um tempo “morto” observado de 8 segundos, Fig. 6.33. É interessante observar a regulação do grau de superaquecimento na ordem de  $7,1^\circ\text{C}$  com uma temperatura de evaporação de  $9^\circ\text{C}$ . O grau de sub resfriamento apresentou um leve aumento e foi estabilizado em  $18^\circ\text{C}$ . O princípio con servação de massa não foi prioritário na estratégia de controle, portanto, foi registrado no final do teste, um erro relativo de  $11,1\%$

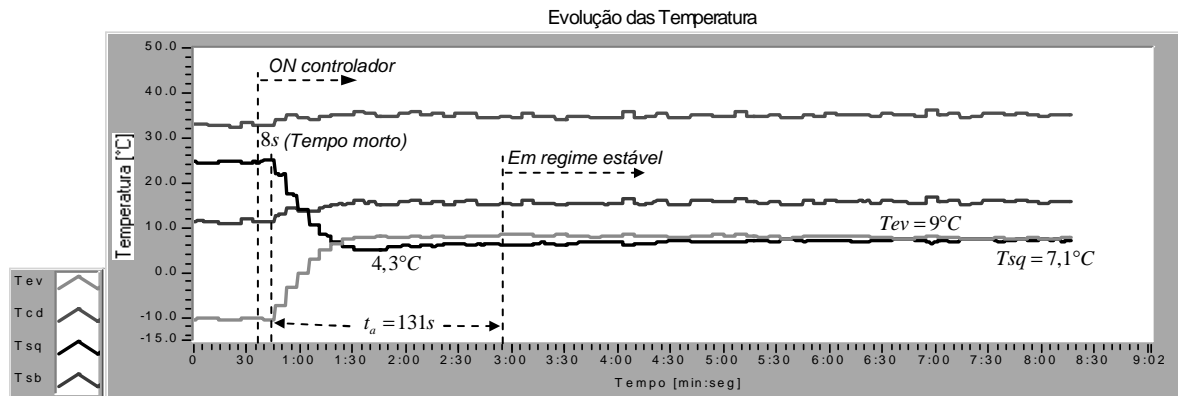


Figura 6.33 – Comportamento do sistema na quinta bateria.

Foi registrada a máxima capacidade de refrigeração, ( $\dot{Q}_{ev}$ ), na ordem de  $6,92\text{ kW}$  com  $34$  segundos, como apresentado na Fig. 6.34, a partir do momento que o controlador foi ligado, e assim, influenciado pelo atuador na válvula que executou  $284$  passos no motor de passos interno. Nesse instante, foi possível observar a máxima diferença de temperatura da água no evaporador na ordem de  $7,2^\circ\text{C}$  e um coeficiente de eficácia de  $3,11$ , observado nas Fig. 6.35 e 6.36, respectivamente. A capacidade de refrigeração final foi estabelecida em  $5,24\text{ kW}$ , apresentando uma diminuição de  $750\text{ W}$  em comparação a sua condição inicial de  $5,99\text{ kW}$ , devido à diminuição da frequência de rotação no compressor. Apesar da diminuição na ( $\dot{Q}_{ev}$ ), uma melhoria do COP foi verificada, permanecendo na ordem de  $2,6$  por influência do baixo consumo de potência do compressor.

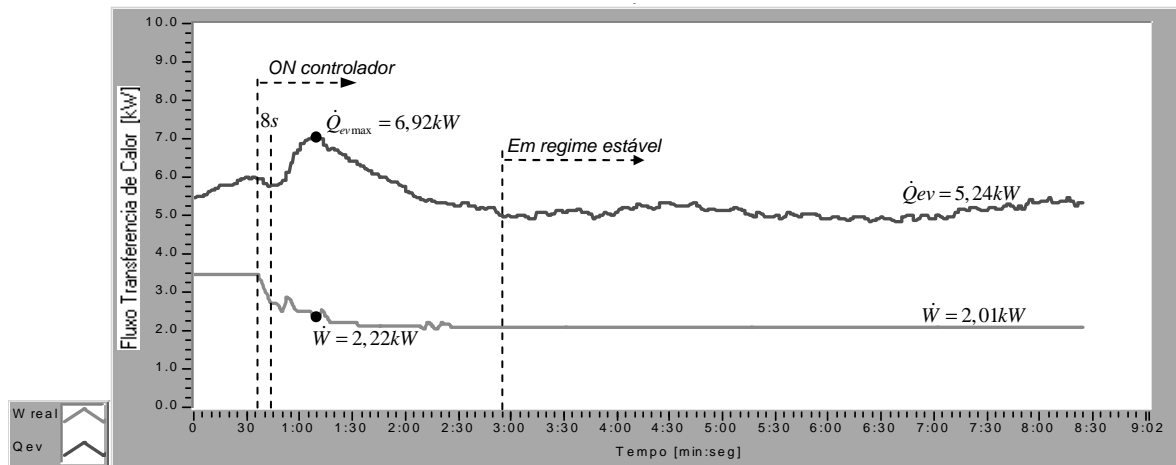


Figura 6.34 – Capacidade de refrigeração no evaporador e potência consumida na quinta bateria.

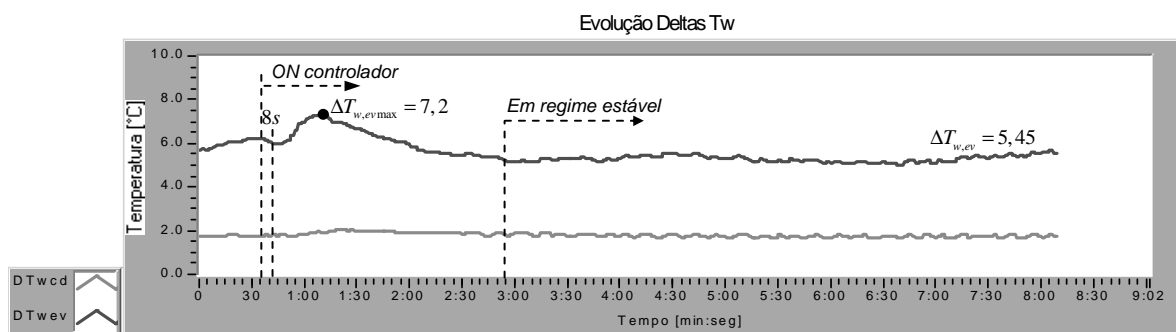


Figura 6.35 - Evolução das diferenças de temperatura da água nos trocadores na quinta bateria.

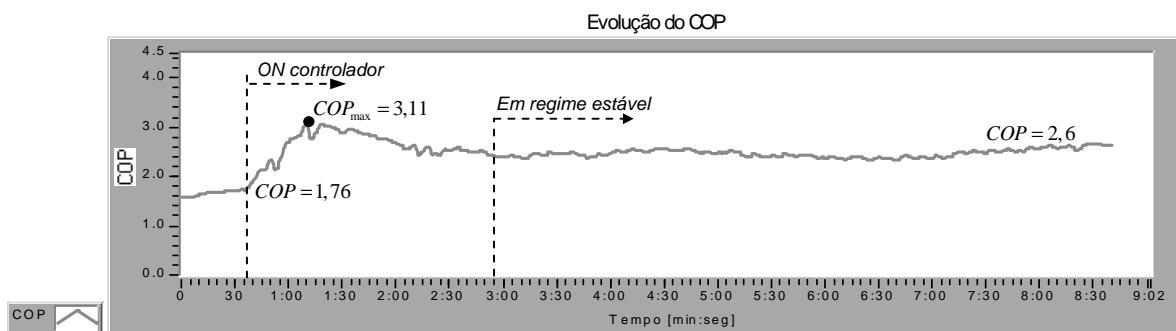
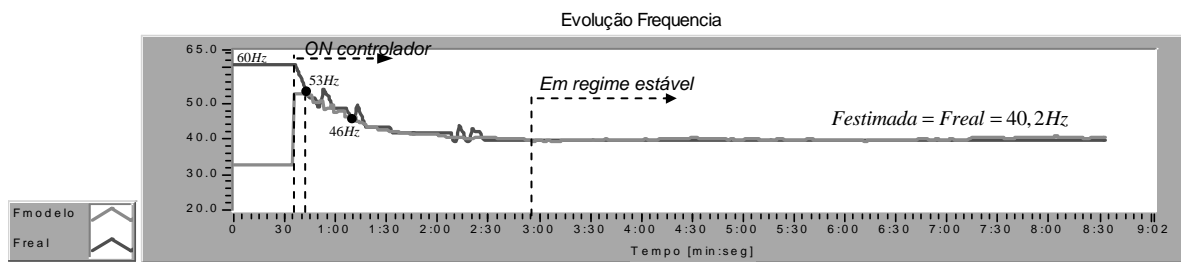
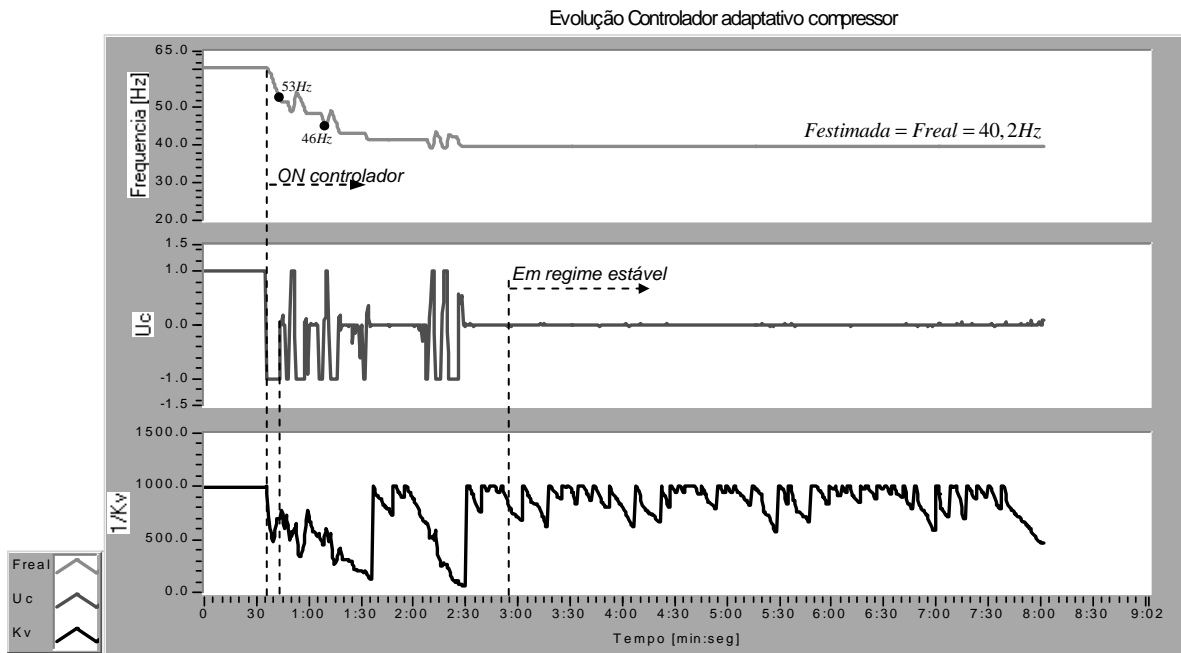


Figura 6.36 – Evolução do Coeficiente de eficácia (COP) da quinta bateria.



(a)



(b)

Figura 6.37 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema na quinta bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/kv$ ) e sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo.

Como é observado na Fig. 6.37, o comportamento do controlador (B) fuzzy adaptativo apresentou dois momentos em que se adaptou a altos valores sua sensibilidade dentro dos 131 segundos no intervalo de acomodação ( $t_a$ ), ficando sensível ao  $\Delta$ erro. Em regime estável, o controlador (B) adaptativo situa-se na frequência de 40,2 Hz e regula sua mínima sensibilidade, devido ao sucesso de convergência com a frequência estimada pelo modelo. O trabalho do controlador (B), atuando no compressor, foi mais rápida sua convergência em comparação à primeira bateria na primeira fase experimental. É interessante ressaltar que com esta referência anunciada pelos manuais dos fabricantes, foi obtida nesta bateria uma máxima capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) com um menor tempo transitório.

### 6.3.2 Sexta Bateria

Nesta Bateria de ensaios, foram impostas as seguintes condições iniciais: frequência de rotação 35 Hz (900 RPM) e temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) de  $-12^{\circ}\text{C}$  com um grau de superaquecimento ( $\Delta T_{sq}$ ) igual a  $30^{\circ}\text{C}$ , com seus devidos ajuste na válvula de expansão. A temperatura da entrada de água no evaporador, que simula a carga térmica no sistema, foi mantida constante em  $24^{\circ}\text{C}$ . As vazões de água no evaporador e condensador foram reguladas em  $0,23\text{ kg/s}$  e  $0,989\text{ kg/s}$ , respectivamente. Com a regulagem simultânea da porcentagem da abertura da válvula de expansão e a frequência de rotação do compressor, o grau de superaquecimento foi controlado em  $7,4^{\circ}\text{C}$ , com uma temperatura de evaporação de  $8,7^{\circ}\text{C}$ . Vale lembrar o bom desempenho com um período de tempo de acomodação igual a 80 segundos, considerado razoavelmente curto em comparação às demais baterias, como apresentado pela Fig. 6.38.

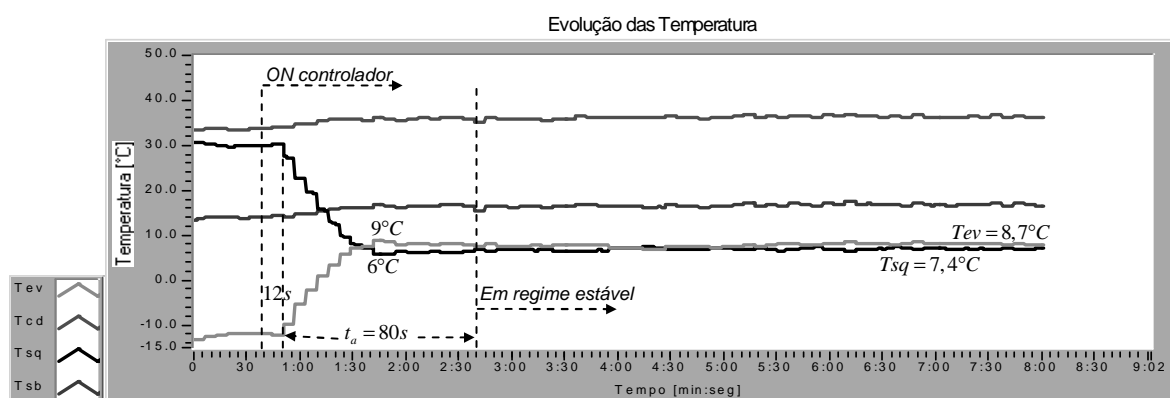


Figura 6.38 – Comportamento do sistema na sexta bateria.

O sistema apresentou, a partir do momento em que o controlador foi acionado, um tempo morto de 12 segundos e, nesse intervalo, a frequência de rotação do compressor gerou um sobre-pico com uma frequência de pico de 50 Hz, afetando o COP, principalmente no aumento no consumo de potência, como mostra a Fig. 6.40. A capacidade de refrigeração manteve-se constante nesse intervalo, com um acréscimo de  $6,15\text{ kW}$ , após 12 segundos, devido à maior compensação da resposta na válvula de expansão por meio do controlador (A), no qual foram executados 294 passos de abertura no motor interno da válvula em 50 segundos, como mostra a Fig. 6.41. A capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) apresentou um aumento de  $1,49\text{ kW}$ , estabilizando-se, em regime permanente, na ordem de  $5,24\text{ kW}$  e um COP de 2,6.

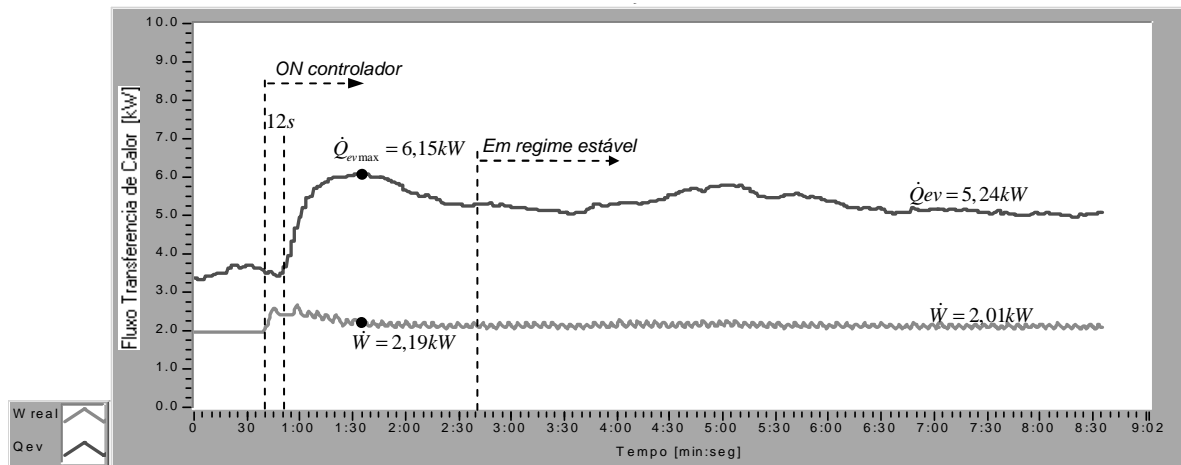


Figura 6.39 - Capacidade de refrigeração e potência consumida na sexta bateria.

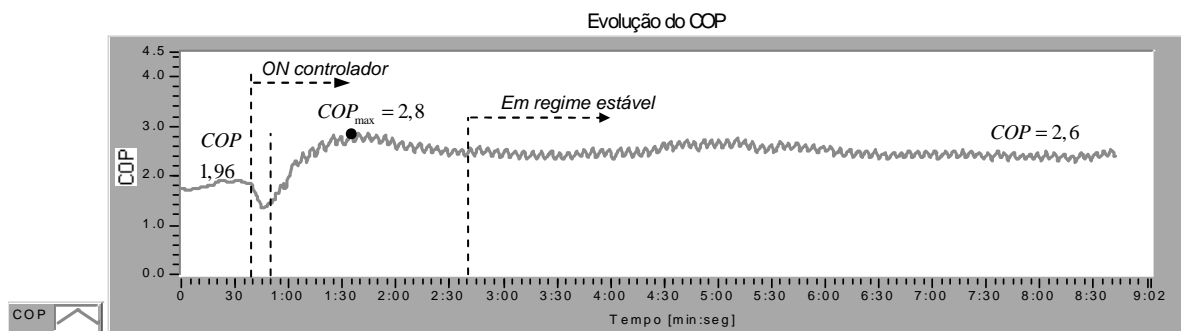


Figura 6.40 – Evolução do coeficiente de eficácia (COP) da sexta bateria.

Após 50 segundos da abertura da válvula de expansão houve a minimização das ações de controle desta válvula e resposta sem sobre-pico (*overshoot*), o que exerceu significativa influência sob o sistema com comportamento bastante amortecido para o grau de superaquecimento. Paralelamente, foi verificado um aumento na diferença de temperatura da água nos trocadores de calor, especialmente no evaporador, como se observa na Fig. 6.42, onde atingiu-se a estabilidade na ordem de 5,45 °C. A vazão do refrigerante foi registrada em 0,0301 kg/s.

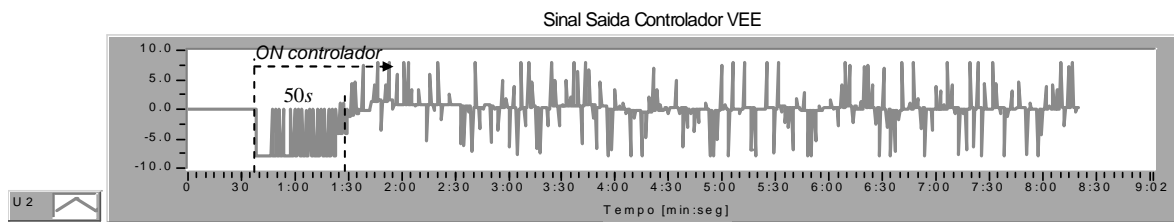


Figura 6.41 – Sinal de saída, ( $U_k$ ) número de passos controlador (A) na sexta bateria.

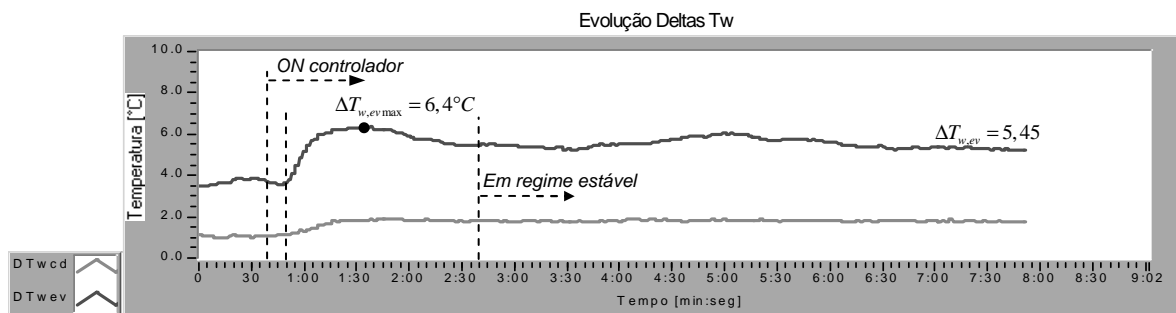


Figura 6.42 - Evolução das diferenças de temperatura da água nos trocadores de calor na sexta bateria.

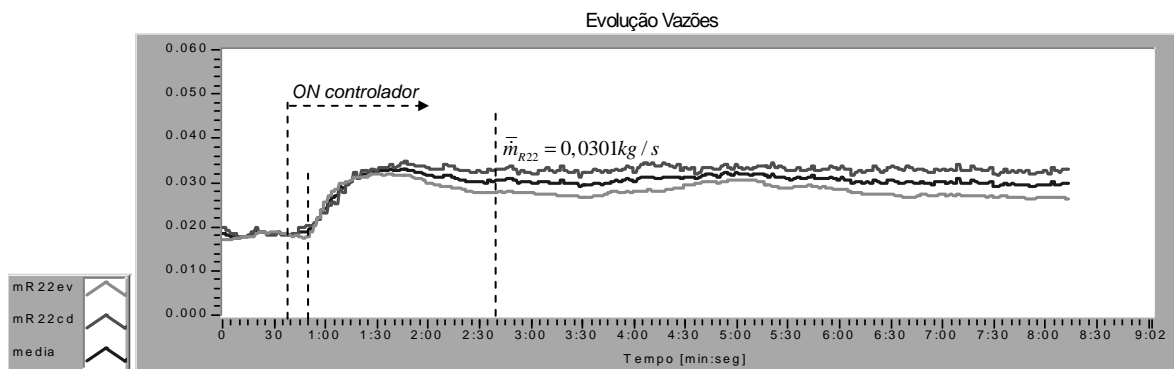
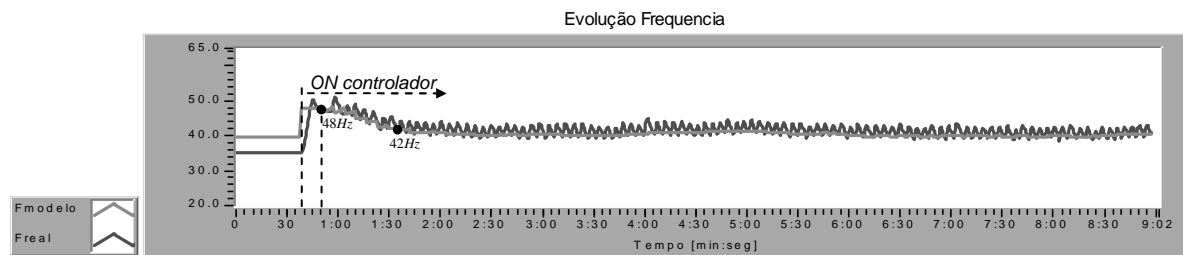


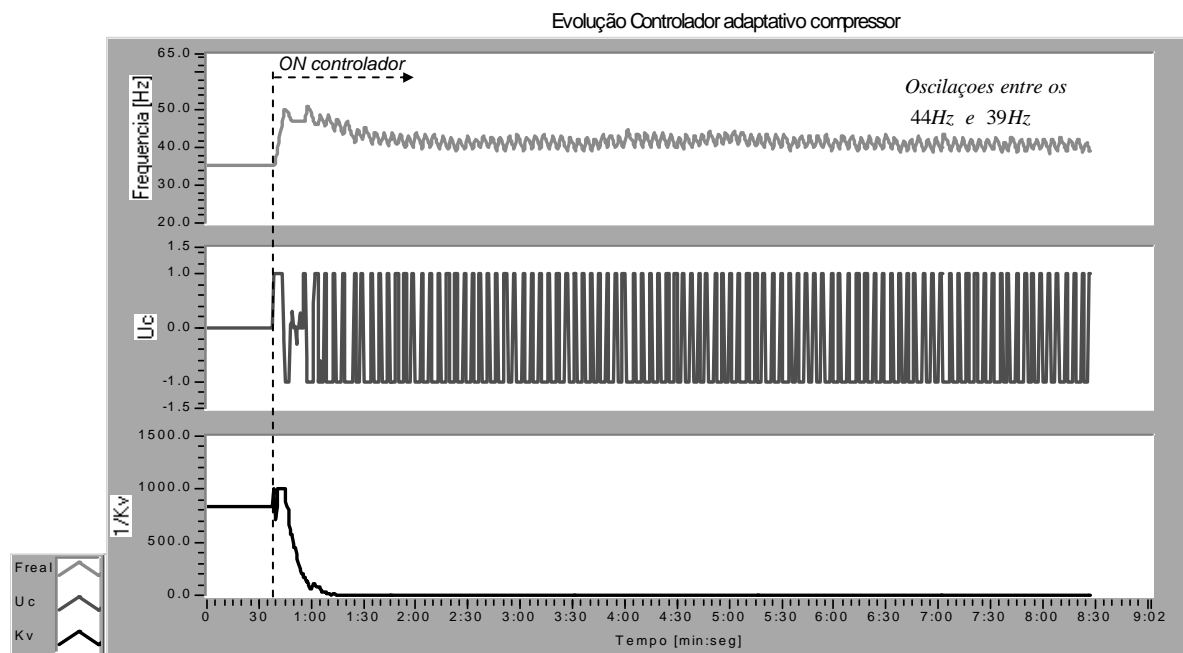
Figura 6.43 – Evolução da vazão do refrigerante nos trocadores de calor na sexta bateria.

O desempenho do controlador (B) fuzzy adaptativo, foi bastante avaliado nesta bateria. Para todo o período de trabalho, o controlador adaptou-se muito rápido ao  $\Delta$ erro a sua máxima sensibilidade, em comparação as baterias anteriores, assim, o controlador entra em seu limite prioritário de manter o mínimo erro possível, acarretando instabilidades através das mínimas oscilações presentes entre as frequências de 41,9 Hz e 39 Hz no sistema. Como é observado na Fig. 6.44.





(a)



(b)

Figura 6.44 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema na sexta bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/kv$ ), sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo

### 6.3.3 Sétima e Oitava Baterias

Definidas como as duas baterias finais neste trabalho, foram executadas a sétima e oitava baterias, mantendo o objetivo de se operar com o mínimo grau de superaquecimento neste tipo de sistema. Foram observadas instabilidades e oscilações na tentativa de se manter o mínimo grau de superaquecimento desejado, da ordem de  $2^\circ\text{C}$ . Dessa forma, foram ajustados dois parâmetros relacionados ao software e hardware do mesmo controlador (A) fuzzy convencional que atua na válvula, destacando-se:

- Mudança no ganho interno ( $k_{pc}$ ) no software do computador, como parte para descompensar a influência do controlador (A) fuzzy na resposta de saída para a válvula de expansão. O ganho ( $k_{pc}$ ) foi ajustado em 0,5.
- Na parte do hardware, foi reprogramada a sequência de ativação das bobinas internas do motor de passo da válvula, de maneira que se trabalha em modo de médio passo, equivalente a  $3,75^\circ$  de deslocamento médio de cada passo no motor. É importante ressaltar, que ao se trabalhar com este modo, proporciona-se um ajuste mais fino comparado com as baterias anteriores, assim, um movimento linear mais delicado foi verificado na transmissão interna da válvula. A sequência de ativação para passos médios é indicada na Tabela 6.1:

Tabela 6.1 – Sequência de ativação das bobinas internas do motor passo na válvula ETS25 programada para trabalhar em modo de passo médio na sétima e oitava baterias.

	PASSO MÉDIO	BOBINA 1		BOBINA 2	
		Fio 1	Fio 1a	Fio 2	Fio 2a
↓ FECHAR	1	-	-	+	-
	2	-	+	+	-
	3	-	+	-	-
	4	-	+	-	+
	5	-	-	-	+
	6	+	-	-	+
	7	+	-	-	-
	8	+	-	+	-
					↑ ABRIR

Para a sétima bateria, o sistema foi estabilizado inicialmente a 60 Hz como frequência de rotação (equivalente a 1750 RPM), após isso, foi aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão, deixando o sistema se estabilizar novamente, neste caso, a válvula foi fechada até atingir uma temperatura de evaporação, ( $T_{ev}$ ) igual  $-14^\circ\text{C}$  com um grau de superaquecimento, ( $\Delta T_{sq}$ ), igual a  $27,8^\circ\text{C}$ , como se mostra na Fig. 6.45. A temperatura da água na entrada do evaporador, ( $T_8$ ), foi mantida constante na ordem de

22°C. As vazões das águas de entrada no evaporador e condensador mantiveram-se constantes em 0,23 kg/s e 0,989 kg/s respectivamente.

Após 26 segundos, com o sistema operando em regime estável foi acionado o controlador, que atuou levando o sistema a um novo regime estável em 152 segundos de tempo de acomodação ( $t_a$ ), com um tempo morto observado de 7 segundos, como se mostra na Fig. 6.45. Pode-se observar nesta figura o efeito do controlador no sistema em regime, onde foi controlado com uma convergência muito suave, o grau de superaquecimento na ordem de 2,0°C e uma temperatura de evaporação de 6°C. O grau de subresfriamento apresentou estabilidade na ordem de 14°C.

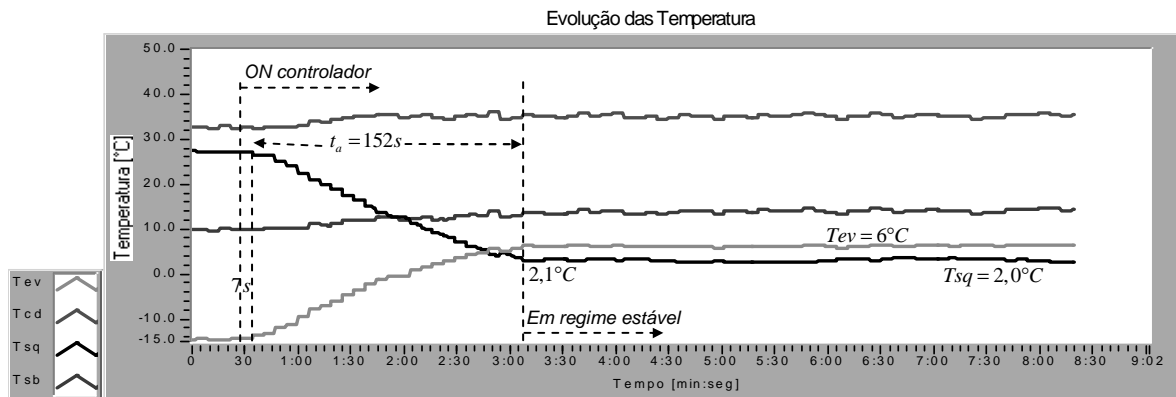


Figura 6.45 – Comportamento do sistema na sétima bateria.

A capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) não apresentou mudanças bruscas. Foi registrada uma máxima  $\dot{Q}_{ev}$  na ordem de 7,12 kW, como é observado na Fig. 6,46. A falta de mudanças bruscas na potência consumida representou um aumento suave no comportamento do COP, estabilizando-se na ordem de 2,8, em regime estável, como representado pela Fig. 6,47. A diferença de temperatura da água nos trocadores ficou estável e constante durante a ação do controlador, mantendo-se em 6,2°C para o evaporador e 2°C para o condensador.

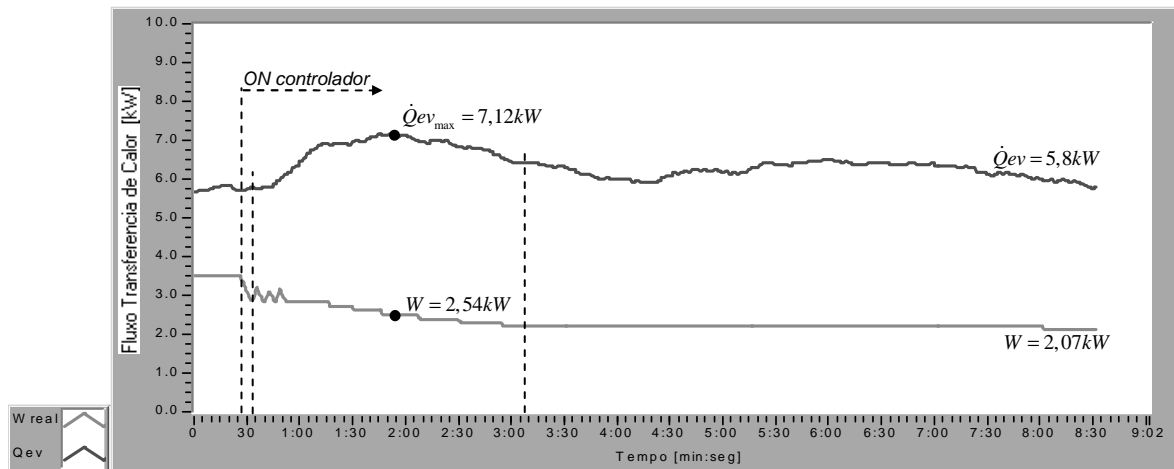


Figura 6.46 – Capacidade de refrigeração no evaporador e potência consumida na sétima bateria.

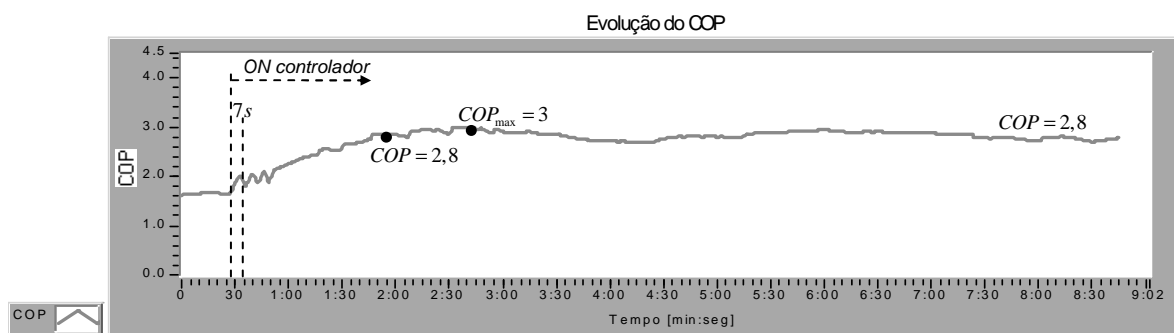


Figura 6.47 – Evolução do coeficiente de eficácia (COP) na sétima bateria.

Os ajustes realizados no controlador (A) da válvula, ao trabalhar com um ganho ( $k_{pc}$ ) igual 0,5 e modo de passo médio, representaram mais ciclos de trabalho do controlador utilizando o mesmo universo fuzzy desenhado heurísticamente. Assim, pode-se observar na Fig. 6.48, a ação na válvula de expansão, que aumentou num primeiro instante, com duração de 159 segundos desde que o controlador fora acionado. O motor executou 588 passos “médios”, pois o sinal de saída ( $U_k$ ) do controlador (A) fuzzy ficou em 1176 passos que, multiplicado pelo ganho introduzido no programa do computador ( $k_{pc}$ ) de 0,5, resulta num sinal de saída ( $U_2$ ) para o atuador de 588 passos “médios”. Sendo assim, a válvula se abre durante 159 segundos, o que representa tempo maior em comparação com as demais baterias. Após dos 159 segundos, a abertura na válvula é mínima e atenuada. As ações

finas na válvula e na frequência do compressor permitiram manter a vazão estável, como na Fig. 6.49, na ordem de 0,0325 kg/s com um erro relativo de 1,5%.

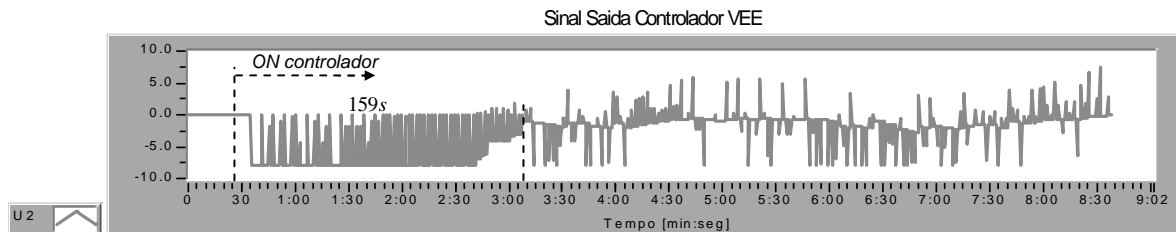


Figura 6.48 – Sinal de saída, ( $U_k$ ) número de passos controlador (A) na sétima bateria.

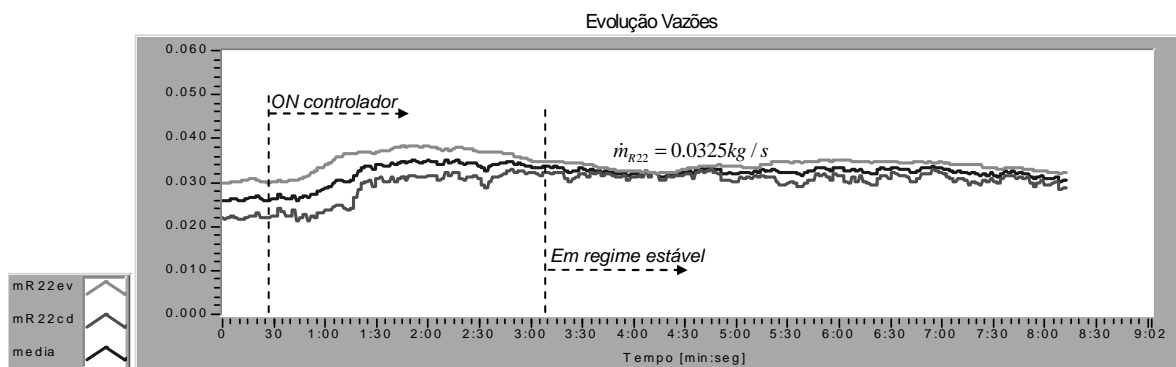
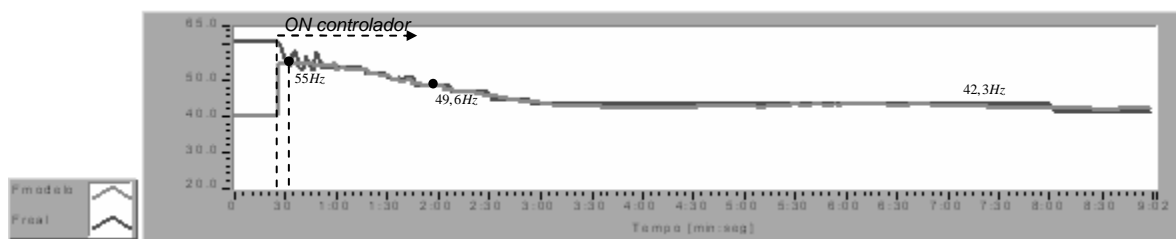


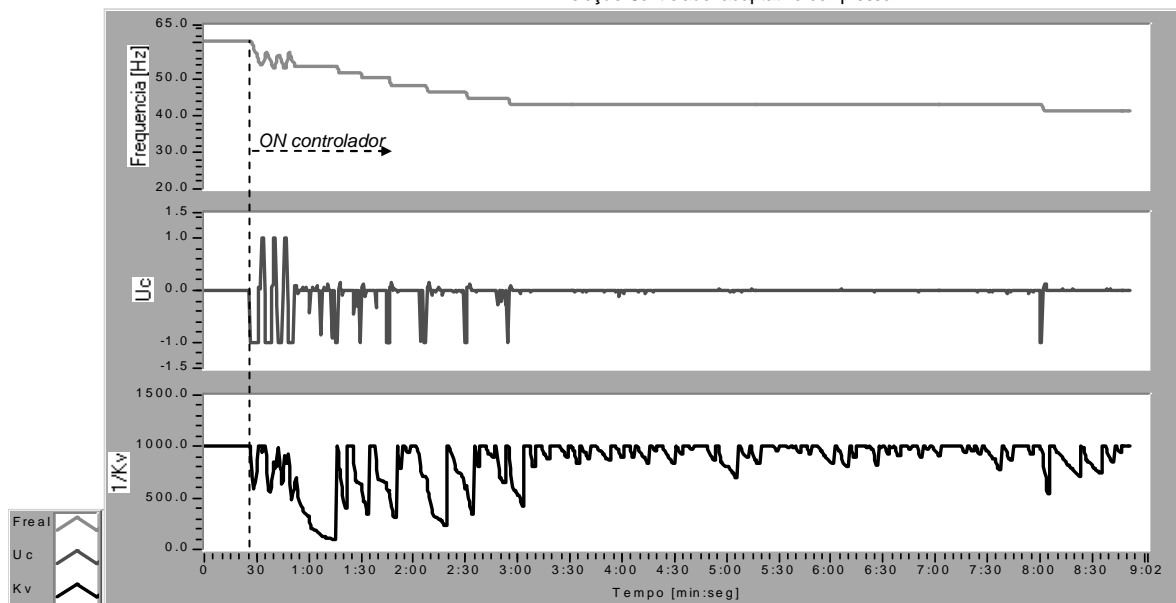
Figura 6.49 – Evolução da vazão do refrigerante nos trocadores na sétima bateria.

O comportamento do controlador (B) fuzzy adaptativo na frequência de rotação do compressor, é apresentado na Fig. 6.50. A facilidade de se adaptar e reiniciar para ações futuras permitiu um controle mais suave, sem prejuízos e perigos de picos bruscos que afetassem o compressor. O controlador levou o compressor a estabilidade em 42,3 Hz, sem modulações no sinal de saída e com maior regulagem na sua sensibilidade.



(a)

Evolução Controlador adaptativo compressor



(b)

Figura 6.50 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema sétima bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/kv$ ), sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo.

Finalmente, na oitava bateria desta fase experimental, ensaiou-se os novos ajustes no controlador (A) fuzzy convencional que atuou na válvula expansão, agora com frequência inicial de 35 Hz (900 RPM), grau de superaquecimento igual a 25°C e com temperatura de evaporação igual a -9°C, como pode ser observado na Fig. 6.51. Foram induzidos o fechamento na válvula de expansão eletrônica e o ajuste no variador de frequência. As vazões da água nos trocadores foram mantidas constantes a 0,23 kg/s para o evaporador e de 0,989 kg/s no condensador. A temperatura de entrada da água no evaporador foi de 22°C.

Aos 27 segundos, o controlador foi acionado e registrado um tempo de acomodação de 145 segundos por parte do controlador, até atingir o regime permanente. O grau de superaquecimento foi controlado e mantido em 2,2°C, com uma temperatura de evaporação

igual 6°C. Foi registrado um tempo morto com duração de 16 segundos. O grau de subresfriamento estabilizou-se na ordem de 15°C.

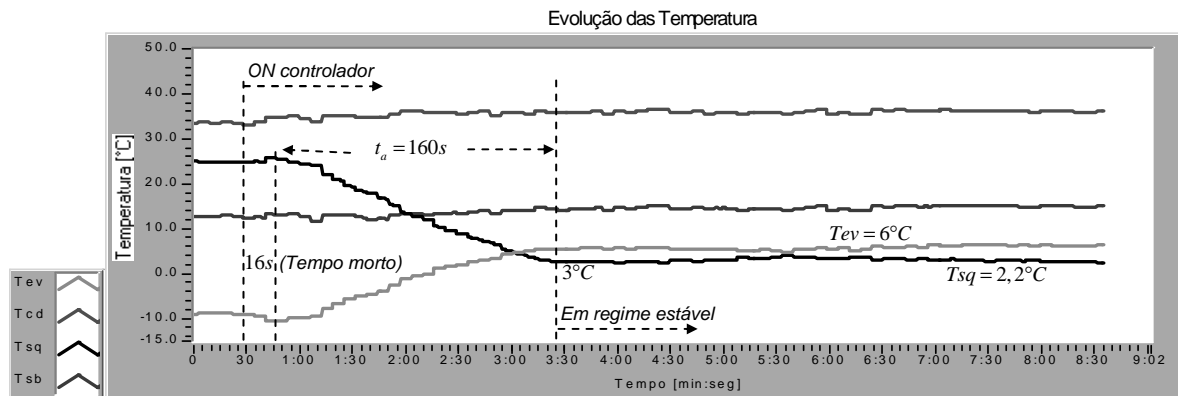


Figura 6.51 – Comportamento do sistema na oitava bateria.

A capacidade de refrigeração máxima obtida foi de 7,1 kW após 111 segundos do acionamento do controlador, com uma potência consumida de 2,5kW, como pode ser observado na Fig. 6.50. O COP do sistema apresentou um decréscimo após 16 segundos do tempo morto, como apresentado na Fig. 6,51. Isso se deve a presença de um sobre-pico (*overshoot*) na frequência do compressor executado pelo controlador (B) fuzzy adaptativo, entretanto, a  $\dot{Q}_{ev}$  se comportou de maneira constante devido à compensação efetuada pela válvula de expansão. O COP estabilizou na ordem de 2,8 em regime estável e, capacidade de refrigeração, ( $\dot{Q}_{ev}$ ), se manteve na ordem de 6,12 kW, apresentando um aumento de 1,62 kW em comparação com o início deste ensaio.

Na figura 6.53, há a evolução das diferenças de temperatura da água nos trocadores. Devido ao aumento da capacidade de refrigeração, foi verificado, também, um aumento na diferença da temperatura da água no evaporador de 2°C que se estabilizou na ordem dos 6,5°C em regime estável e, um pico máximo de 7,37°C, registrado 111 segundos após o controlador ser acionado.

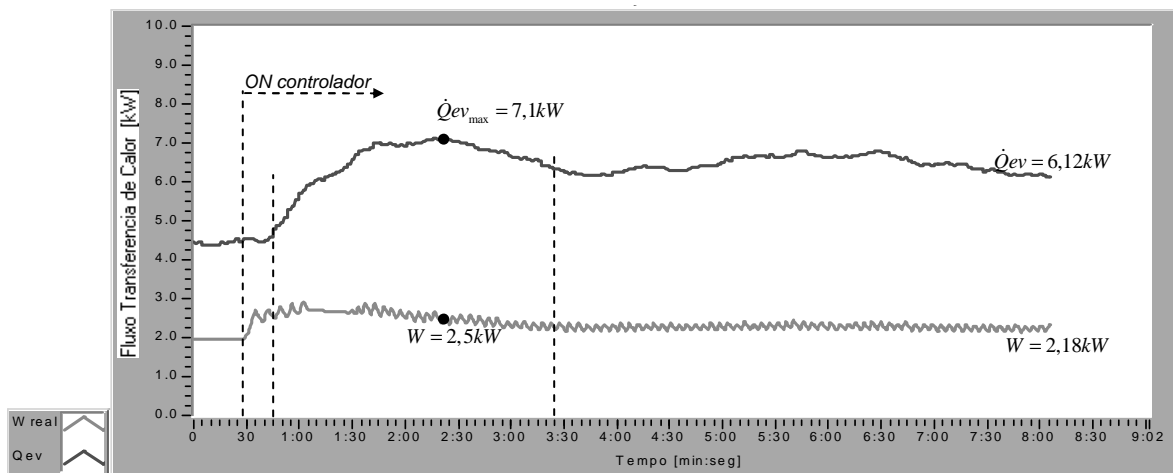


Figura 6.52 – Capacidade de refrigeração no evaporador e potência consumida na oitava bateria.

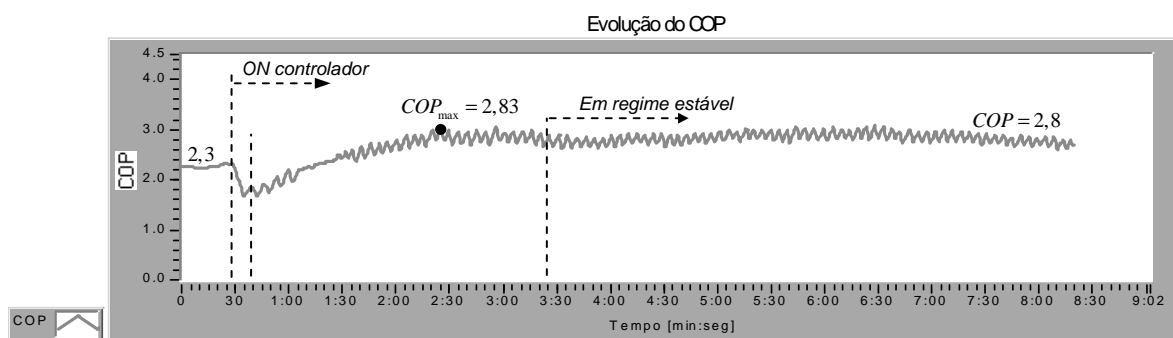


Figura 6.53 – Evolução do coeficiente de eficácia (COP) na oitava bateria.

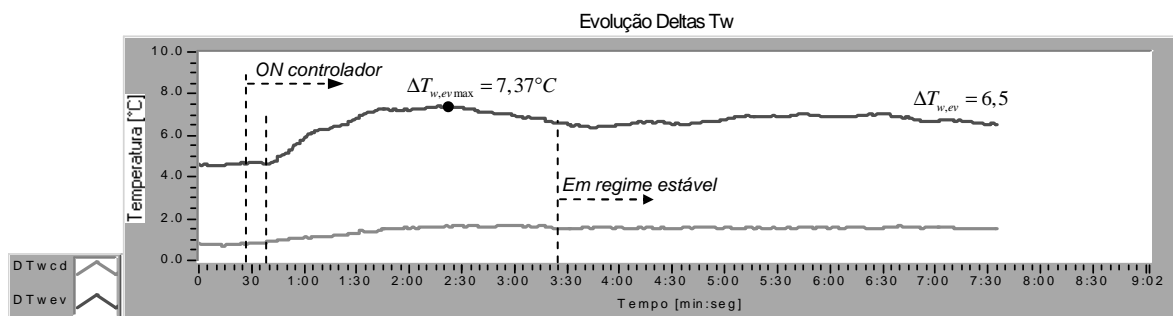


Figura 6.54 – Evolução das diferenças de temperatura da água nos trocadores na oitava bateria.



De acordo com a Fig. 6.55, o comportamento da vazão em regime estável foi mantida constante, na ordem de 0,0328 kg/s.

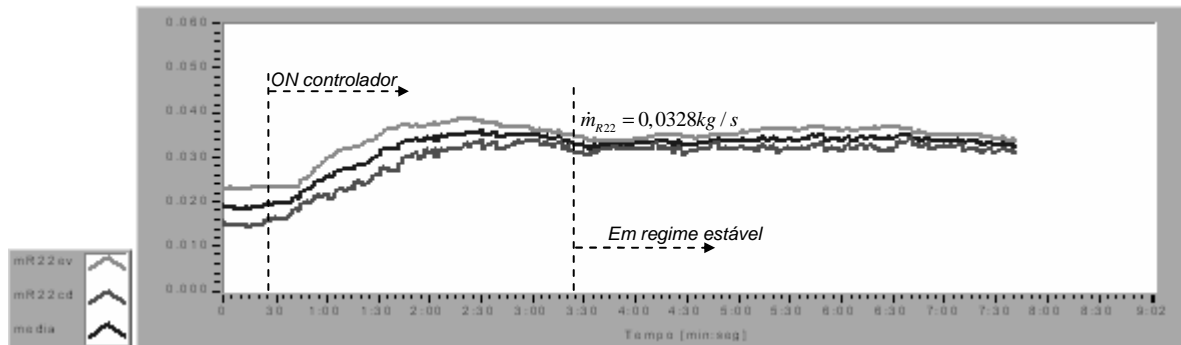


Figura 6.55 – Evolução da vazão do refrigerante nos trocadores na oitava bateria.

Os devidos ajustes no controlador (A) fuzzy, que atua na válvula de expansão, ocasionaram um comportamento na operação representado pela Fig. 6,56. Nenhuma mudança foi realizada internamente nos conjuntos, universos e grau de pertinência deste controlador. As mudanças foram ajustadas a nível de software e hardware, portanto, nos primeiros 173 segundos a partir de quando o controlador foi ligado o sinal de saída ( $U_k$ ) do controlador (A) fuzzy representou uma ordem de 1032 passos, multiplicado pelo ganho introduzido no programa do computador ( $k_{pc}$ ) ajustado do software em 0,5, resultou em um sinal de saída ( $U_2$ ) igual a 651. Assim, ao ajuste no hardware, o atuador eletrônico executou 651 passos “médios” pelo motor da válvula de expansão. Numa, condição trabalhando em modo de passos médios, o mesmo controlador não apresentou um comportamento de presença de sobre-pico nem transitórios fortes e sim um modo de controle mais adequado e fino.

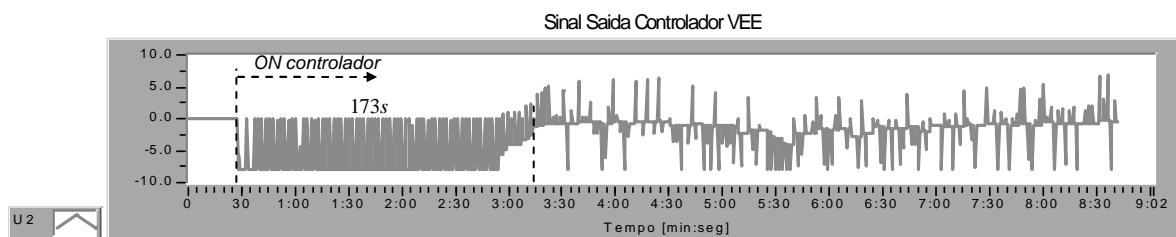
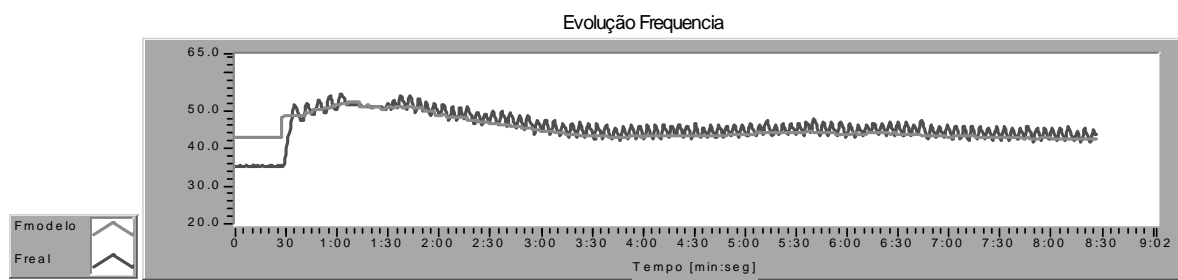
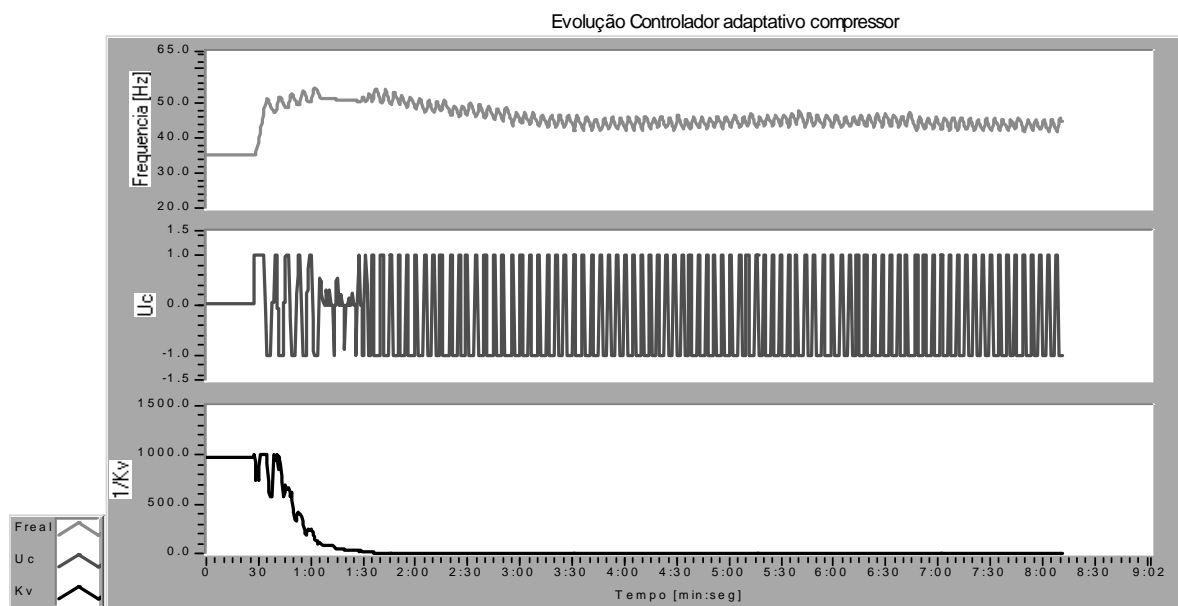


Figura 6.56 – Sinal de saída ( $U_k$ ) número de passos no controlador (A) na oitava bateria.

Por outro lado, no controlador que atua na frequência de rotação do compressor, um esforço de controle foi observado na condição de operação deste ensaio. O controlador fuzzy adaptativo permaneceu com sua máxima sensibilidade, com alta modulação em seu sinal de saída, que representou oscilações na frequência de rotação entre os 46 Hz e 42,3 Hz, mantendo o mínimo erro possível.



(a)



(b)

Figura 6.57 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema na oitava bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/k_v$ ), sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo.

A Figura 6.58. traz os resultados experimentais obtidos por intermédio dos dados de rendimento do compressor do coeficiente de eficácia em (COP), em função da capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ). Assim, as quinta e sétima baterias, trabalharam com a mesma condição inicial (frequência inicial de rotação do

compressor de 60 Hz) e graus de superaquecimento iniciais de 24,3°C e 27,8°C, respectivamente. Observa-se a trajetória para a sétima bateria (linha tracejada), (ajuste mínimo de  $\Delta T_{sq}$  igual 2°C) melhorando diretamente o COP, sem oscilações, em comparação à trajetória da quinta bateria (linha contínua), devido à influência no ajuste do ganho  $K_{pc}$  no controlador (A) fuzzy e de se trabalhar em modo de passos “médios” atuando na válvula de expansão, deixando o controlador mais fino e de acordo para este tipo de sistema.

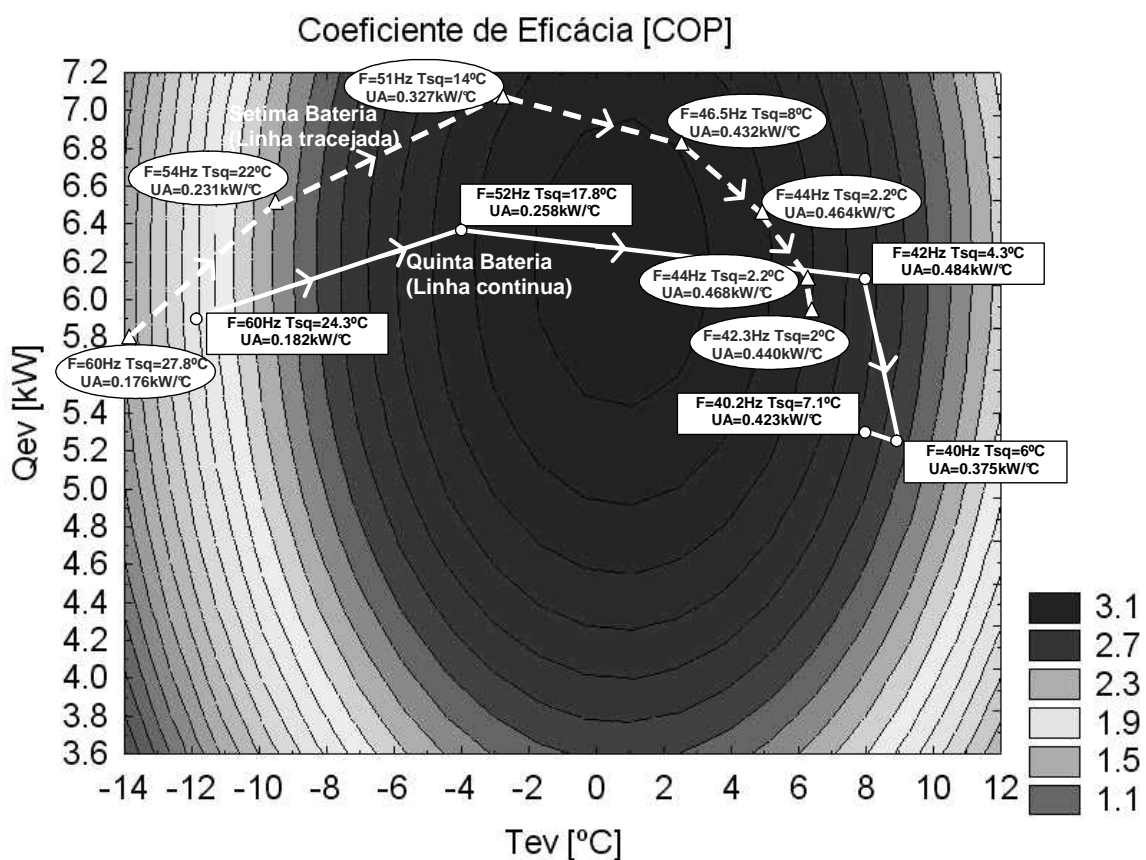


Figura 6.58 – Trajetória do comportamento de coeficiente de eficácia (COP) em função da capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) para a quinta e sétima baterias.

Observou-se, nesta segunda fase, de forma bastante clara, uma melhor resposta do controlador fuzzy adaptativo operando com o modelo obtido a partir dos dados de rendimento do compressor, permitindo assim, analisar de maneira global as trajetórias da atividade de controle no sistema, benefícios e detalhes na procura por bons rendimentos destes sistemas. O coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ) nas quinta e sétima baterias, pode ser observado nas Figs. 6.59a e 6.59b,

respectivamente. O coeficiente ( $UA$ ) aumentou de 0,182 kW/°C a 0,423 kW/°C para quinta bateria e de 0,176 kW/°C a 0,44 kW/°C para sétima bateria, com frequências do compressor em regime estável na faixa de 40,2 Hz e 42,3 Hz, respectivamente. Assim, com frequências reduzidas em comparação à frequência nominal do compressor (60Hz), o controlador do sistema melhorou o COP, aproveitando ao máximo a energia que pode ser trocada no evaporador.

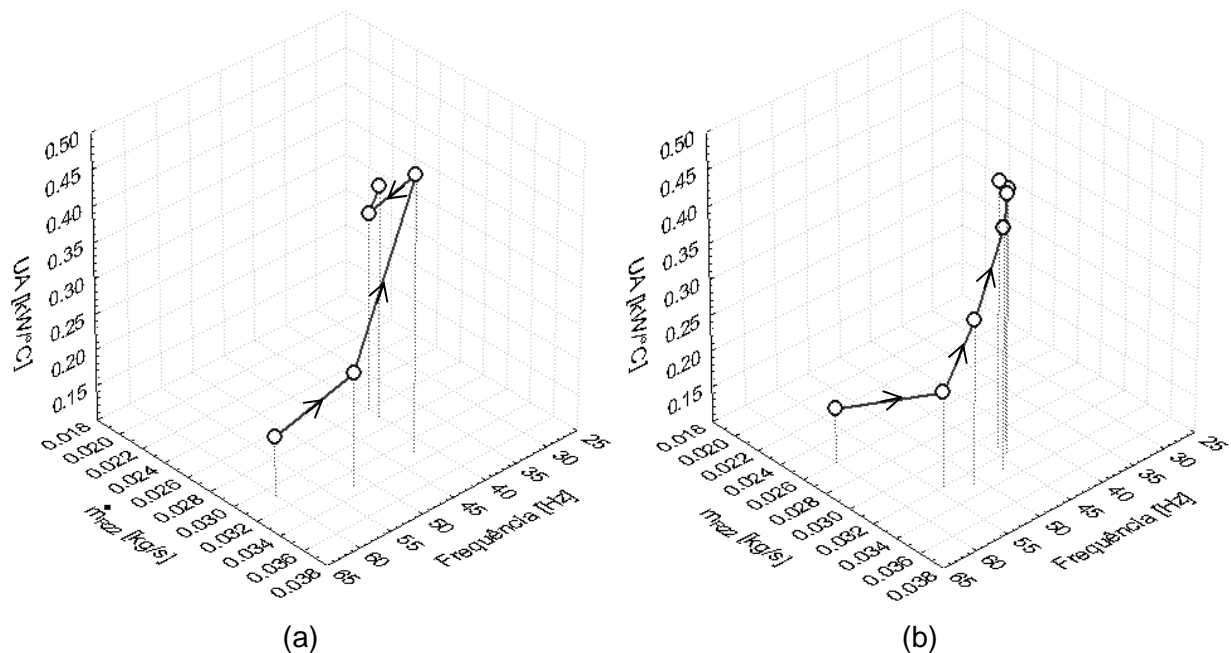


Figura 6.59 – Comportamento do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ): (a) Quinta bateria. (b) Sétima bateria.

A comparação dos resultados obtidos, para a sexta e oitava baterias, pode ser observada na Fig. 6.60. Elas trabalharam com a condição inicial frequência de rotação 35 Hz e graus de superaquecimento iniciais de 30°C e 25°C, respectivamente. A trajetória da oitava bateria (linha tracejada) melhora consideravelmente o COP. A procura de um mínimo grau de superaquecimento representa um aproveitamento da capacidade do sistema, portanto, uma melhoria do COP com baixos consumos de energia. Os tempos de convergência são representativos para cada condição de trabalho. O controle do mínimo grau de superaquecimento foi possível graças a observação das considerações de uso deste tipo de controlador, desenvolvido a partir de informações técnicas dos componentes principais do sistema. O comportamento do coeficiente global de transferência de calor, pela área de troca de calor ( $UA$ ) para a sexta e oitava baterias é representado na Fig. 6.61. O coeficiente ( $UA$ ) teve seu valor incrementado de 0,105 kW/°C a 0,416 kW/°C para sexta bateria e de 0,156 kW/°C a 0,511 kW/°C para oitava bateria, com frequências de trabalho no compressor em regime estável na ordem de 41,9 Hz e 43,5 Hz.

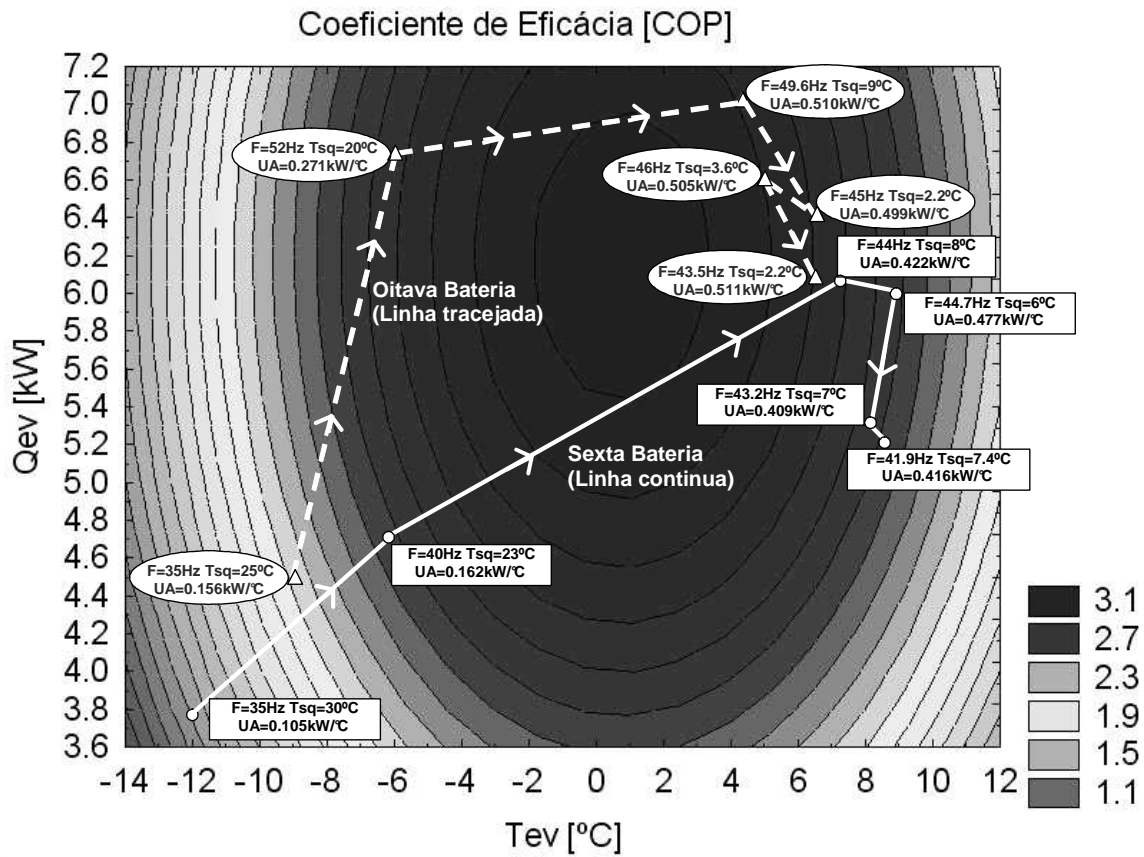


Figura 6.60 – Trajetória do comportamento de coeficiente de eficácia (COP) em função da capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) para a sexta e oitava baterias.

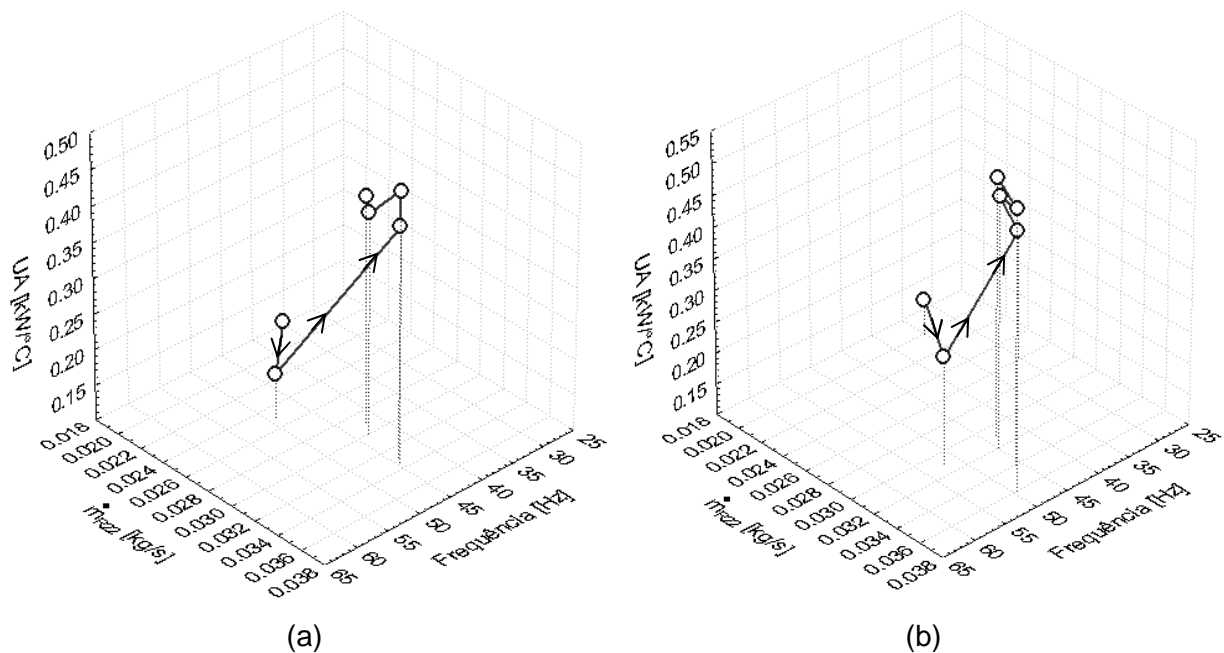


Figura 6.61 – Comportamento do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ): (a) Sexta bateria. (b) Oitava bateria.

Para o desenvolvimento da estrutura de controle do sistema foi exigido um grande esforço experimental, sendo necessário o conhecimento, *a priori*, do comportamento do sistema.

De maneira geral, e levando em consideração o propósito de minimizar os erros e as diferentes características dinâmicas dos sistemas, o controle revelou-se eficiente permitindo trabalhar dentro de limites extremos de operação, sem prejudicar sua funcionalidade e equipamentos.

Assim, o controlador nas baterias anteriores leva o coeficiente ( $UA$ ) a se estabelecer em  $0,40 \text{ kW/}^\circ\text{C}$  e faixa de frequências entre os 35 Hz e 40 Hz, sendo ótimos níveis para este tipo de trocador de calor desta bancada experimental. Dessa forma, a nona bateria é resultado da otimização na trajetória do comportamento do sistema, em que se controla grau de superaquecimento com prioridade de se melhorar o COP, experimentando-se sempre o melhor caminho na temperatura de evaporação e maximizando o coeficiente global de transferência de calor, requerido de acordo com a capacidade do evaporador. Nessas condições, para um  $UA$  específico, o controlador estabeleceu a frequência do compressor requerida, vazão do refrigerante e temperatura de evaporação de uma forma técnica, direta e eficaz.

#### 6.3.4 Nona Bateria

Para a execução deste teste foi estabelecida como condição inicial de trabalho uma frequência de rotação de 60 Hz no compressor, com o objetivo de observar o comportamento do controlador. Foi, ainda, aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão, forçando a mesma a atingir uma temperatura de evaporação, ( $T_{ev}$ ), igual  $-11^\circ\text{C}$  com um grau de superaquecimento, ( $\Delta T_{sq}$ ), igual a  $23^\circ\text{C}$ , como apresentado pela Fig. 6.62. A temperatura da água no evaporador, ( $T_8$ ), foi mantida constante em  $24^\circ\text{C}$  e as vazões de água no evaporador e condensador regulados na mesma faixa apresentada anteriormente,  $0,23 \text{ kg/s}$  e  $0,989 \text{ kg/s}$ , respectivamente.

Como pode ser observado na Fig. 6.62, após 35 segundos com o sistema operando em regime estável, o controlador foi acionado e levou o sistema a um novo regime, com um tempo de acomodação, ( $t_a$ ), igual a 265 segundos, sem tempo morto. Vale destacar nesta figura que o controle do grau de superaquecimento foi ajustado em  $7,5^\circ\text{C}$  para uma temperatura de evaporação de  $5^\circ\text{C}$ . A evolução do grau de superaquecimento e a temperatura de evaporação não apresentaram comportamentos transitórios oscilatórios e, sim, um comportamento amortecido.

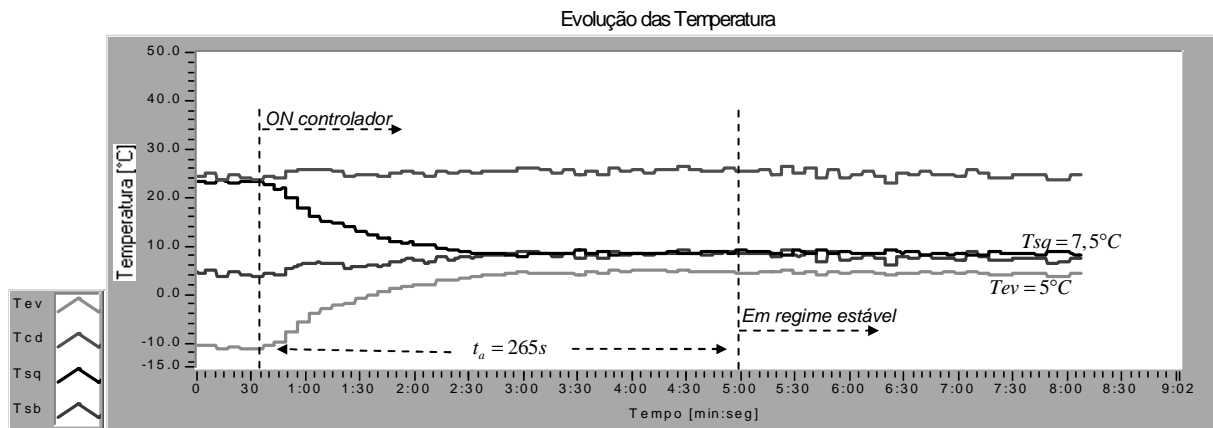


Figura 6.62 – Comportamento do sistema na nona bateria.

A capacidade de refrigeração, ( $\dot{Q}_{ev}$ ), apresentou uma diminuição de 1,2 kW, estabelecendo-se em regime estável na ordem de 5,7 kW, com um consumo de potência de 1,96 kW, como observado na Fig. 6.63. A variação do COP é apresentada na Fig. 6.64 e é possível perceber que o controlador melhorou o coeficiente de eficácia do sistema durante sua atuação, tendo seus valores passando de 2 a 2.9.

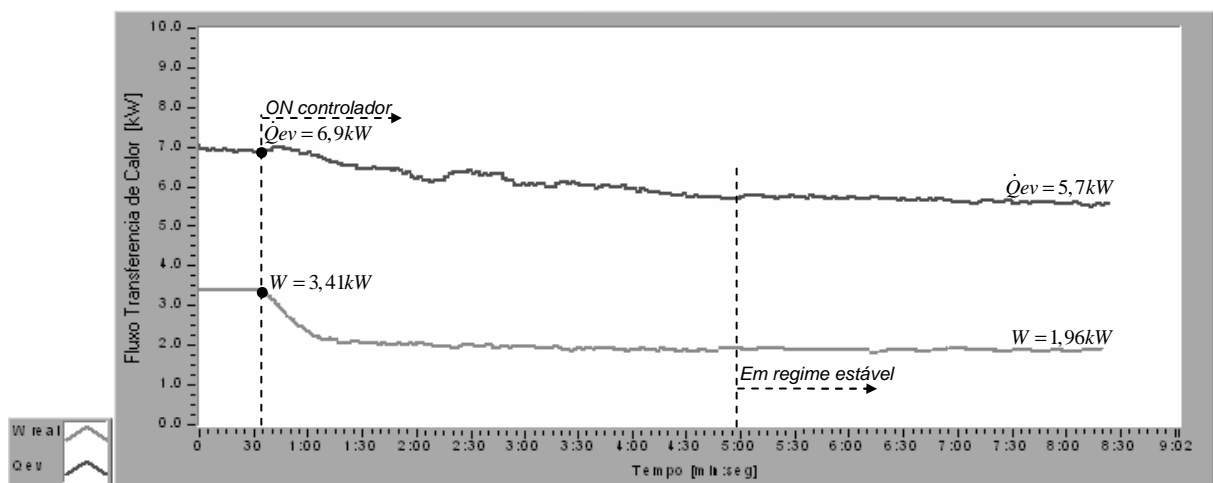


Figura 6.63 - Capacidade de refrigeração no evaporador e potência consumida na nona bateria.

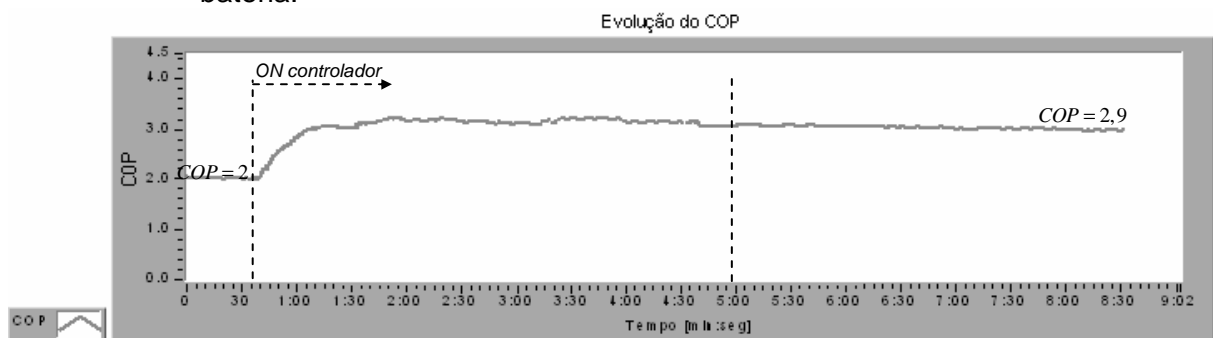
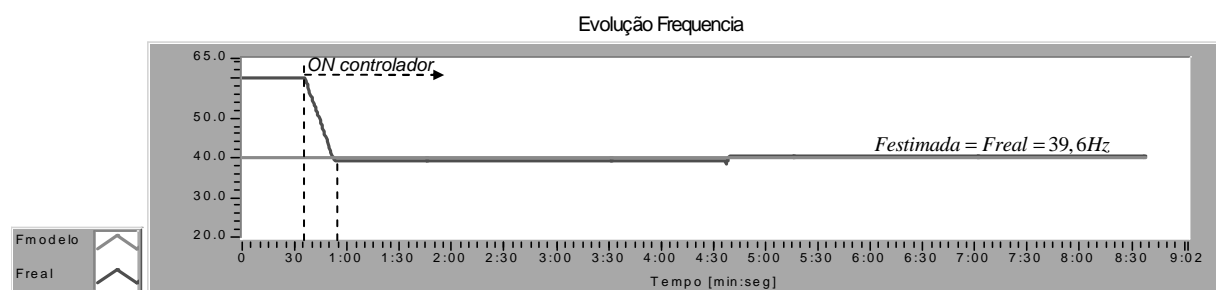


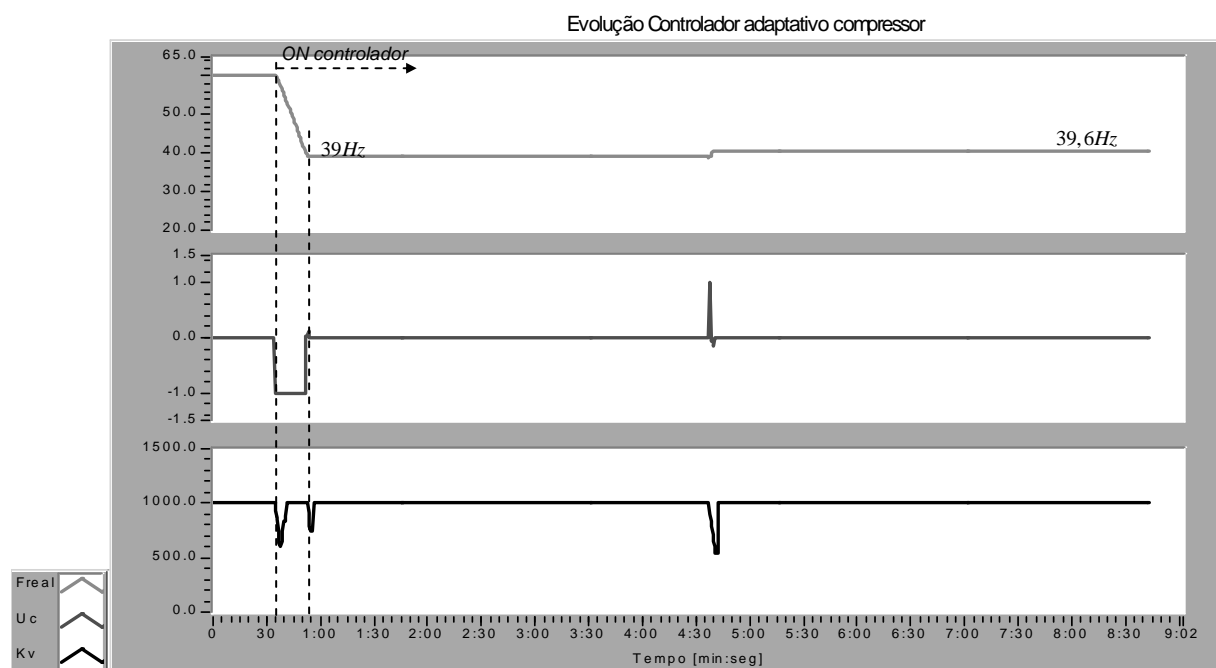
Figura 6.64 – Evolução do coeficiente de eficácia (COP) na nona bateria.

A vazão nos trocadores se manteve em regime estável em torno de 0,024 kg/s, a partir do tempo de 265 segundos, momento em que o controlador foi acionado. As diferenças de temperatura da água no evaporador ficaram estáveis na ordem de 5,5°C.

Nesta bateria, como é observado na Fig. 6.66, o trabalho do controlador (B) fuzzy adaptativo foi direto e preciso, portanto convergiu muito mais rápido que nas baterias anteriores. Mínimos sinais de saída foram registrados, o primeiro ponto de convergência ocorreu com a frequência de 39 Hz aos 20 segundos e, com 223 segundos, a frequência ficou estabelecida em 39,6 Hz, após o acionamento do controlador. O controlador (B) manteve sua sensibilidade, já que não apresentou nenhum esforço de execução durante o teste, pelas condições de trajetória imposta pelo modelo.



(a)



(b)

Figura 6.66 - Efeitos do controlador lógico fuzzy adaptativo no sistema na nona bateria. (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/k_v$ ) e sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) fuzzy adaptativo.



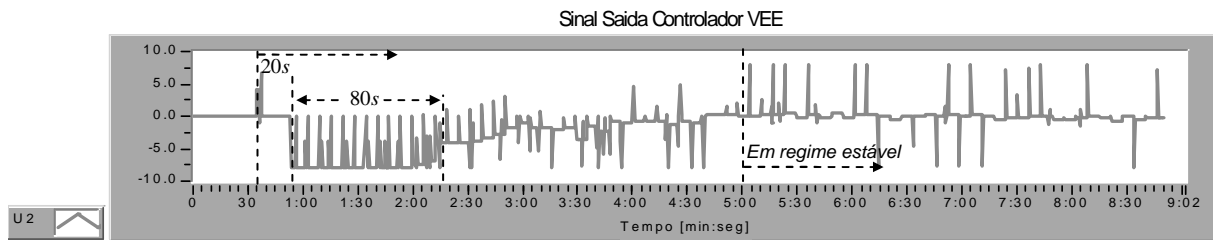


Figura 6.65 – Comportamento do sinal de saída ( $U_k$ ), número de passos controlador (A) para a nona bateria.

Na figura 6.65 é apresentada a ação do controlador (A) na válvula de expansão, de tal forma que, nos primeiros 20 segundos, a válvula não executou passos até que a frequência atingiu a sua frequência de referência. Em outras palavras, nesse instante as variáveis de atuação (válvula de expansão eletrônica e frequência do compressor) tiveram a atuação coordenada, com o objetivo de evitar respostas excessivas por parte dos atuadores. Após 20 segundos, a válvula executou 128 passos no motor interno durante 80 segundos. Em regime estável, mínimas ações tipo pulsante foram executadas pela válvula de expansão eletrônica.

Visando a melhora do caminho percorrido pelo controlador, por regiões de elevado rendimento, o controle fez com que o sistema, de maneira inteligente, buscasse as regiões de COP elevado, na busca do superaquecimento desejado, a partir de uma mesma condição inicial (frequência inicial de rotação do compressor de 60 Hz e grau de superaquecimento iniciais de 23°C). Observa-se na Fig. 6.66, a otimização da trajetória atingindo diretamente, de forma linear e sem oscilações, regiões de COP elevado, o que não acontecia nas baterias de ensaios anteriores.

Nessas condições, as Figs. 6.66 e 6.67, apresenta o comportamento do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ) com valor mínimo inicial de 0,215 kW/°C. É interessante observar que não houve, neste caso, um pico máximo do coeficiente ( $UA$ ), como observado nas baterias de ensaios anteriores, devido ao trabalho coordenado do controlador nas ações na VEE e na frequência de rotação, o que tornam mais suave as mudanças na temperatura de evaporação no transcórre do processo. A frequência do compressor foi regularizada em 39,6Hz, o que corresponde a um valor de UA de 0,405 kW/°C, representando o melhor COP do sistema.

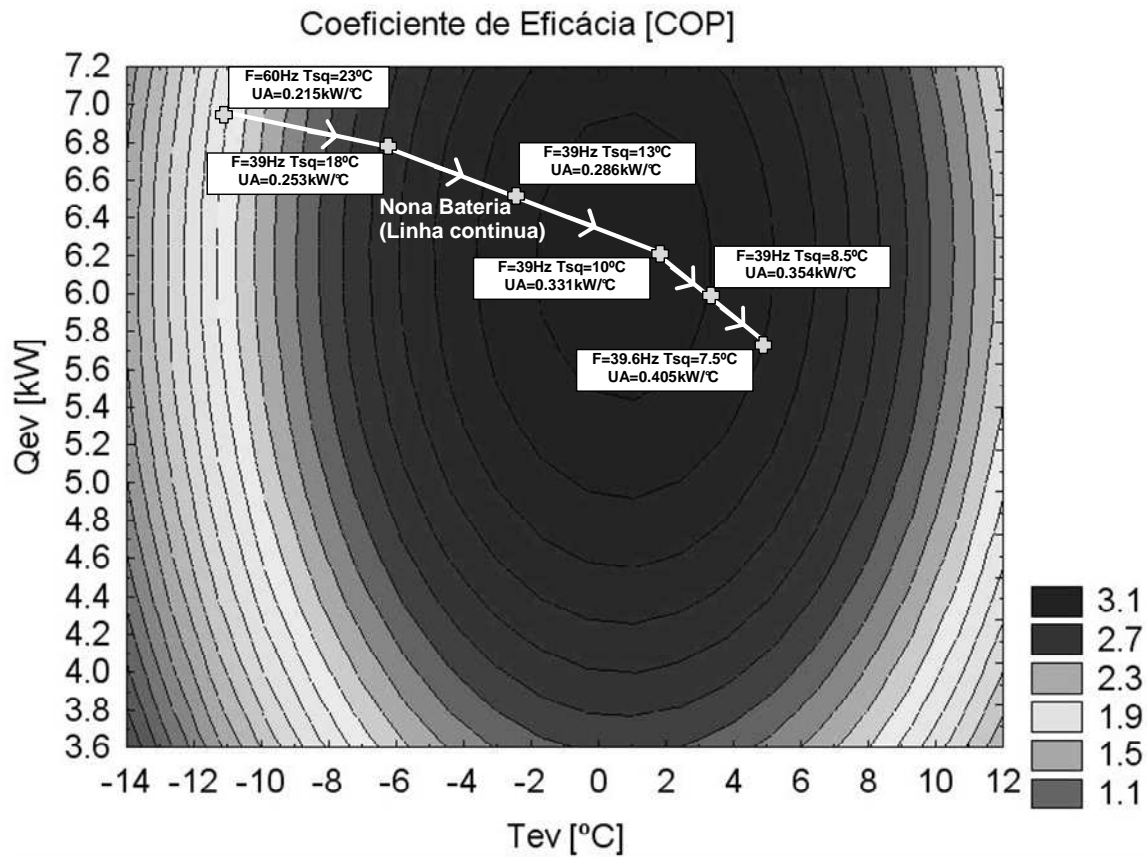


Figura 6.66 – Trajetória do comportamento de coeficiente de eficácia (COP) em função da capacidade ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) para nona bateria.

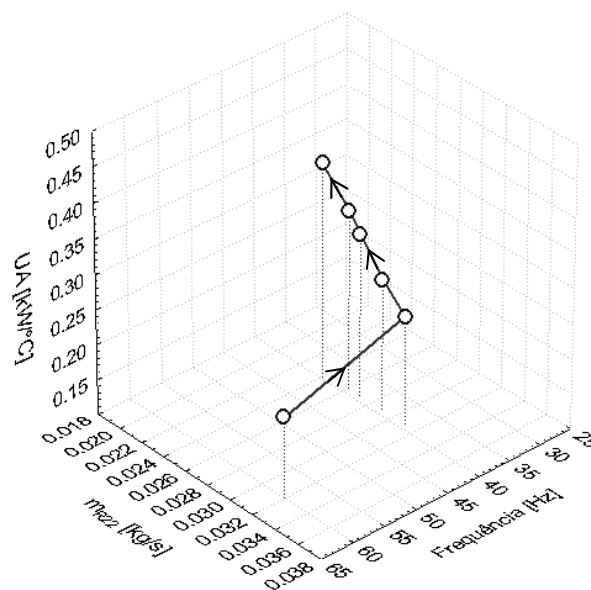


Figura 6.67 – Comportamento do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ) para nona bateria.

#### **6.4. Comparação geral da estratégia de controle entre todas as baterias experimentais.**

Nesta seção é apresentado um estudo comparativo da estratégia de controle que foi utilizada para a primeira fase, com o modelo obtido através de técnicas de planejamento experimental e, para a segunda fase, com outro modelo a partir dos dados do fabricante do compressor.

Inúmeros estudos similares podem ser encontrados no meio acadêmico e industrial, contudo observa-se uma predominância de trabalhos comparativos de controladores baseados em ambiente de simulação. Poucos estudos são encontrados utilizando sistemas experimentais. Dessa forma, pretendeu-se avaliar as vantagens e desvantagens da utilização de cada metodologia, além de caracterizar diferenças e similaridades das mesmas sob condições de operação da mesma natureza nas baterias desenvolvidas.

A tabela 6.2 apresenta um resumo das comparações gerais de todas as baterias experimentais realizadas para avaliação do controle, objetivando a busca por mínimos graus de superaquecimento. Como apresentado ao longo desse capítulo, a estrutura de controle proposta se mostrou viável e com boas perspectivas para este tipo de sistema, pois atingiu os requisitos e expectativas levantados no presente trabalho. Verificou-se na busca e controle para atingir o grau de superaquecimento de 7°C, pelo controlador, com as condições iniciais similares, a efetividade na resposta do sistema por parte da estratégia de controle, operando com o modelo obtido a partir dos dados do compressor, especificamente as baterias quinta (B5) e sexta (B6), apresentaram tempos de acomodação, ( $t_a$ ) mínimos na ordem dos 131 e 80 segundos respectivamente.

Em relação às baterias primeira (B1) e segunda (B2), que trabalharam com o modelo obtido a partir das técnicas de planejamento experimental, mostraram maiores tempos de acomodação. As baterias (B1) e (B2) mostraram alto índice de sensibilidade para todo seu transitório, atingindo mais rápido sua máxima sensibilidade ( $1/k_v$ ) na ordem de 1/25 com o tempo de 65 segundos, contrariamente para as baterias (B5) e (B6), onde o sistema de controle se mostrou mais robusto, atingindo sensibilidades na ordem de 1/100 e 1/50 com tempos maiores.

Nas baterias restantes executadas no sistema experimental, procurou-se controlar o grau de superaquecimento na ordem de 2°C, como mínimo pré-estabelecido (*setpoint*). As baterias (B3) e (B4), que trabalharam com a estratégia de controle usando o modelo proposto experimentalmente, mostraram melhora no tempo de acomodação, ( $t_a$ ), na ordem de 130 e tempo de 122 segundos, respectivamente. Já em relação aos tempos de

acomodação ( $t_a$ ) das baterias (B7) e (B8), os valores encontrados foram da ordem dos 152 e 160 segundos, respectivamente, empregando o modelo a partir dados do compressor. Quanto à sensibilidade, foi registrada para as baterias (B7) e (B8) alta sensibilidade na ordem dos 1/100 e 1/25 respectivamente, em comparação a baixa sensibilidade adaptada para as baterias (B3) e (B4) na ordem dos 1/300 e 1/400, respectivamente.

Tabela 6.2 - Comparação geral de todas as baterias experimentais realizadas na presente pesquisa.

	BATERIA				$\dot{Q}_{ev}$		COP		Máxima Sensibilidade
	Condição inicial	Condição final	$t_a$ (s)	$t_{morto}$ (s)	$\dot{Q}_{ev_{max}}$ (kW)	$t_{atigimento}$ (s)	$COP_{max}$	$\Delta COP$	$(1/kv)_{max}$
<b>B1</b>	$f = 60Hz$ $T_{ev} = -11.8^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 27^\circ C$	$f = 30.5Hz$ $T_{ev} = 8^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 7.2^\circ C$	218	15	6.42	39	3.0	+1	1/25 aos 65s
<b>B2</b>	$f = 35Hz$ $T_{ev} = -9^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 26^\circ C$	$f = 32.4Hz$ $T_{ev} = 9.5^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 6.9^\circ C$	181	7	6	39	3.0	+0.52	1/25 aos 64s
<b>B3</b>	$f = 60Hz$ $T_{ev} = -11.5^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 23^\circ C$	$f = 31.7Hz$ $T_{ev} = 6^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 3.01^\circ C$	130	8	6.82	30	3.1	+0.58	1/400 aos 30s
<b>B4</b>	$f = 35Hz$ $T_{ev} = -9^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 24.9^\circ C$	$f = 32Hz$ $T_{ev} = 6.5^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 2.5^\circ C$	122	8	6.23	30	3.1	+0.3	1/300 aos 185s
<b>B5</b>	$f = 60Hz$ $T_{ev} = -10^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 24^\circ C$	$f = 40.2Hz$ $T_{ev} = 9^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 7.1^\circ C$	131	8	6.92	34	3.1	+0.89	1/100 aos 115s
<b>B6</b>	$f = 35Hz$ $T_{ev} = -12^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 30^\circ C$	$f = 41.9Hz$ $T_{ev} = 8.7^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 7.4^\circ C$	80	12	6.15	55	2.8	+0.63	1/50 aos 36s
<b>B7</b>	$f = 60Hz$ $T_{ev} = -14^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 27.8^\circ C$	$f = 42.3Hz$ $T_{ev} = 6^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 2^\circ C$	152	7	7.12	74	3	+1.1	1/100 aos 50s
<b>B8</b>	$f = 35Hz$ $T_{ev} = -9^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 25^\circ C$	$f = 46Hz$ $T_{ev} = 6^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 2.2^\circ C$	160	16	7.1	111	2.83	+0.5	1/25 aos 67s
<b>B9</b>	$f = 60Hz$ $T_{ev} = -11^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 23^\circ C$	$f = 39.6Hz$ $T_{ev} = 5^\circ C$ $\Delta T_{sq} = 7.5^\circ C$	265	0	6.9	0	3.1	+0.9	1/520 aos 245s

Além das comparações feitas com os tempos de acomodação no sistema, uma análise da malha de controle permitiu calcular parâmetros de desempenho baseados no erro da variável controlada (Grau de superaquecimento,  $(\Delta T_{sq})$ ). Entre os parâmetros mais representativos encontram-se: o índice da Integral do valor absoluto do erro (IAE) e o índice

Integral do tempo multiplicado pelo valor absoluto do erro (ITAE), que geraram informação relevante do sistema de controle. Para que um sistema de controle seja considerado ótimo, seus índices de desempenho devem atingir valores mínimos.

Nas figuras 6.68 e 6.69 são apresentados os valores calculados para os parâmetros de avaliação da eficiência dos controladores (IAE e ITAE) baseados no erro da variável controlada em todas as baterias realizadas:

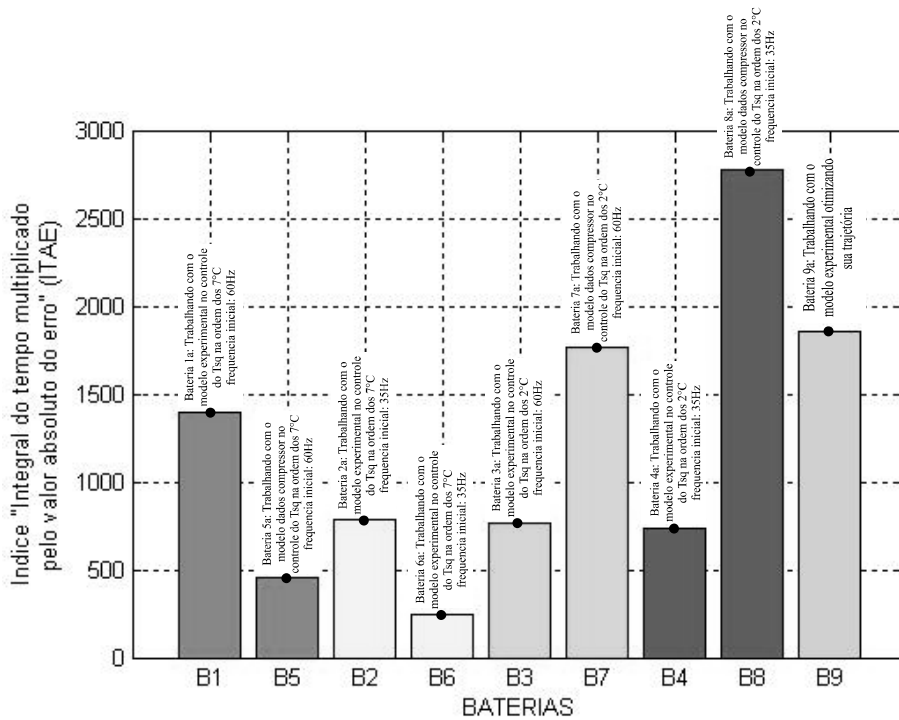


Figura 6.68 - Valores do parâmetro ITAE para todas as baterias.

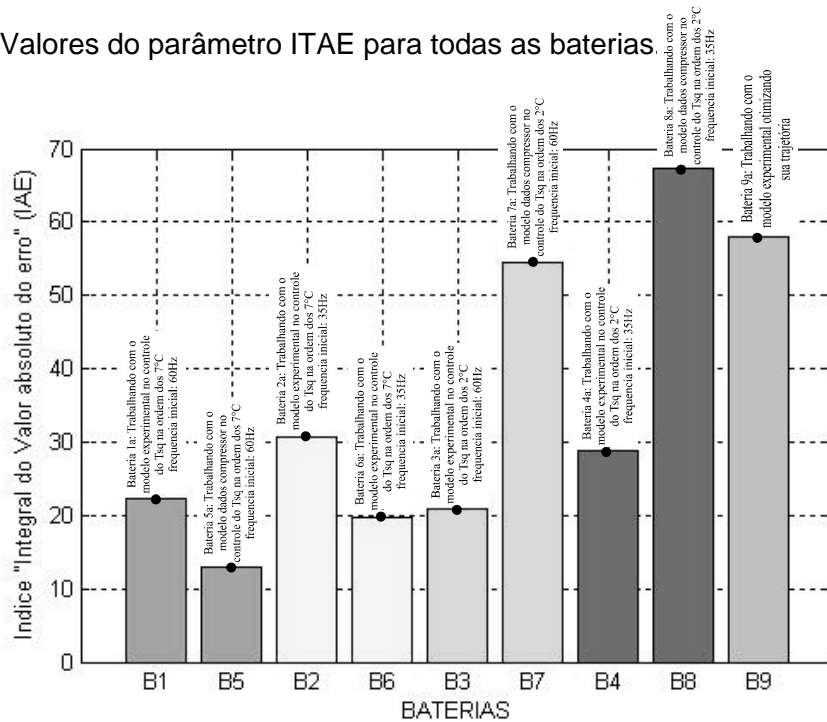


Figura 6.69 - Valores do parâmetro IAE para todas as baterias.

Observando-se as figuras anteriores é possível, facilmente, perceber as primeiras características referidas no controle do grau de superaquecimento: 7°C para as Baterias (B1) e (B2), trabalhando com o modelo experimental em comparação com as Baterias (B5) e (B6) trabalhando com modelo obtido dos dados do compressor. Para condições iniciais similares e frequência de rotação no compressor de 60 Hz, a bateria (B5) apresentou o mínimo índice ITAE e IAE na ordem de 450 e 12 respectivamente, representando um melhor rendimento do controlador em comparação com a bateria (B1) que utilizou o modelo obtido experimentalmente.

Em condições iniciais similares e 35 Hz na frequência inicial de rotação do compressor, a bateria (B6) apresentou os mínimos índices na ordem dos 250 e 20 em consideração a sua similar (B2). Portanto, o desempenho da estratégia de controle utilizando o modelo dos dados do compressor apresentou um ótimo rendimento no controle do grau de superaquecimento na ordem de 7°C. Na figura 6.70, foi realizada uma análise do sistema com a atuação da estratégia de controle através do diagrama de *Nyquist* para as baterias (B1) e (B5). Nesta figura, dois parâmetros de avaliação do sistema de controle são referenciados: Margem de Ganho (MG) e o Margem de Fase (MF). Verifica-se a viabilidade do controlador trabalhando com o modelo obtido a partir dos dados do compressor (B5) apresentando sua maior margem de ganho e margem de fase em 15,4 dB e 72,9°, respectivamente, em comparação com a primeira bateria (B1). Isto indica que este tipo de controle é mais robusto e menos flexível ao entrar em estado de instabilidade devido ao distanciamento do ponto de instabilidade (-1) no eixo real, como pode ser observado nessa figura.

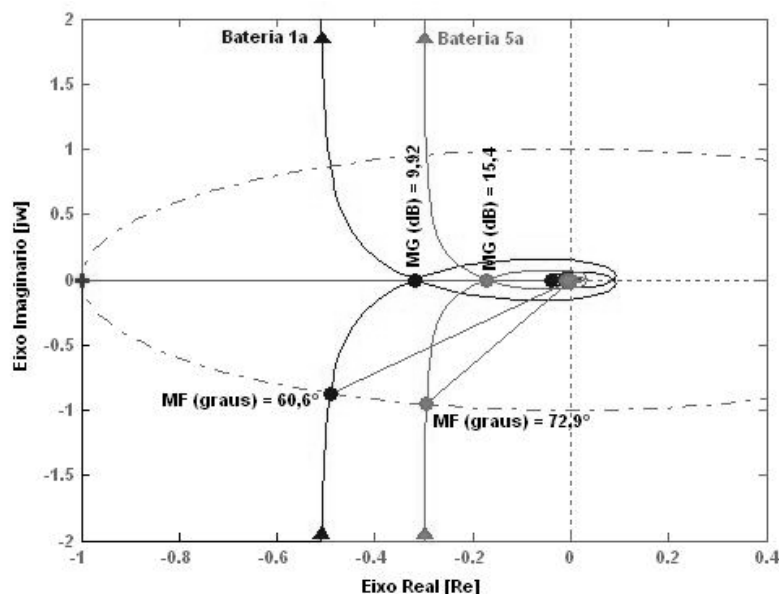


Figura 6.70 - Diagrama de *Nyquist* para as Bateria primeira (B1) e Bateria quinta (B5).

As Baterias (B3) e (B4) trabalharam com o modelo obtido experimentalmente e controlaram o mínimo grau de superaquecimento na ordem de 2°C. O ajuste realizado no ganho interno ( $k_{pc}$ ) igual a 0,5 no programa do computador, mencionado anteriormente, como forma de descompensar a influência do controlador na resposta de saída para a válvula de expansão, representou um rendimento ótimo constatado na diminuição nos índices de desempenho ITAE e IAE da bateria (B3) para 750 e 21, respectivamente, em comparação com a bateria (B1) que mostrou o índice ITAE igual a 1400 e índice IAE de 22,5. Esta comparação foi realizada devido ao fato de que as Baterias (B3) e (B1) trabalharam sob as mesmas condições iniciais com frequência, 60 Hz de rotação do compressor. Paralelamente, a bateria (B4) apresentou uma diminuição de 250 para o índice ITAE e 29 para o índice IAE, valores menores aos obtidos na bateria (B2) sob mesmas condições iniciais de 35 Hz na frequência do compressor, como nas figuras 6.68 e 6.69.

Os índices de desempenho para as baterias (B7) e (B8), onde se trabalhou com o modelo obtido a partir dos dados do compressor, apresentaram altos valores, influenciados pela contribuição exagerada do erro da variável controlada nos primeiros instantes, decorrente da resposta da válvula expansão que foi ajustada para trabalhar em modo de médio passo. Entretanto, o objetivo de controlar o grau de superaquecimento na ordem de 2°C foi atingido, porém com tempos de acomodação maiores comparados com as baterias (B3) e (B4).

Na última bateria (B9), o controlador permitiu que o sistema fosse guiado por trajetórias, onde se obtiveram os maiores valores de COP, associados aos máximos coeficientes (UA), como reconhecimento de pontos ótimos para este tipo de bancada, sem tempo morto e sem picos máximos na capacidade de refrigeração. Neste ponto, a procura de mínimos graus de superaquecimentos é possível, demonstrado pelas baterias (B7) e (B8), mas a um custo de operacionalidade maior, sacrificando respostas rápidas do controlador, como observado na análise dos índices de desempenho neste trabalho.

Quanto à demanda de potência, ao se observar as inúmeras formas normalizadas de descrição das condições de funcionamento de um motor, fica evidente a necessidade de utilizar um método para calcular a potência média da equivalente elétrica, ainda mais quando se tem uma série de registros de potências durante tempos específicos. Para isto, leva-se em consideração a demanda contínua da potência, Equação 6.1., aplicável para motores que giram continuamente e que funcionam sob diferentes condições de trabalho (WEG Equipamentos Elétricos S/A – Motores, 2005).

Assim,

$$(P_m)^2 = \frac{\sum_1^n (P_i^2 t_i)}{\sum_1^n (t_i)} \quad (6.1)$$

onde:  $t_i$  = tempos específicos quando o motor está ligado, em segundos.

$P_i$  = potência correspondente nesse instante quando o motor está ligado, em  $kW$ .

Assim, considera-se parâmetros elétricos de trabalho para um motor trifásico do compressor, como o número de pólos, a baixa tensão de alimentação (< 1 kV), a energia de perdas consumida pelo motor, o rendimento nominal mínimo, o período de trabalho, entre outros. A descrição da energia consumida no compressor com os controladores aplicados é realizada pela Equação 6.2, a seguir.

$$W_u = \int_0^t P(t) dt \quad (6.2)$$

Dessa forma, a Energia consumida ( $W_u$ ) no compressor durante os ensaios, a fim de definir a estratégia de controle que proporcione menor consumo energético durante a ação na regulação do grau de superaquecimento, é apresentada na figura 6.71.

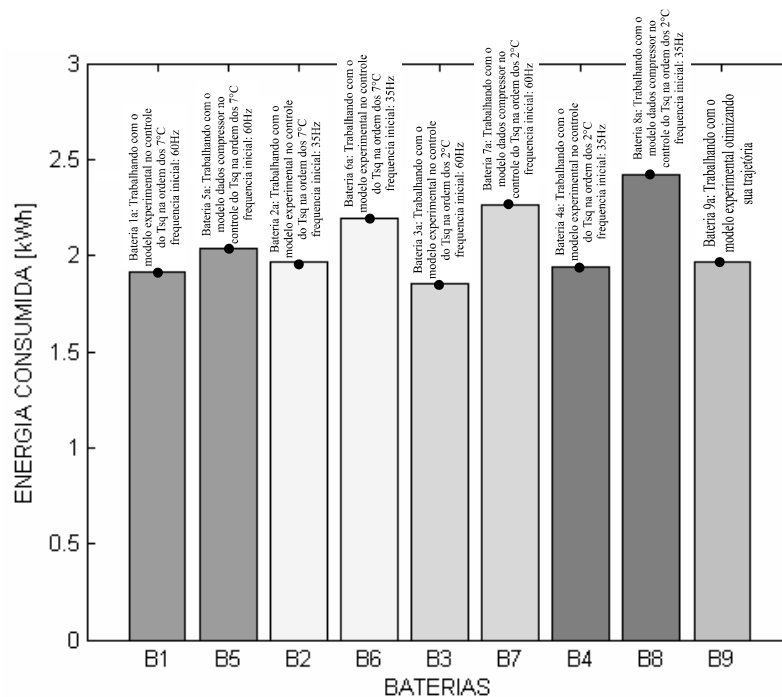


Figura 6.71 – Energia Consumida [kWh] para todas as baterias.



Nas análises anteriores, mostradas ao longo desta seção, foi validado o trabalho da estratégia de controle, evidenciando o melhor rendimento no uso do modelo obtido a partir dos dados do compressor para as seguintes características: desempenho do sistema de controle, resposta e sensibilidade, controlando-se o grau de superaquecimento em 7°C. Entretanto, a respeito da economia de energia, informação apresentada na Fig. 6.71, observa-se a viabilidade e aporte mais influente ao trabalhar com o modelo obtido experimentalmente. Na procura e controle do grau de superaquecimento na ordem de 7°C; as baterias (B1) e (B2) que trabalharam com o modelo obtido experimentalmente, mostraram melhor economia em seu consumo de energia, abaixo dos 2kWh, devido ao fato do controlador estabelecer frequências de rotação do compressor de 30 Hz, para regime permanente. Tal estado representa uma economia de 6% para a (B1) e de 10,5% para a (B2), em comparação as baterias concorrentes (B5) e (B6), consumos de energia na ordem dos 2,03kWh e 2,19kWh, respectivamente, e frequências na ordem de 41 Hz, em regime permanente.

Quanto ao controle do grau de superaquecimento em 2°C, as baterias (B3) e (B4), onde o ganho interno ( $k_{pc}$ ) foi ajustado em 0,5 no controlador da válvula de expansão, apresentaram baixo consumo de energia, respectivamente 1,85 kWh e 1,93kWh, se comparadas às baterias iniciais (B1) e (B2). Por outro lado, foi comprovada uma economia de energia por parte da bateria (B3) de 18,1% e para (B4) de 20% em comparação às baterias (B7) e (B8), que trabalharam com o modelo obtido a partir dos dados do compressor. Finalmente, a nona bateria (B9) mostrou o resultado do aperfeiçoamento e otimização do controle do grau de superaquecimento. Resultados favoráveis em comparação as baterias anteriores, B9 trabalhou com baixa sensibilidade ( $1/k_v$ ) na ordem dos 1/520 e representou economia de energia na ordem de 1,97kWh; mas a um custo viável de operacionalidade do controle e razoável para a dinâmica deste sistema de refrigeração. Isso se deve principalmente pelo controlador fazer com que o sistema sempre opere em regiões de COP elevados.

# CAPÍTULO VII

## MODELAGEM TERMODINÂMICA

### 7.1. Introdução

Para dar apoio a parte experimental desenvolvida neste trabalho, foram realizadas simulações dos trocadores de calor e do compressor da bancada experimental. Tais simulações, permitiram a realização de comparações teórico-experimentais com caráter preditivo deste sistema de refrigeração, a partir de dados de entrada para cada componente do sistema e obter as futuras estimativas, como pode ser observado na Fig. 7.1.

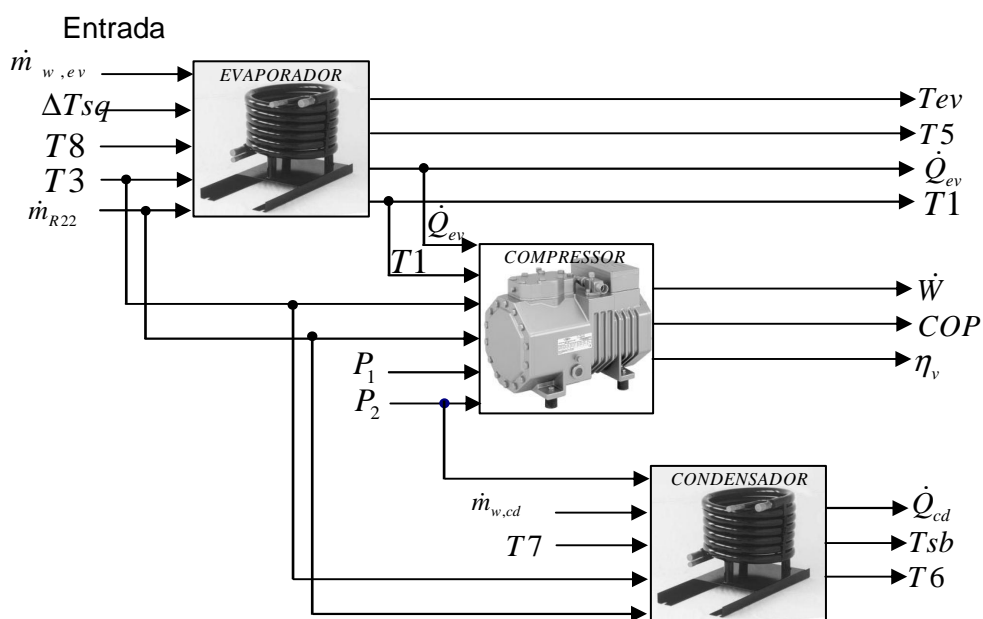


Figura 7.1 – Fases do processo modelagem do sistema.

Para a modelagem foi necessário um conhecimento dos fenômenos físicos que ocorrem no sistema e o adequado equacionamento dos mesmos para aplicação das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, de equações de estado das substâncias presentes nos componentes, de relações constitutivas que modelem a dependência entre as variáveis do problema, introduzindo simplificações adequadas do ponto de vista da engenharia e relações empíricas obtidas na literatura ou experimentos específicos.

## **7.2. Modelagem do Evaporador**

Assim, o modelamento de um evaporador operando com água + refrigerante é realizado de acordo com a metodologia proposta por Tassou e Qureshi (1998). O modelamento proposto ajusta a temperatura de evaporação que satisfaça o grau de superaquecimento do refrigerante previamente especificado, em função da vazão mássica e da temperatura de entrada da água no evaporador. Este ajuste é realizado por intermédio do balanço térmico com base nos coeficientes de troca de calor dos fluidos nas regiões de vaporização e superaquecimento do refrigerante.

Os dois tipos mais comuns de trocadores de calor utilizados como evaporador de água-refrigerante são os do tipo tubos concêntricos e carcaça-tubos. O modelamento desenvolvido pode ser aplicado a qualquer um dos trocadores especificados anteriormente, desde que se leve em consideração as características geométricas próprias de cada um, uma vez que podem influenciar nos cálculos da taxa de transferência de calor.

Neste capítulo, foi realizada uma simulação do trocador de calor de tubos concêntricos, evaporador, utilizado neste trabalho com escoamento em contracorrente do R-22 escoando através do tubo interno e a água escoando no tubo externo. O algoritmo definido foi desenvolvido em linguagem *TURBO C++* de livre aplicação em nível educacional e industrial.

### *7.2.1. Identificação Termodinâmica do Evaporador*

Para a simulação, foram assumidas as condições impostas ao regime de escoamento permanente e também foram levadas em consideração:

- O refrigerante entra no evaporador no estado de mistura vapor-liquido e sai como vapor superaquecido.
- As perdas de calor do evaporador para o ambiente são desprezadas (uma vez que é bem isolado), assumindo que toda a troca de calor se dá entre a água e o fluido refrigerante.

- A perda de carga do fluido refrigerante ao longo do evaporador é desprezada nos cálculos.
- Regime de escoamento turbulento do fluxo de água ao longo do evaporador.

Para um trocador de duplo tubo com escoamento em contracorrente, o comportamento da variação da temperatura do fluido refrigerante e da temperatura da água ao longo do evaporador é mostrado na Fig. 7.2.

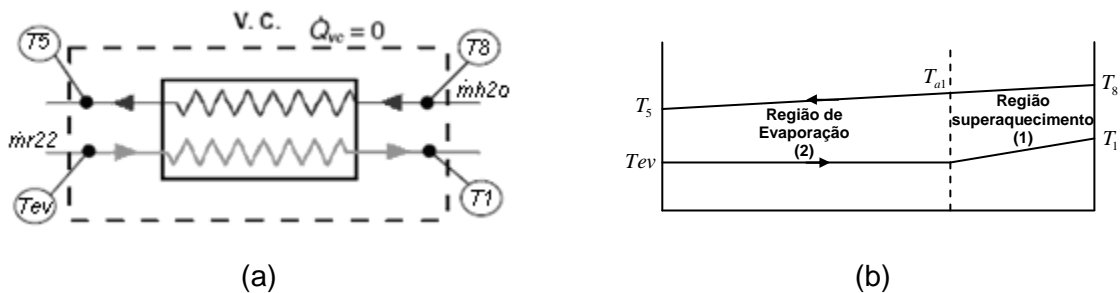


Figura 7.2 – (a) Volume de controle (V.C.) aplicado no evaporador, (b) Esboço da variação das temperaturas dos fluidos ao longo do evaporador.

Este tipo de sistema de refrigeração é um ciclo fechado, cujas condições termodinâmicas do refrigerante em cada posição do circuito são dependentes, tais como a vazão mássica e a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador. Partindo, então, de uma temperatura de evaporação arbitrária e do grau de superaquecimento, a temperatura de vapor superaquecido ao sair do evaporador foi determinada, possibilitando assim o cálculo do balanço para a região de superaquecimento do refrigerante, por onde a simulação é iniciada.

As tabelas 7.1 e 7.2 contêm as propriedades termodinâmicas e os respectivos coeficientes de troca de calor do refrigerante e da água utilizados nesta simulação.

Tabela 7.1 – Propriedades Termodinâmicas do R-22

Propriedades	Símbolo	Equação	Faixa atuação	$R^2$ Ajustado
Pressão de Saturação	$P_{sat}$ [kPa]	$P_{sat} = 498,031 + 11,7966T + 0,199838T^2$	$-30^\circ C \leq T \leq 30^\circ C$	99,98%
Entalpia Vapor saturado	$h_1'$ [kJ/kg]	$ETF2 = 405,209 + 0,367785T - 0,001755T^2$	$-30^\circ C \leq T \leq 30^\circ C$	99,99%

Entalpia Vapor superaquecido	$h_1$ [kJ/kg]	$ETF3 = 408,81 + 0,4149T + 0,0187P - 0,002T^2 - 0,0001TP + 9,16 \times 10^{-7} P^2$	$0^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$ $163,9kPa \leq P \leq 1192kPa$	96,6%
Entalpia líquido saturado	$h_4'$ [kJ/kg]	$ETF0 = 201,36 + 1,17791T + 0,001306T^2$	$-30^\circ C \leq T \leq 30^\circ C$	100%
Entalpia mistura liq-vap	$h_4$ [kJ/kg]	$ETF7 = 201,515 + 1,144T + 0,00233T^2$	$0^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	100%
Viscosidade vapor saturado e superaquecido	$\mu_v$ [kg/m·s]	$VIV = 1,2 \times 10^{-5} + 5,088 \times 10^{-8} T + 1,056 \times 10^{-10} T^2$	$-30^\circ C \leq T \leq 30^\circ C$	100%
Calor específico vapor superaquecido	$Cp_{1R22,sv}$ [kJ/kg·°K]	$CPV = 0,6587 + 0,0023T - 4,95 \times 10^{-5} P + 1,0542 \times 10^{-5} T^2 + 6,19 \times 10^{-7} TP - 1,0313 \times 10^{-9} P^2$	$-30^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$ $40kPa \leq P \leq 400kPa$	96%
Condutividade térmica vapor saturado e superaquecido	$k_v$ [W/m·°K]	$CTV = 0,0098 + 7,63 \times 10^{-5} T + 2,06 \times 10^{-7} T^2$	$-30^\circ C \leq T \leq 30^\circ C$	100%
Viscosidade Líquido saturado	$\mu_l$ [kg/m·s]	$VIL = 2,04 \times 10^{-4} - 2,12 \times 10^{-6} T + 1,37 \times 10^{-8} T^2$	$0^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	99,98%
Calor específico Líquido saturado	$Cp_l$ [kJ/kg·°K]	$CPL = 1,17529 + 2,72 \times 10^{-3} T + 2,5 \times 10^{-5} T^2$	$0^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	99,96%
Condutividade térmica líquido saturado	$k_l$ [W/m·°K]	$CTL = 0,0946 - 4,43 \times 10^{-4} T - 1,036 \times 10^{-7} T^2$	$0^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	100%
Volume específico Líquido saturado	$v_l$ [m³/kg]	$VEL = 7,86 \times 10^{-4} + 2,11 \times 10^{-6} T + 1,089 \times 10^{-8} T^2$	$0^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	99,9%
Volume específico vapor saturado	$v_v$ [m³/kg]	$VEV = 0,0469 - 1,47 \times 10^{-3} T + 3,33 \times 10^{-5} T^2 - 5,078 \times 10^{-7} T^3$	$0^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	99,98%
Coeficiente de transferência de calor monofásico	$h_v$ [W/m²·°C]	$h_v = 0,023 \cdot Re_v^{0,8} \cdot Pr_v^{0,4} \cdot \left[ \frac{k_v}{d_i} \right]$  onde $Re_v = \frac{G_e d_i}{\mu_v}$  $G_e = \frac{4 \dot{m}_{r22}}{\pi d_i^2}$  $Pr_v = \frac{Cp_v \mu_v}{k_v}$  $d_i = \text{diâmetro interno do tubo de dentro}$	$0,6 \leq Pr_v \leq 100$ $Re_v > 10^4$	
Coeficiente de transferência de calor na região de bifásica (Correlação de Bandarra Filho (1997))	$h_{fp}$ [W/m²·°C]	Para $Fr < 0.1$  $h_{fp} = (1 + 125 X tt^{-0,65} Bo^{0,3} Fr^{0,5}) h_l'$  Para $Fr \geq 0.1$  $h_{fp} = (1 + 40 X tt^{-0,65} Bo^{0,3}) h_l'$	$x \leq 0,95$	

Tabela 7.2 – Propriedades Termodinâmicas da água

Propriedades	Símbolo	Equação	validade	$R^2$ Ajustado
Calor específico a pressão constante	$C_{p_{w,ev}}$ [kJ/kg·°K]	$CPAM = 4,223 - 0,00647T + 0,000391T^2 - 1,111 \times 10^{-5}T^3$	$5^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	99,1%
Viscosidade da água	$\mu_a$ [kg/m·s]	$VIAM = 0,00174 - 5,05 \times 10^{-5}T + 7,74 \times 10^{-7}T^2 - 4,80 \times 10^{-9}T^3$	$5^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	99,6%
Condutividade térmica da água	$k_a$ [W/m·°K]	$CTAM = 0,546 + 0,00217T - 1,008 \times 10^{-5}T^2$	$5^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	99,8%
Coefficiente convectivo de troca de calor (Correlação de Dittus-Boelter)	$h_a$ [W/m <sup>2</sup> ·°C]	$h_a = 0,023 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a^{0,3} \cdot \left[ \frac{k_a}{d_h} \right]$ <p>onde</p> $Re_a = \frac{G_a d_h}{\mu_a}$ $G_a = \frac{4 \dot{m}_{H_2O,ev}}{\pi (D_i^2 - d_e^2)}$ $Pr_v = \frac{C_{p_a} \mu_a}{k_a}$ $d_h = \text{diâmetro} = D_i - d_e$ <p>hidraulico</p>	$0,6 \leq Pr_a \leq 100$ $Re_a > 10^4$	

### 7.2.2. Região de superaquecimento do refrigerante – balanço de energia

A taxa de transferência de calor trocada entre os fluidos na região de superaquecimento pode ser expressa pelas equações abaixo:

$$\dot{Q}_{1,ev} = \dot{m}_{R22,ev} (h_1 - h_1') \quad (7.1)$$

ou

$$\dot{Q}_{1,ev} = \dot{m}_{w,ev} C_{pw1,ev} (T_8 - T_{a1}) \quad (7.2)$$

Onde:

$h_1$  Entalpia do vapor superaquecido na saída do evaporador.

$h_1'$  Entalpia do vapor saturado a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ )

$\dot{m}_{w,ev}, C_{pw1,ev}$  Vazão e calor específico da água região superaquecimento evaporador.

Explicitando a temperatura de saída da água da região de superaquecimento, ( $T_{a1}$ ) da equação 7.2, tem-se:

$$T_{a1} = T_8 - \frac{\dot{Q}_{1,ev}}{\dot{m}_{w,ev} C_{pw1,ev}} \quad (7.3)$$

A área da região de superaquecimento ( $A_{1,ev}$ ) é calculada a partir da taxa de transferência de calor trocada, de acordo com a seguinte equação:

$$A_{1,ev} = \frac{\dot{Q}_{1,ev}}{U \Delta T_{lm}} \quad (7.4)$$

Onde  $\Delta T_{lm}$  é a diferença média logarítmica de temperatura entre o refrigerante e a água ao longo da região de superaquecimento:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_8 - T_1) - (T_{a1} - T_{ev})}{\ln[(T_8 - T_1)/(T_{a1} - T_{ev})]} \quad (7.5)$$

Sendo que a temperatura de saída do fluido refrigerante ( $T_1$ ) é determinada a partir do grau de superaquecimento especificado, ( $T_{sq}$ ), e da temperatura de evaporação do refrigerante inicial;

$$T_1 = T_{sq} + T_{ev} \quad (7.6)$$

Ainda em relação à equação (7.4),  $U$  é o coeficiente global de troca de calor calculado com base nos coeficientes  $h_v$  e  $h_a$ , especificados nas tabelas 7.1 e 7.2.

$$U = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_v} + \frac{1}{h_a}} \quad (7.7)$$

As propriedades termodinâmicas envolvidas no cálculo dos coeficientes  $h_v$  e  $h_a$  são tomadas com base nas temperaturas do fluido na entrada e saída da região de superaquecimento.

### 7.2.3. Região de Evaporação do refrigerante – balanço de energia

Na ebulição saturada no interior de um tubo, o coeficiente de transferência de calor é afetado ao longo da região de evaporação, principalmente pela variação da temperatura da parede do tubo e pela configuração do escoamento. Pode-se distinguir, basicamente na Fig. 7.3, as configurações de escoamento e regiões de transferência de calor em função do título,  $x$ , da mistura líquido-vapor, segundo Collier (1972).

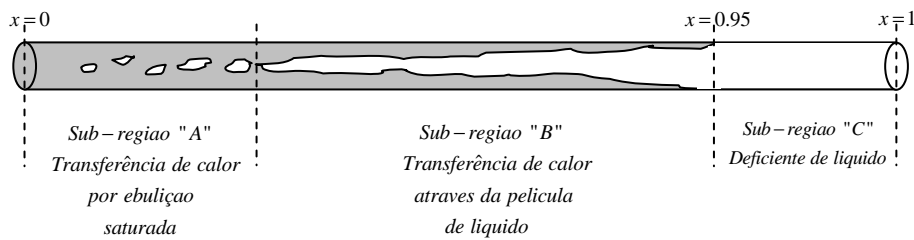


Figura 7.3 - Configuração de escoamento e regiões de transferência de calor em função do título,  $x$ .

Para valores do título acima de 0,95, o fluido encontra-se praticamente na região de secagem de parede ou região de deficiência de líquido, contendo pequenas gotas de líquido dispersas no centro do tubo. Deste modo, para efeito de transferência de calor e simplicidade da modelagem, pode-se considerar o escoamento nesta sub-região como sendo monofásico de vapor, utilizando, nesse caso a correlação de Dittus-Boelter, para o cálculo do coeficiente de troca de calor. Uma correlação experimental para estimar o coeficiente bifásico de troca de calor nas outras duas sub-regiões, mostrada na Fig. 7.2, que compreende valores do título abaixo de 0,95, e que apresentou bons resultados, foi desenvolvida por Bandarra Filho (1997).

Baseado no exposto anteriormente, o balanço de energia foi dividido em duas partes, sendo a primeira que compreende a sub-região de deficiência de líquido, denominada sub-região de transferência de calor "C". A segunda parte compreende as sub-regiões em que ocorre transferência de calor tanto por ebulição convectiva como por ebulição nucleada, denominadas "A" e "B".

#### ➤ sub-região de transferência de calor "C"

A taxa de calor trocada entre os fluidos para valores do título do refrigerante entre 0,95 e 1,0 é dado pelas seguintes equações:

$$\dot{Q}_{2C,ev} = \dot{m}_{R22,ev} (\Delta x) h_{lv} \quad (7.8)$$



ou

$$\dot{Q}_{2C,ev} = \dot{m}_{w,ev} C_{pw2c,ev} (T_{a1} - T_{a2}) \quad (7.9)$$

Explicitando a temperatura de saída da água da sub-região “C”, ( $T_{a2}$ ) da equação 7.9, tem-se:

$$T_{a2} = T_{a1} - \frac{\dot{Q}_{2C,ev}}{\dot{m}_{w,ev} C_{pw2c,ev}} \quad (7.10)$$

O calor específico da água é calculado com base na temperatura de entrada na sub-região “C”, ( $T_{a1}$ ).

A área de troca de calor foi avaliada a partir da equação que expressa a taxa de calor trocada em função do coeficiente global de troca de calor  $U$  e da diferença média logarítmica de temperatura.

$$A_{2C,ev} = \frac{\dot{Q}_{2C,ev}}{U \Delta T_{lm}} \quad (7.11)$$

Onde

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{a1} - T_{ev}) - (T_{a2} - T_{ev})}{\ln \left[ \frac{(T_{a1} - T_{ev})}{(T_{a2} - T_{ev})} \right]} \quad (7.12)$$

e

$$U = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_v} + \frac{1}{h_a}} \quad (7.13)$$

As propriedades termodinâmicas envolvidas no cálculo do coeficiente de troca de calor do refrigerante são tomadas à temperatura de evaporação,  $T_{ev}$ . Para o cálculo do

coeficiente convectivo da água,  $h_a$ , as propriedades termodinâmicas são tomadas á temperatura  $T_{a1}$

➤ *Sub-região de transferência de calor “A” e “B”*

As sub-regiões “A” e “B” estão compreendidas entre os valores do título na entrada do evaporador,  $x_e$ , e o título igual a 0,95.

$$x_e \leq x < 0,95$$

Partindo-se da entalpia da mistura líquido-vapor do refrigerante na entrada do evaporador,  $h_4$ , e da entalpia de evaporação ( $h_{lv}$ ) do refrigerante, pode-se calcular o valor do título na entrada do evaporador, de acordo com a equação 7.14. Apenas como curiosidade em sistemas de refrigeração com válvula de expansão (denominadas expansão direta) o título na entrada do evaporador, geralmente, é de 20%

$$x_e = \frac{h_4 - h_4'}{h_{lv}} \quad (7.14)$$

Onde,  $h_4'$  é a entalpia do líquido saturado avaliada na temperatura de evaporação.

Uma vez que o coeficiente de transferência de calor bifásico nas regiões de evaporação “A” e “B” depende do título, torna-se necessário efetuar o balanço térmico para um  $i$ -ésimo volume de controle, correspondente a uma diminuição do título, como se mostra na Fig. 7.4.

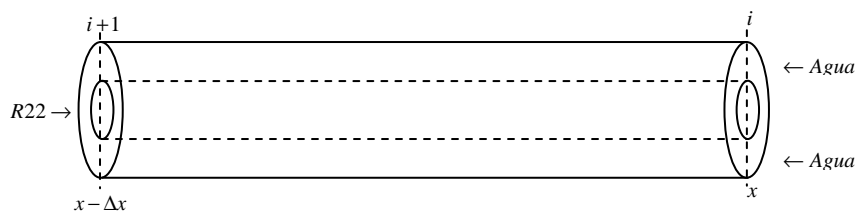


Figura 7.4 –  $i$ -ésimo volume de controle compreendido nas sub-regiões de troca de calor “A” e “B”.

Onde:

$x$  Título da mistura líquido-vapor do refrigerante na entrada do volume de controle.

$\Delta x$  Variação do título.

A taxa de transferência de calor entre os fluidos é dada então por:

$$\Delta \dot{Q}_{2AB, ev} = \dot{m}_{R22, ev} (\Delta x) h_{lv} \quad (7.15)$$

ou

$$\Delta \dot{Q}_{2AB, ev} = \dot{m}_{w, ev} C_{pw2AB, ev} (T_{a(i)} - T_{a(i+1)}) \quad (7.16)$$

Explicitando a temperatura de saída da água do volume de controle, ( $T_{a(i+1)}$ ) da equação 7.9, tem-se:

$$T_{a(i+1)} = T_{a(i)} - \frac{\dot{Q}_{2AB, ev}}{\dot{m}_{w, ev} C_{pw2AB, ev}} \quad (7.17)$$

O calor específico da água é calculado com base na temperatura de entrada no volume de controle ( $T_{a(i)}$ ).

Expressando a área de troca de calor do volume de controle em função do coeficiente global  $U$  e da média logarítmica de temperatura, temos:

$$\Delta A_{2AB, ev} = \frac{\Delta \dot{Q}_{2AB, ev}}{U \Delta T_{lm}} \quad (7.18)$$

Onde

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{a(i)} - T_{ev}) - (T_{a(i+1)} - T_{ev})}{\ln \left[ \frac{(T_{a(i)} - T_{ev})}{(T_{a(i+1)} - T_{ev})} \right]} \quad (7.19)$$

A presença de uma interface líquido-vapor, com características relativamente complexas, associadas ao mecanismo de transferência de calor com eventual evaporação na referida interface, confere à ebulição convectiva um caráter particular e difícil para uma análise dimensional nos padrões convencionais. Assim, é comum nesta área, operar com os seguintes grupos: parâmetro de Martinelli ( $X_{tt}$ ), número de ebulição ( $Bo$ ) e número de Froude ( $Fr$ ).

- *Número de Ebulição ( $Bo$ )*

Segundo Steiner e Taborek (1992), o número de ebulição, foi introduzido por Davidson em 1943, com o objetivo de incorporar os efeitos de ebulição nucleada associado ao mecanismo de formação de bolhas na superfície. Em ebulição convectiva o número de ebulição é utilizado para evidenciar a presença de bolhas no escoamento, bem como os altos fluxos de calor. A característica explícita da ocorrência de ebulição nucleada no escoamento é a influencia do coeficiente de transferência de calor. Nessas condições, é de esperar que tal mecanismo seja correlacionado por um grupo adimensional que incorpore o fluxo de calor. O numero de ebulição é definido como:

$$Bo = \frac{\phi}{G_e h_{lv}} \quad (7.20)$$

Onde

$$G_e = \frac{4\dot{m}_{R22, ev}}{\pi d_i^2} \text{ Velocidade mássica.}$$

$$h_{lv} \quad \text{Entalpia de evaporação } (h_{lv}) \text{ do refrigerante.}$$

$$\phi \quad \text{Fluxo específico de calor.}$$

- *Número de Froude ( $Fr$ )*

O número de *Froude* foi introduzido por William Froude para incorporar efeitos de superfície livre. Fisicamente, incorpora os efeitos relativos da inércia e da gravidade. É um parâmetro importante em escoamentos que envolvem uma superfície livre normal ao vetor campo gravitacional. No caso específico dos escoamentos bifásicos em dutos

horizontais, o padrão estratificado, apresentando líquido concentrado no fundo do tubo e uma interface líquido-vapor plana, exemplifica a configuração em que os efeitos de inércia e gravidade interagem, conferindo ao número de Froude significativa importância na correlação de resultados envolvendo balanços de quantidade de movimento e de energia. É interessante observar que para  $Fr$  elevados tendem a promover certa instabilidade na interface líquido-vapor, da qual podem resultar ondas. Se o número de Froude for suficientemente elevado ( $G_e$  elevado), a instabilidade pode levar à formação do padrão anular de escoamento, no qual os efeitos viscosos e de gravidade passam a interagir. Assim, condições em que  $Fr$  assume valores reduzidos devem promover padrões tipicamente estratificados, definido como:

$$Fr = \frac{G_e}{\rho_l^2 d_i g} \quad (7.21)$$

- *Parâmetro de Martinelli* ( $X_{tt}$ )

O parâmetro de Martinelli foi introduzido por Lockhart e Martinelli (1949) para caracterizar os efeitos relativos entre as fases, sendo definido como:

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (7.22)$$

No caso da ebulição convectiva, o parâmetro de Martinelli, foi introduzido com o objetivo de correlacionar os efeitos do tipo de refrigerante e da pressão, pois incorpora as propriedades do refrigerante, através das densidades e viscosidades.

Assim, através da correlação desenvolvida por Bandarra Filho (1997), calculou-se o coeficiente de transferência de calor na região de evaporação, introduzindo o número de ebulição, que incorpora os efeitos de ebulição nucleada, o número de Froude, que incorpora os efeitos de superfície livre e o parâmetro de Martinelli, portanto, a forma geral é a seguinte:

$$h_{tp} = (1 + C1Xtt^{-C2}Bo^{C3}Fr^{C4})h_i' \quad (7.23)$$

Onde  $h_i'$  é o coeficiente de transferência de calor, avaliado pela correlação de Dittus-Boelter para escoamento monofásico de líquido.

Esta correlação desenvolvida por Bandarra Filho (1997), foi empregada neste trabalho da seguinte forma:

Para  $Fr < 0.1$

$$h_{tp} = (1 + 125Xtt^{-0.65}Bo^{0.3}Fr^{0.5})h_i' \quad (7.24)$$

Para  $Fr \geq 0.1$

$$h_{tp} = (1 + 40Xtt^{-0.65}Bo^{0.3})h_i' \quad (7.25)$$

#### 7.2.4. Método solução – fluxograma do modelo do Evaporador

Partindo-se das variáveis iniciais, vazão do R22 e da água, temperatura do R22 na saída do condensador, temperatura de entrada da água no evaporador, os cálculos foram realizados para cada uma das regiões mencionadas anteriormente. Iniciando pela região de superaquecimento, foram calculadas a taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}_{1,ev}$ ), a área da região de superaquecimento ( $A_{1,ev}$ ) e a temperatura de saída da água ( $T_{a1}$ ). Prosseguido nos cálculos, passa-se para a sub-região de Evaporação “C”, onde são calculados  $\dot{Q}_{2C,ev}$ ,  $A_{2C,ev}$ ,  $T_{a2}$ . Nas regiões de evaporação “A” e “B”, são calculadas para cada volume de controle a taxa de calor  $\Delta\dot{Q}_{2AB,ev}$ , a área de troca e a temperatura da água na saída ( $T_{a(i+1)}$ ) do volume de controle. Os decaimentos do título prosseguem até que o valor de entrada,  $x_e$  seja alcançado. A taxa de transferência calor e área correspondente nas regiões “A” e “B” são dadas pela somatória de cada uma em todos os volumes de controle.

Finalmente, é feita a verificação da área da região de superaquecimento, subtraindo-se da área total do evaporador  $A_t$ , a área da região de evaporação calculada:

$A_{1,ev}' = A_t - (A_{2C,ev} + A_{2AB,ev})$ . Se a comparação entre  $A_{1,ev}'$  e  $A_{1,ev}$  não estiver dentro de uma tolerância estabelecida, inicia-se um novo processo iterativo com uma nova temperatura de evaporação, até que se alcance a precisão desejada.

As propriedades termodinâmicas do refrigerante e da água, bem como os coeficientes de troca de calor, são calculadas por sub-rotinas desenvolvidas a partir das equações especificadas nas tabelas 7.1 e 7.2.

Sub-rotinas para se calcular as propriedades termodinâmicas do R22:

- VEFV: Calcula o volume específico do vapor saturado e do superaquecido, a partir da temperatura de saturação e da temperatura do vapor.
- VEFL: Calcula o volume específico do líquido saturado e subresfriado, a partir da temperatura.
- VIFL: Calcula a viscosidade do refrigerante na fase líquida, a partir da temperatura.
- VIFV: Calcula a viscosidade do vapor saturado e superaquecido, a partir da temperatura.
- CTFL: Calcula a condutibilidade térmica do refrigerante na fase líquida, a partir da temperatura.
- CTFV: Calcula a condutibilidade térmica do vapor saturado e superaquecido, a partir da temperatura.
- ETFL: Calcula a entalpia do líquido saturado e subresfriado, a partir da temperatura.
- ETFV: Calcula a entalpia do vapor saturado, a partir da temperatura.
- ETFSA: Calcula a entalpia do vapor superaquecido a partir da temperatura e pressão.
- CPFL: Calcula o calor específico a pressão constante do líquido saturado e subresfriado, a partir da temperatura.
- CPFSA: Calcula o calor específico a pressão constante do vapor saturado e superaquecido, a partir da temperatura e pressão.
- PSATE: Calcula a pressão de saturação, a partir da temperatura.

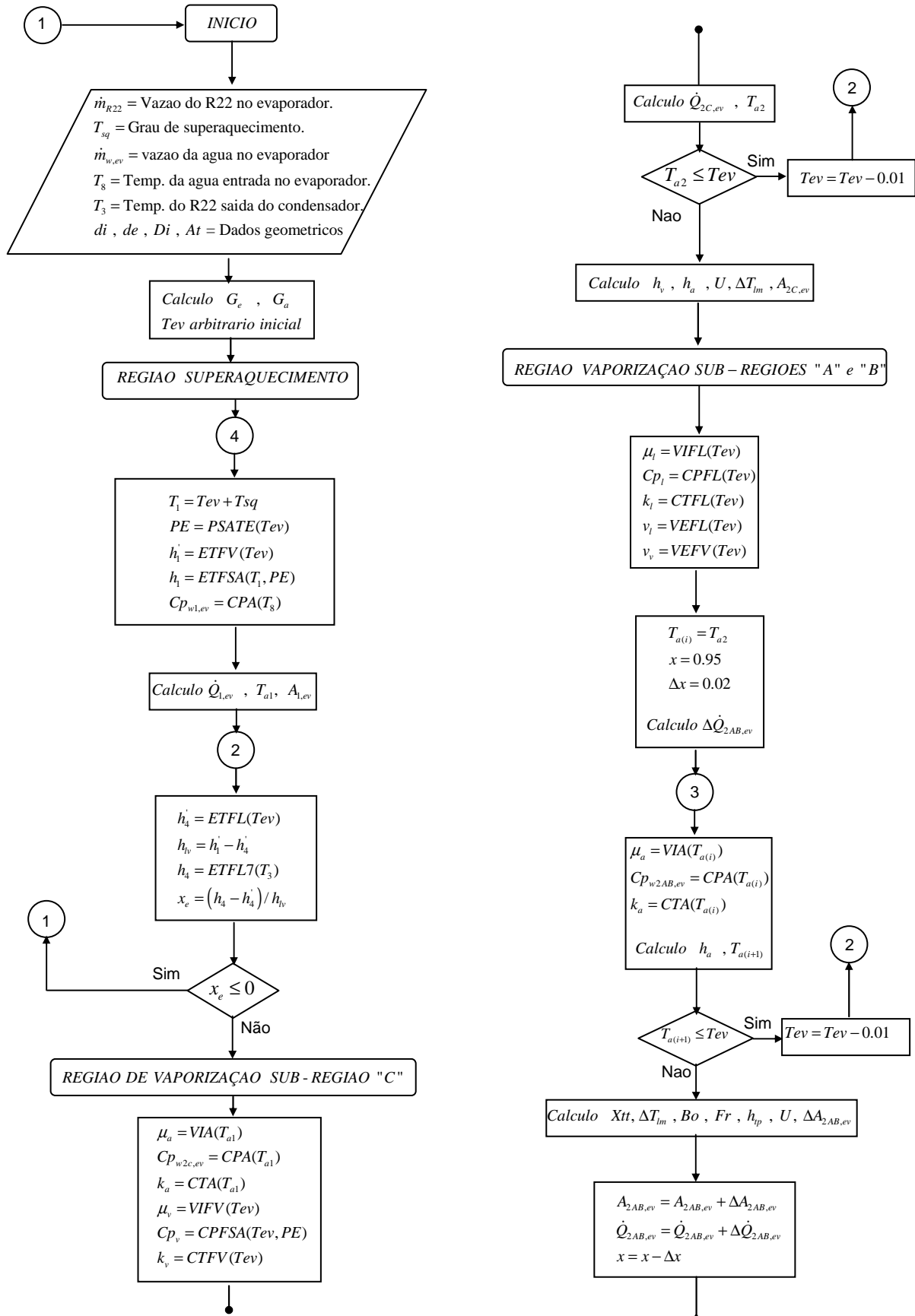
As sub-rotinas para calcular as propriedades termodinâmicas da água:

- CPA: Calcula o calor específico a pressão constante, a partir da temperatura.
- VIA: Calcula a viscosidade, a partir da temperatura.
- CTA: Calcula a condutibilidade térmica, a partir da temperatura.

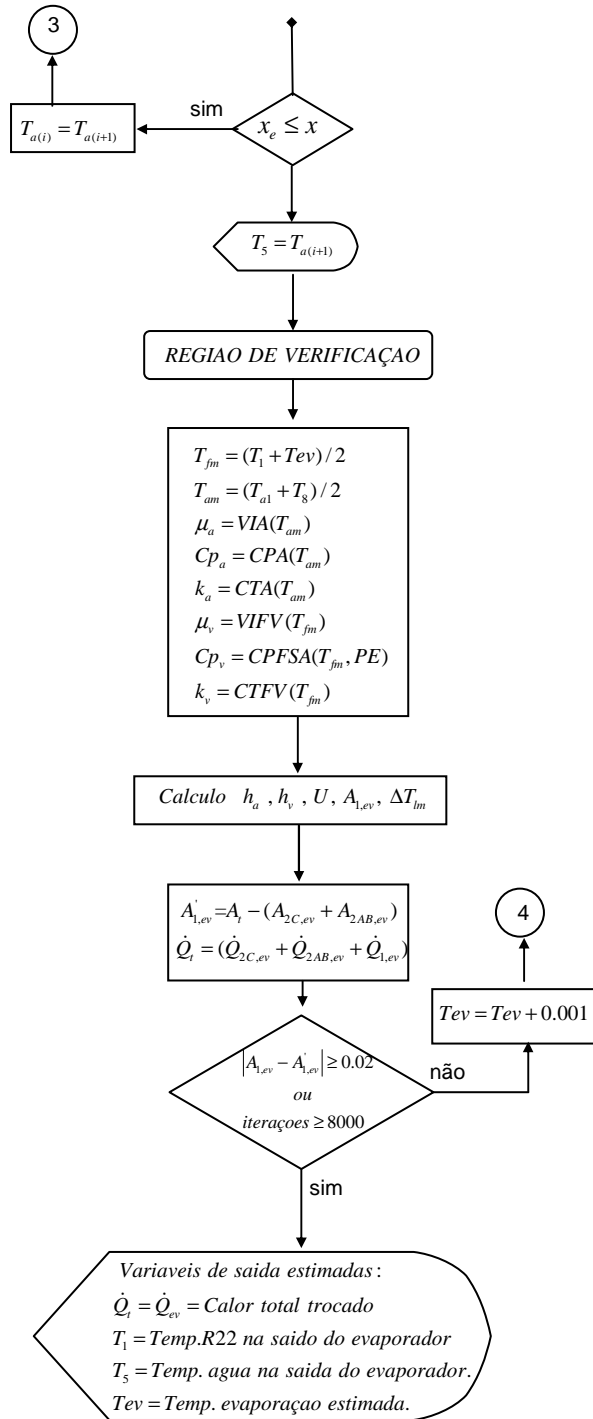
Sub-rotina para calcular o coeficiente convectivo de troca de calor de acordo com a equação de Dittus-Boelter, especificada nas tabelas 7.1 e 7.2.

- HDB: Calcula o coeficiente convectivo a partir da viscosidade, calor específico, condutibilidade térmica, vazão e diâmetro.

A seguir é apresentado o fluxograma lógico da simulação do trocador de calor Evaporador realizado no presente trabalho:







### 7.3. Modelo do compressor

Uma das principais dificuldades da utilização dos modelos encontrados na literatura é sem dúvida com relação à determinação dos parâmetros particulares do compressor. Muitos destes parâmetros são difíceis de serem estimados, obtidos com precisão. Entretanto na literatura, publicações no meio acadêmico e industrial, representam um grande numero de trabalhos que atualmente aportam ferramentas para o modelagem do compressor. Em 1993, Lebrun *et al.*, apresentaram uma proposta de modelagem para compressores alternativos, foi baseado na decomposição do processo real em vários processos hipoteticos de menor complexidade através de equações paramétricas.

Dois anos mais tarde, Silva (1995) validou experimentalmente compressores alternativos, baseado no modelo de Lebrun *et al.* (1993), representando bons resultados na sua simulação da potencia consumida com um erro relativo na ordem de 2%. Winandy et al (2001) realizaram estudos experimentais com compressores a pistão, aportando importantes características ao modelo original de Lebrun et al. (1993). Recentemente no Brasil, Oliveira (2002) apresenta uma proposta de modelagem semi-empírica para simulação transiente de compressores herméticos a pistão, utilizando um modelo de capacitância global na parede fictícia com apenas uma equação diferencial de primeira ordem.

O processo real de compressão é bastante complexo. Fatores como a inércia das válvulas, a resistência dos condutos, e trocas de calor que contribuem para o aquecimento irregular das paredes do cilindro, geram um maior índice de realismo do processo. Sendo assim, a adoção de um ciclo mecânico ideal, como pode ser observado na Fig. 7.5, compreendido por uma aspiração isobárica (A-B), uma compressão isentrópica (B-C), uma exaustão isobárica (C-D) e uma re-expansão isentrópica (D-A), permitem a modelagem da vazão volumétrica fornecida pelo compressor e que será apresentada a seguir.

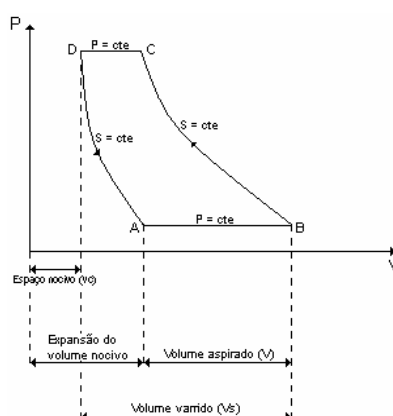


Figura 7.5 – Diagrama P x v, processo de compressão a pistão, Oliveira (2002).

### 7.3.1. Vazão Volumétrica

Seguindo o ciclo do compressor, pode-se utilizar a equação 7.26 para o cálculo do volume deslocado pelo compressor.

$$\dot{V} = \dot{V}_s - C_f \dot{V}_s \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} - 1 \right] \quad (7.26)$$

A equação anterior pode ser obtida pela substituição da equação do fator de espaço nocivo, equação 7.27, na equação da eficiência volumétrica do compressor, equação 7.28. Com isso, teoricamente, a efetividade volumétrica é dada pela equação 7.29

$$C_f = \frac{V_D}{V_B - V_D} \quad (7.27)$$

$$\eta_v = \frac{V_B - V_A}{V_B - V_D} \quad (7.28)$$

$$\eta_v = 1 - C_f \left( \frac{V_A}{V_D} - 1 \right) \quad (7.29)$$

Supondo o ciclo de compressão como sendo ideal, com um processo de re-expansão isentrópico pode-se chegar à relação da equação 7.30.

$$\frac{V_A}{V_D} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} \quad (7.30)$$

Substituindo a equação 7.30 na equação 7.29 chega-se à equação 7.31 para o cálculo da eficiência volumétrica conceitual do compressor.

$$\eta_v = 1 - C_f P_{fator} \quad (7.31)$$

Onde o termo  $P_{fator}$  é descrito pela equação 7.32.

$$P_{fator} = \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} - 1 \right] \quad (7.32)$$

Por fim, se as equações 7.32 e 7.28 forem combinadas, a equação 7.26 para o cálculo da vazão volumétrica gerada pelo compressor é obtida.

### 7.3.2. Potência consumida

A potência real consumida varia em relação à potência isentrópica consumida. Essa diferença ocorre principalmente em compressores que apresentam perdas em seu funcionamento. Os motivos dessas perdas são a ineficiências do motor elétrico e o atrito entre as partes móveis do compressor. Esses dois fatores resultam em aquecimento do compressor e do gás refrigerante através do efeito Joule. O processo de aquecimento do fluido refrigerante é denominado “*heating-up*”. As perdas eletromecânicas podem ser divididas em duas parcelas, onde a primeira é uma parcela constante e a segunda é uma parcela variável. A parte constante das perdas é denominada  $\dot{W}_{LO}$  e a parte variável das perdas é considerada linearmente proporcional à potência isentrópica consumida. Assim, um fator de perda  $\alpha$  é multiplicado pela potência isentrópica consumida a fim de se chegar ao valor dessa segunda parcela. Com isso, o total das perdas eletromecânicas é apresentado pela equação 7.33.

$$L = \dot{W}_{LO} + \alpha \dot{W}_{ISO} \quad (7.33)$$

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

$$\dot{W} = \left( \dot{W}_{LO} + \alpha \dot{W}_{ISO} \right) + \dot{W}_{ISO} \quad (7.34)$$

### 7.3.2. Identificação de parâmetros do compressor

Os parâmetros são identificados por intermédio de ajuste de dados experimentais obtidos no decorrer deste trabalho. Para o compressor ensaiado, o ajuste foi realizado por meio da equação linear, 7.35.

$$y = a + bX \quad (7.35)$$

Conforme o modelo proposto, a equação 7.36 necessária para o cálculo da potência elétrica é apresentada a seguir:

$$\dot{W} = \dot{W}_{LO} + (1 + \alpha)\dot{W}_{ISO} \quad (7.36)$$

Onde  $a = \dot{W}_{LO}$  e  $b = (1 + \alpha)$ , esses valores são obtidos pelo gráfico apresentado na Fig. 7.6:

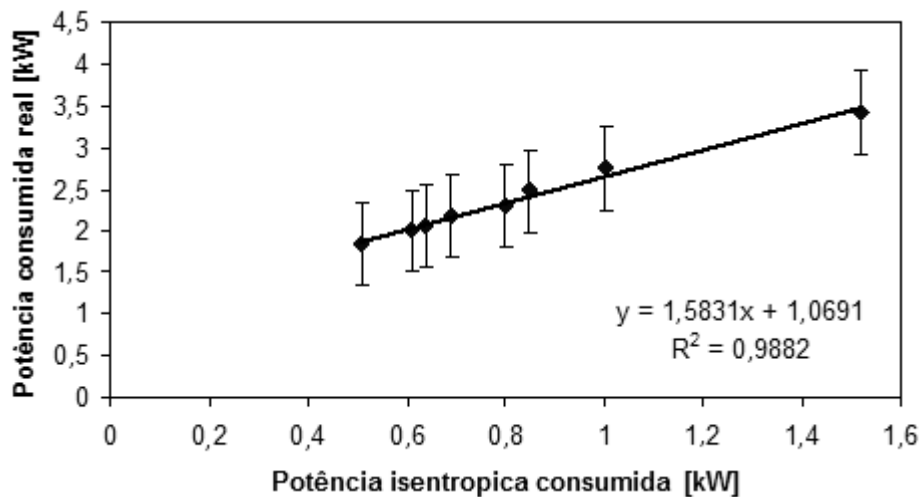


Figura 7.6 – Identificação de parâmetros para a potência consumida real por meio de uma regressão linear.

Para o ajuste de parâmetros para o cálculo da vazão volumétrica utiliza-se a equação 7.26. Para essa equação os valores  $a = \dot{V}_s$  e  $b = C_f \dot{V}_s$ , são obtidos pelo gráfico apresentado na figura 7.7.

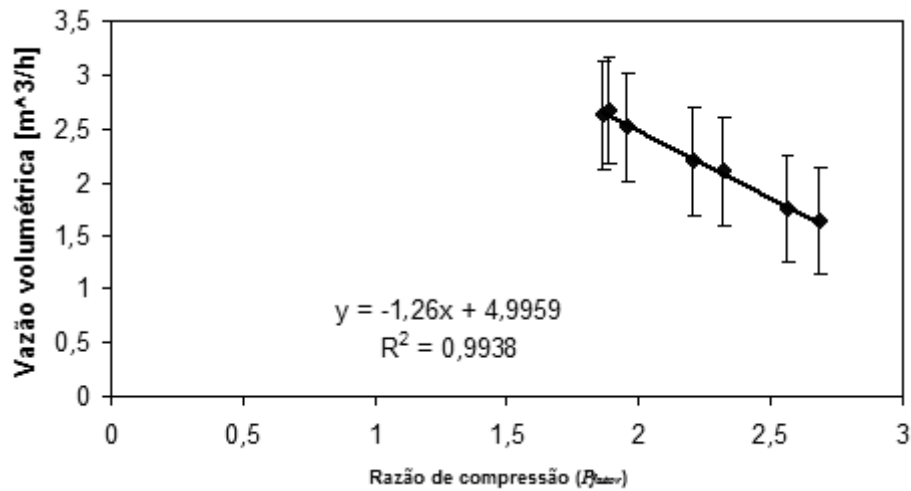


Figura 7.7 - Identificação de parâmetros para a vazão volumétrica por meio de uma regressão linear.

Os valores identificados para o compressor testado estão apresentados na seguinte tabela

Tabela 7.3 – Parâmetros identificados para o modelo do compressor

Parâmetros				$R^2$	
$\dot{W}_{LO}$ [kW]	$\alpha$	$\dot{V}_s$ [ $m^3/h$ ]	$C_f$	$\dot{W}$	$\dot{V}$
1,06	0,583	4,99	0,253	0,988	0,993

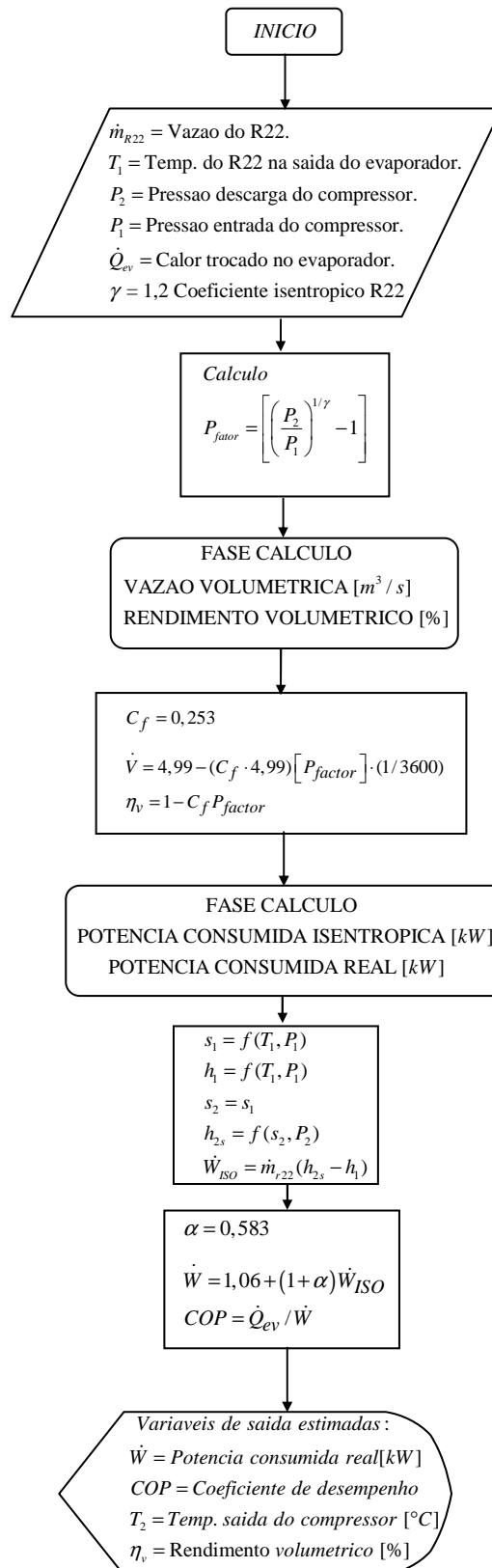
Dessa forma as equações 7.36 e 7.26, para o modelo do compressor, passam a ser indicadas pela equação 7.37 para o consumo de potência.

$$\dot{W} = 1,06 + (1 + 0,583)\dot{W}_{ISO} \quad (7.37)$$

E pela equação 7.38 para a vazão volumétrica

$$\dot{V} = 4,99 - (0,253 \cdot 4,99) \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} - 1 \right] \quad (7.38)$$

A seguir é apresentado o fluxograma lógico da simulação do compressor realizado no presente trabalho:



## 7.4. Modelo do Condensador

A física do escoamento de duas fases durante a condensação é muito complexa. A intenção do presente trabalho é manter o modelo tão simples quanto possível. Segundo trabalhos da literatura, o benefício do uso de modelos complicados é muito limitado, Rangel (2007).

Neste trabalho, o condensador é um trocador de tubos concêntricos, sendo o escoamento entre os fluidos em contracorrente. Para este tipo de trocador, o esboço da variação da temperatura do refrigerante e da temperatura da água ao longo do condensador é mostrada na figura 7.8, onde apresenta-se as três zonas de transferência de calor: uma zona de desuperaquecimento, uma zona de condensação e uma zona de subresfriamento.

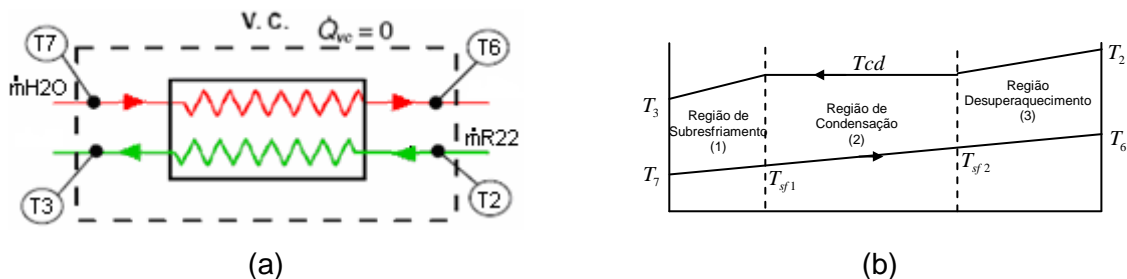


Figura 7.8 – (a) Volume de controle (V.C.) aplicado no condensador, (b) Esboço da variação das temperaturas dos fluidos ao longo do evaporador.

Foram assumidas as condições impostas ao regime de escoamento permanente e levará em conta, também, as seguintes condições:

- As perdas de calor do condensador para o ambiente são desprezadas sendo assumido que toda a troca de calor se dá entre a água e o fluido refrigerante.
- A perda de carga do fluido refrigerante ao longo do evaporador não é computada nos cálculos.
- Regime de escoamento turbulento do fluxo de água ao longo do evaporador.

### 7.4.1. Região de Subresfriamento do refrigerante – Balanço energético.

A taxa de transferência de calor trocada entre os fluidos na região de subresfriamento pode ser expressa pelas equações abaixo:

$$\dot{Q}_{1,cd} = \dot{m}_{R22,cd} C_{p1R22,cd} (T_{cd} - T_3) \quad (7.39)$$

ou



$$\dot{Q}_{1,cd} = \dot{m}_{w,cd} C_{p_{w1,cd}} (T_{sf1} - T_7) \quad (7.40)$$

Onde:

$\dot{m}_{w,cd} \cdot C_{p_{w1,cd}}$  Vazão e calor específico da água nesta região respectivamente.

$C_{p_{1R22,cd}}$  O calor específico do refrigerante na região de subresfriamento é calculado com base na média aritmética das Temperaturas de condensação ( $T_{cd}$ ) e do refrigerante na saída do condensador ( $T_3$ )

Explicitando a temperatura de saída da água da região de subresfriamento, ( $T_{sf1}$ ) da equação 7.40, tem-se:

$$T_{sf1} = T_7 + \frac{\dot{Q}_{1,cd}}{\dot{m}_{w,cd} C_{p_{w1,cd}}} \quad (7.41)$$

#### 7.4.2. Região de Condensação – Balanço energético.

A região de escoamento bifásico, que compreende os limites entre a região de vapor saturado e líquido saturado, foi considerado para o balanço.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção depende, inicialmente, se ocorrerá ou não mudança de fase no interior do tubo, além dos fatores geométricos da construção dos trocadores.

Nesta região bifásica, o coeficiente de transferência de calor do refrigerante foi determinado utilizando-se a correlação de Kern (1980).

$$h_i = 13,8 \left( \frac{k_{2R22}}{D_i} \right) \left( C_{p_{2R22}} \cdot \frac{\mu_{2R22}}{k_{2R22}} \right)^{(1/3)} \left( \frac{\Delta h_{lg}}{0,75 \cdot C_{p_{2R22}} (T_{cd} - T_3)} \right)^{(1/6)} \left( D_i \cdot \frac{G_e}{\mu_{2R22}} \cdot \left( \frac{\rho_{2R22,liq}}{\rho_{2R22,gas}} \right)^{(1/2)} \right)^{(1/5)} \quad (7.42)$$

Onde, através do coeficiente de transferência de calor do refrigerante na região de condensação, e com o coeficiente convectivo de troca de calor para a água, calcula-se, o coeficiente global de transferência de calor pela unidade da área ( $UA_{2cal}$ ).

Permitindo assim, através de balanço da taxa de transferência de calor entre os fluidos na região de condensação, expressadas pelas equações abaixo:

$$\dot{Q}_{2,cd} = \dot{m}_{w,cd} \cdot C_{p_{w2,cd}} \cdot (T_{sf2} - T_{sf1}) \quad (7.43)$$

ou

$$\dot{Q}_{2,cd} = UA_{2cal} \cdot \frac{T_{sf2} - T_{sf1}}{\text{Ln} \left( \frac{T_{cd} - T_{sf1}}{T_{cd} - T_{sf2}} \right)} \quad (7.44)$$

Portanto, calcula-se explicitamente a temperatura de saída da água da região de condensação, ( $T_{sf2}$ ).

#### 7.4.3. Região de Desuperaquecimento – Balanço energético.

Para uma região por definição monofásica, o coeficiente de transferência de calor para o refrigerante será dado pela equação de Dittus – Boelter:

$$h_{i3} = 0,023 \left( \frac{k_{3R22}}{D_i} \right) (\text{Re}_{3R22})^{0,8} (\text{Pr}_{3R22})^{0,3} \quad (7.45)$$

Obtendo-se o valor do coeficiente global de transferência de calor pela unidade desta região ( $UA_{3cal}$ ), através da seguinte equação:

$$UA_{3cal} = \frac{1}{\frac{1}{h_{i3}A_i} + \frac{\text{Ln} \left[ \frac{d_i + z}{d_i} \right]}{2\pi \cdot k_{3R22} \cdot L} + \frac{1}{h_{e3w}A_e}} \quad (7.46)$$

Onde

- $z$  Espessura tubo interior de cobre do trocador condensador
- $h_{e3w}$  Coeficiente convectivo de troca de calor para a água região desuperaquecimento.
- $L$  Comprimento do trocador de calor condensador.

Fazendo o balanço térmico para esta região de transferência de calor, tem-se:

$$\dot{Q}_{3,cd} = \dot{m}_{w,cd} \cdot Cp_{3w,cd} \cdot (T_6 - T_{sf2}) \quad (7.47)$$

ou

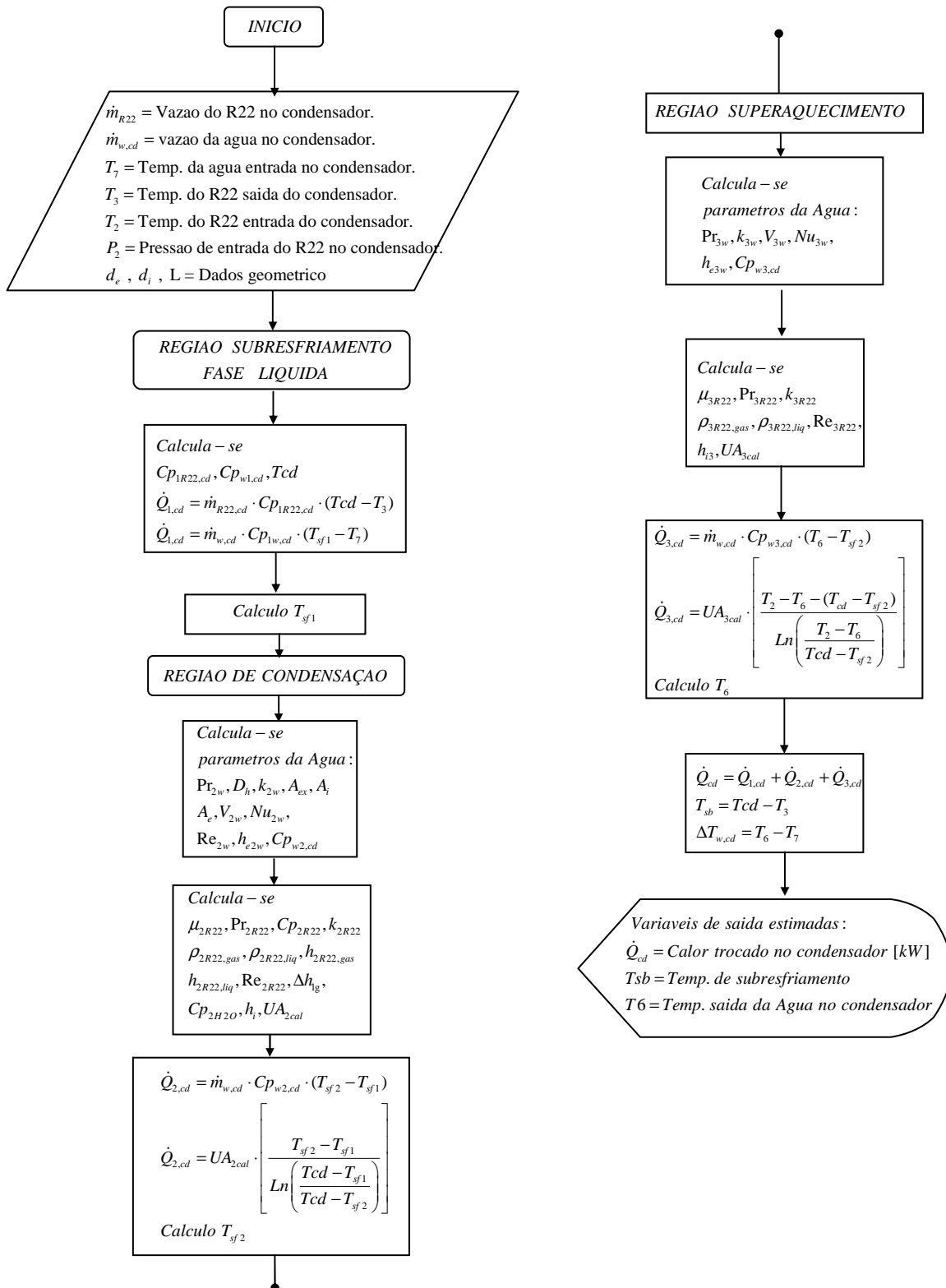
$$\dot{Q}_{3,cd} = UA_{3cal} \cdot \frac{T_2 - T_6 - (Tcd - T_{sf2})}{Ln\left(\frac{T_2 - T_6}{Tcd - T_{sf2}}\right)} \quad (7.48)$$

Portanto, calcula-se explicitamente a temperatura de saída da água da região de desuperaquecimento, ( $T_6$ ).

Finalmente, a somatória das parcelas de transferência de calor, tem como resultado o calor trocado total no condensador, através da seguinte equação.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{1,cd} + \dot{Q}_{2,cd} + \dot{Q}_{3,cd} \quad (7.49)$$

A seguir é apresentado o fluxograma lógico da simulação do condensador realizado no presente trabalho:



## 7.5. Resultados e Comparações.

Todos os gráficos levantados nesta seção, referentes ao evaporador, condensador e compressor, foram obtidos baseando-se nas informações experimentais registradas nas baterias de ensaios apresentados anteriormente. Para as Fig. 7.9 e 7.10 referentes à primeira e segunda bateria respectivamente, o grau de superaquecimento foi controlado desde 27°C até 7°C, para a primeira bateria, e de 26°C até 6,9°C, para a segunda bateria, com as mesmas condições de trabalho, temperatura de entrada da água no evaporador ( $T_8$ ) igual a 24°C e uma vazão da água no evaporador igual a 0,23 kg/s. Os resultados obtidos com a simulação foram compatíveis com os ensaios experimentais. Na Fig. 7.9, para os valores calculados pelo modelo, foi verificado um máximo erro relativo em relação aos valores experimentais da capacidade de refrigeração de 18,2% e para a temperatura do refrigerante na saída do evaporador em 11,6%, especificamente para a primeira bateria. Já para a segunda bateria, como pode ser observado na Fig. 7.10, os resultados da simulação e experimentais apresentaram boa concordância, especialmente, em relação a capacidade de refrigeração. A temperatura de evaporação foi estabilizada na ordem de 9°C, tanto na simulação quanto experimental, para as duas baterias. A variação do COP, potência consumida e calor trocado no condensador, são apresentados na Fig. 7.11. É possível notar máximos erros relativos entre o valor estimado e o experimental do COP, na ordem de 12,3% para a primeira bateria e 15,3% para a segunda bateria.

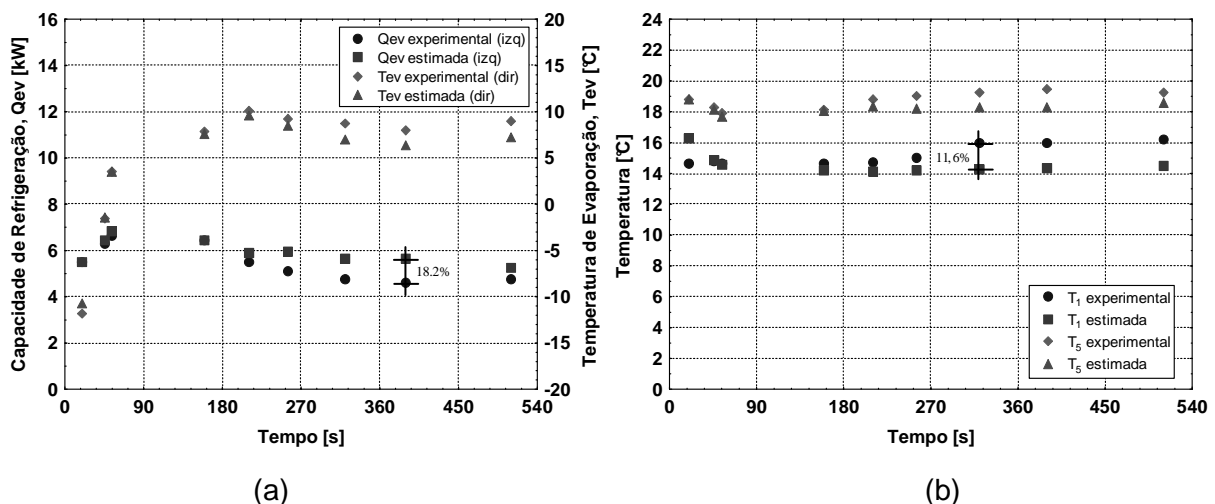


Figura 7.9 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais da primeira bateria: (a) Capacidade de refrigeração, ( $\dot{Q}_{ev}$ ), e Temperatura de evaporação, ( $T_{ev}$ ); (b) Temperatura da água na saída, ( $T_5$ ), e Temperatura do refrigerante na saída, ( $T_1$ ), do evaporador.

Um aumento na ordem de 460 W para a capacidade de refrigeração foi encontrado para os resultados obtidos pela simulação, para segunda bateria, como se observa na Fig. 7.10a, valor reduzido em comparação ao aumento registrado de 930W, na capacidade de refrigeração obtida experimentalmente para a mesma bateria de ensaio.

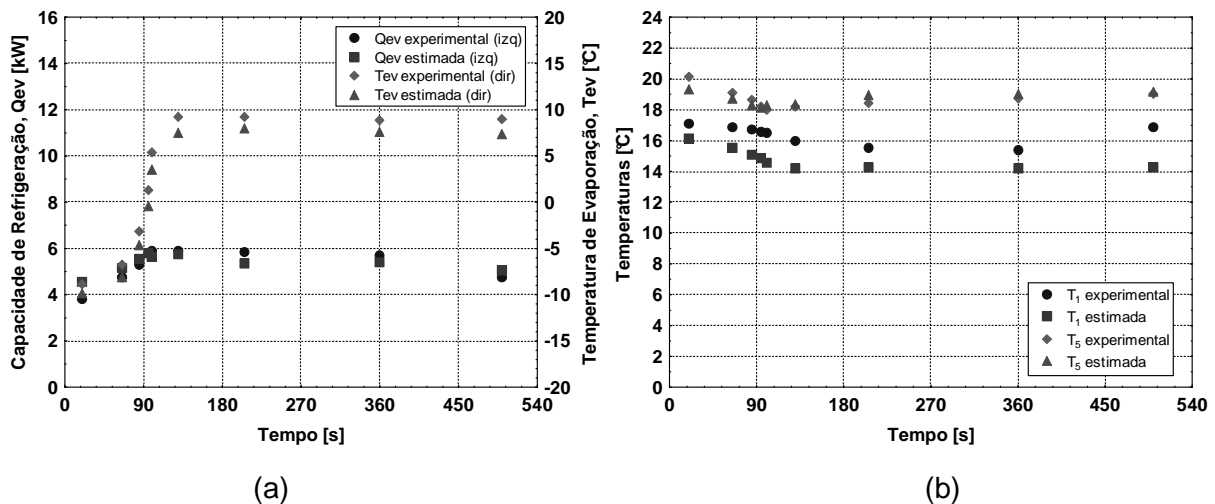


Figura 7.10 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais da segunda bateria: (a) Capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e Temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ); (b) Temperatura da água na saída ( $T_5$ ) e Temperatura do refrigerante na saída ( $T_1$ ) do evaporador.

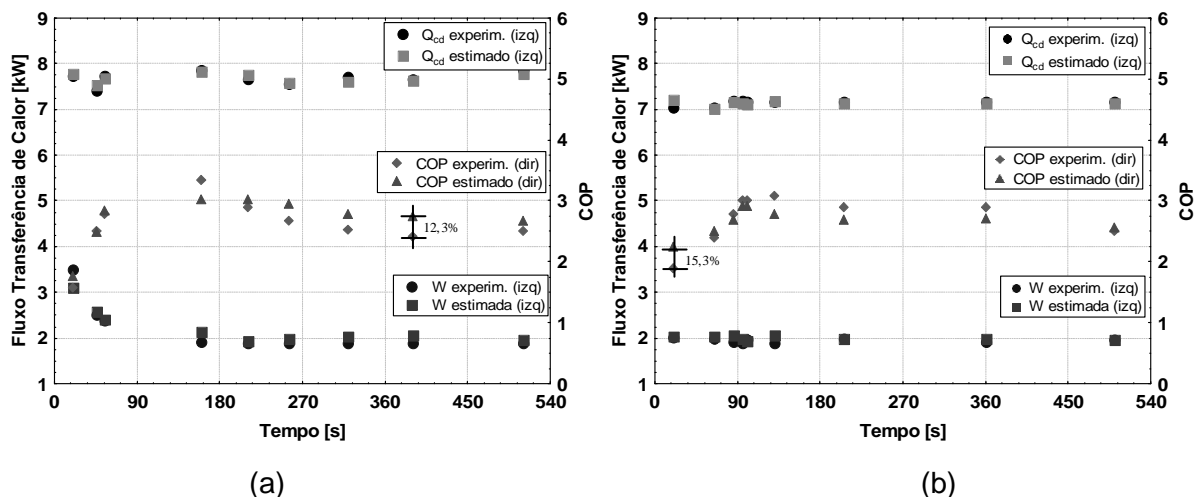


Figura 7.11 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais do Coeficiente de Eficácia ( $COP$ ), Potência consumida ( $\dot{W}$ ), Calor Trocado no condensador ( $\dot{Q}_{cd}$ ): (a) Primeira Bateria; (b) Segunda Bateria.

As figuras 7.12 e 7.13, que apresentam os resultados relativos das terceira e quarta bateria, onde o grau de superaquecimento foi regulado desde 23°C até 3,01°C para a terceira bateria, e de 24,9°C até os 2,5°C para a quarta bateria. Entretanto, com uma temperatura de entrada da água no evaporador ( $T_8$ ) igual a 22°C e uma vazão da água no evaporador igual a 0,23 kg/s constantes.

Um parâmetro importante é a temperatura de evaporação do refrigerante. A Fig. 7.12 mostra a variação da temperatura de evaporação à medida que o grau de superaquecimento ficou estável. Verificou-se em relação à faixa de dados experimentais obtidos um erro relativo máximo de 18,3%, durante os primeiros 90 segundos, e ao final da simulação o erro tornou-se nulo, pela convergência por parte da temperatura tanto na simulação como experimental.

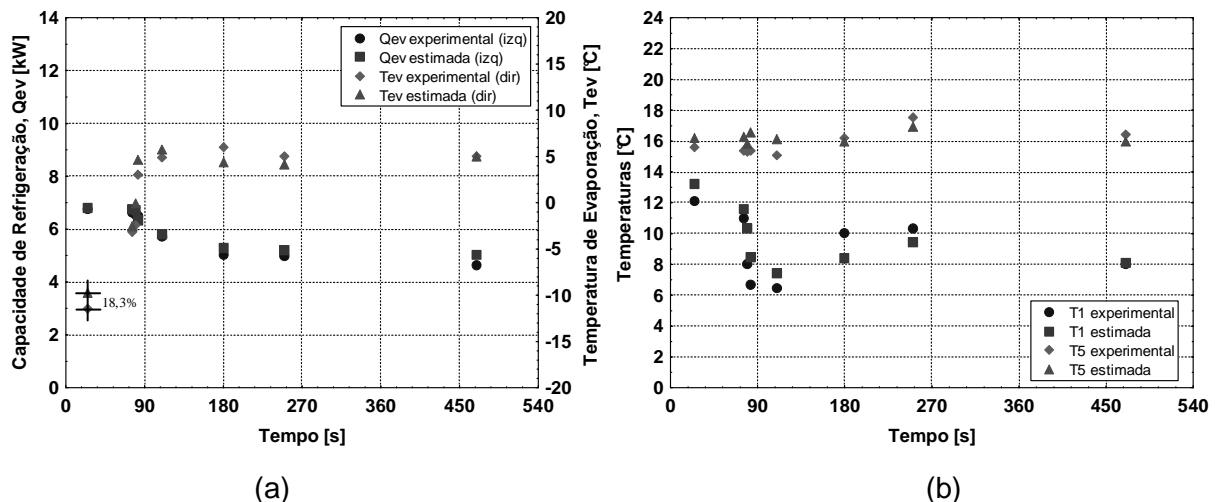


Figura 7.12 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais da terceira bateria: (a) Capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e Temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ); (b) Temperatura da água na saída ( $T_5$ ) e Temperatura do refrigerante na saída ( $T_1$ ) do evaporador.

A Fig. 7.14 mostra a variação do COP, potência consumida e do calor trocador no evaporador para a terceira e quarta bateria. Registrou-se um erro relativo máximo de 10,1%, durante os primeiros 100 segundos para o COP da quarta bateria, como pode ser observado na Fig. 7.14b. Por outro lado, ao final da simulação o erro tornou-se mínimo, convergência entre a simulação e o experimental para os diferentes parâmetros estudados especificamente na terceira bateria.

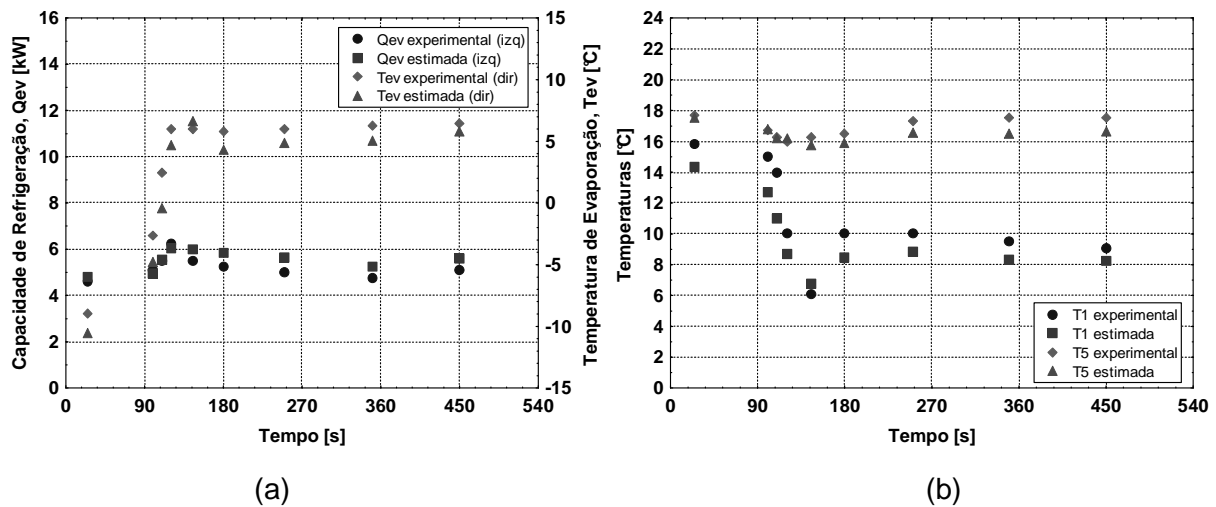


Figura 7.13 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais da quarta bateria: (a) Capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e Temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ); (b) Temperatura da água na saída ( $T5$ ) e Temperatura do refrigerante na saída ( $T1$ ) do evaporador.

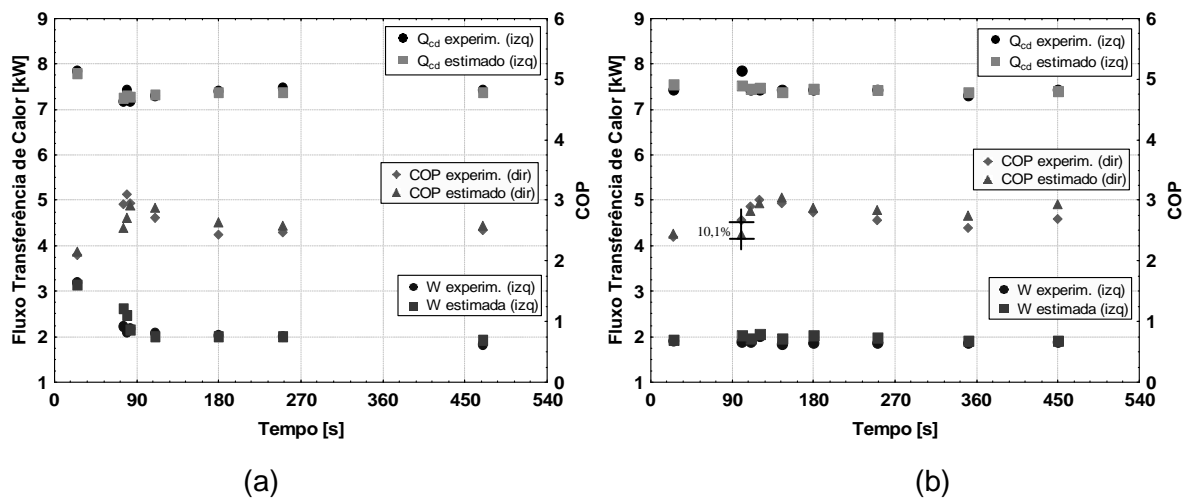


Figura 7.14 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais do coeficiente de Eficácia ( $COP$ ), Potência consumida ( $\dot{W}$ ), Calor Trocado no condensador ( $\dot{Q}_{cd}$ ): (a) Terceira Bateria; (b) Quarta Bateria.

Finalmente, para as quatro últimas baterias, foram simuladas às mesmas condições de trabalho pré-estabelecidas nos capítulos anteriores. Nas figuras 7.15 e 7.16, referentes à quinta e sexta baterias, respectivamente, o grau de superaquecimento foi controlado de 24°C até 7°C, para a quinta bateria, e de 30°C até os 7,4°C, para a sexta bateria, com uma temperatura de entrada da água no evaporador, ( $T8$ ), igual a 24°C e uma vazão da água no evaporador igual a 0,23 kg/s, constantes. Os resultados obtidos com a simulação mostraram



boa concordância em proporcionar informação estimada com respeito aos os ensaios experimentais. Observou-se para os valores calculados pelo modelo um erro máximo relativo, em relação aos valores experimentais, para a capacidade de refrigeração de 13,7% para a quinta bateria. A temperatura de evaporação ficou estabilizada em 9°C, tanto para a simulação como no experimental referente para estas baterias.

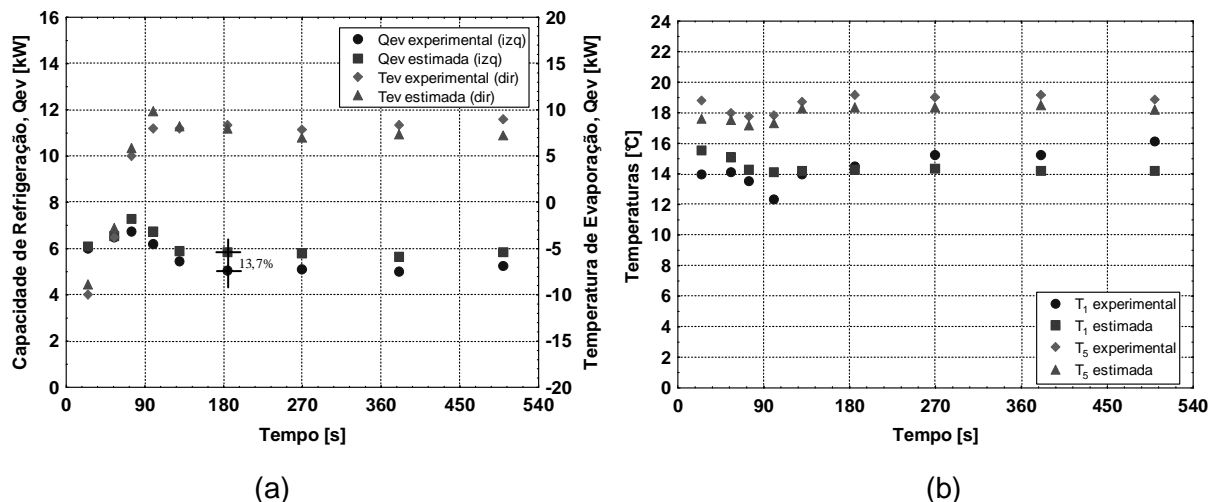


Figura 7.15 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais da quinta bateria: (a) Capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e Temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ); (b) Temperatura da água na saída ( $T_5$ ) e Temperatura do refrigerante na saída ( $T_1$ ) do evaporador.

Na sexta bateria, Fig. 7.16 os resultados obtidos da simulação apresentaram boa concordância com os obtidos experimentalmente. A capacidade de refrigeração apresentou um erro relativo máximo na ordem de 9,2% e para os demais dados termodinâmicos comparados, observou-se a convergência durante toda a execução da bateria, nos intervalos transitórios e em regime estável, além de uma minimização do erro presente em baterias anteriores. Na Fig. 7.17 são apresentados os valores estimados da simulação comparados com os valores experimentais do coeficiente de eficácia, potência consumida pelo compressor e o calor trocado no condensador, das quinta e sexta bateria.

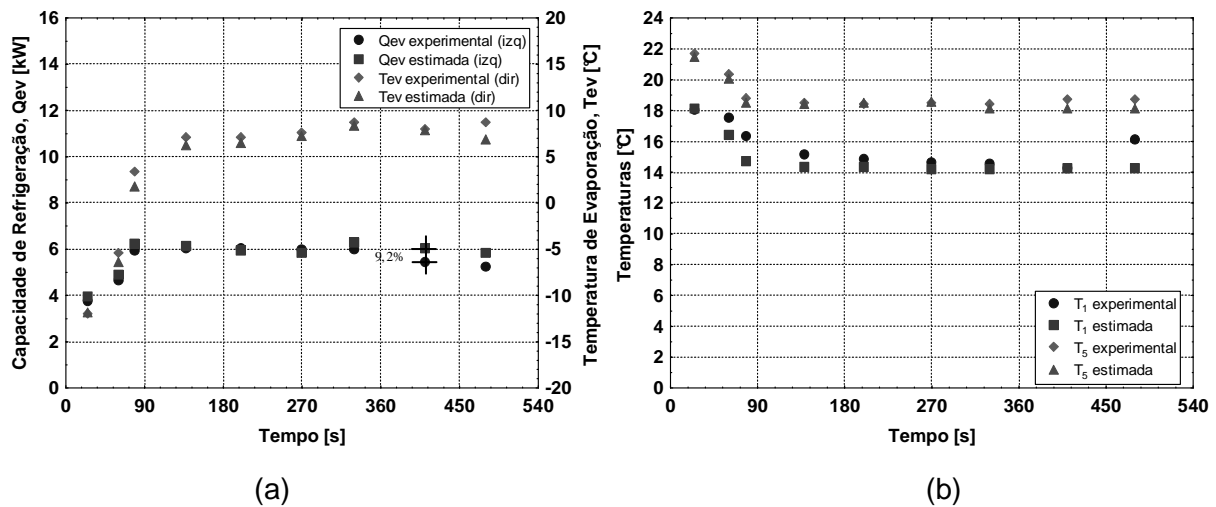


Figura 7.16 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais na sexta bateria: (a) Capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e Temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ); (b) Temperatura da água na saída ( $T_5$ ) e Temperatura do refrigerante na saída ( $T_1$ ) do evaporador.

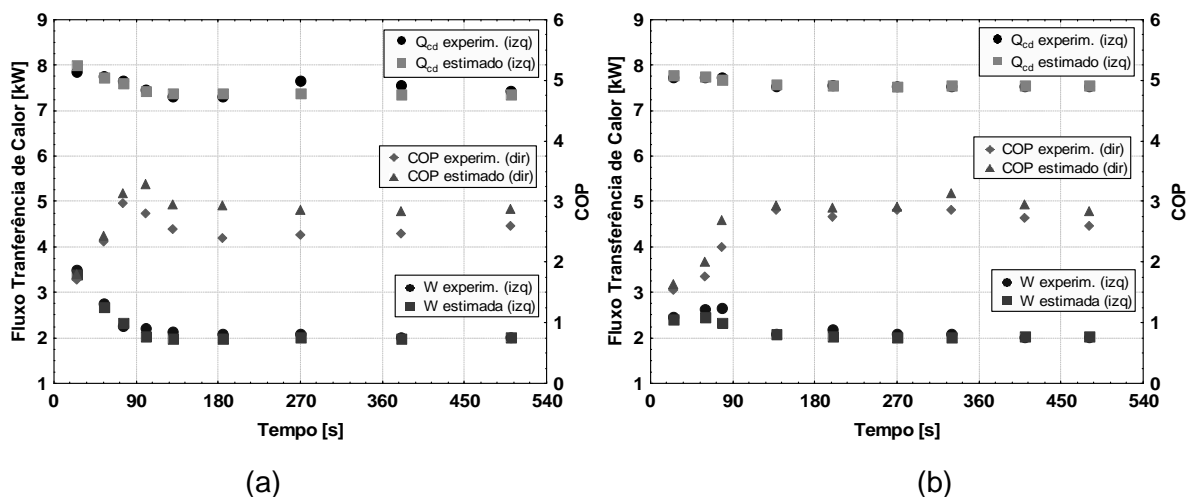


Figura 7.17 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais do coeficiente de Eficácia ( $COP$ ), Potência consumida ( $\dot{W}$ ), Calor Trocado no condensador ( $\dot{Q}_{cd}$ ): (a) Quinta Bateria; (b) Sexta Bateria.

As Figuras 7.18 e 7.19 são referentes ao ajuste do grau de superaquecimento de 27,8°C até 2°C para a sétima bateria, e de 25°C até 2,2°C para a oitava bateria respectivamente. Os valores estimados apresentam uma coerência com os dados experimentais em relação à capacidade de refrigeração, temperatura de evaporação e temperatura da água na saída do evaporador. A capacidade de refrigeração, obtida através da simulação, para a sétima bateria, foi de 6,22 kW representando um erro relativo de 1,6% em comparação ao resultado obtido experimentalmente. A temperatura de evaporação, após 180 segundos, foi registrada na simulação na ordem de 5,74°C e na parte

experimental de 6°C, representando um erro relativo de 4,3%. Resultados com excelente convergência entre o experimental e simulado, também foram registrados na oitava bateria, onde a temperatura da água na saída do evaporador foi registrada, em regime estável, na faixa de 14,7°C, simulado, e pela parte experimental I, de 15°C, como observado na Fig. 7.19.

A variação do COP, a potência consumida e calor trocado no condensador, são apresentados na Fig. 7.20, onde é possível perceber um máximo erro relativo entre o valor estimado e o experimental do COP, na ordem de 17,5% para a oitava bateria em comparação com a sétima bateria, que apresentou um máximo erro relativo de 13% com tempo de 190 segundos.

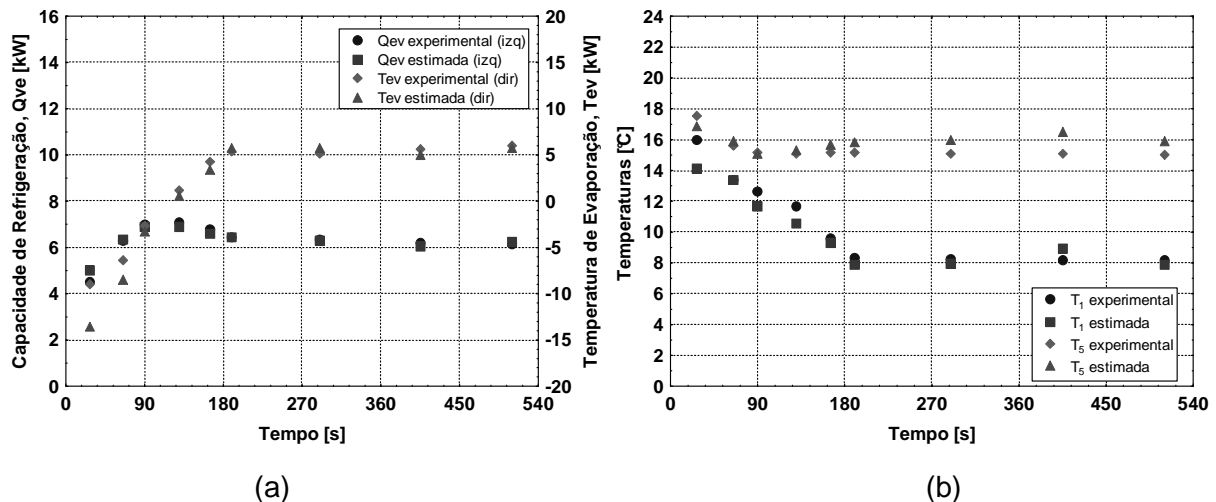


Figura 7.18 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais da sétima bateria: (a) Capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e Temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ); (b) Temperatura da água na saída ( $T_5$ ) e Temperatura do refrigerante na saída ( $T_1$ ) do evaporador.

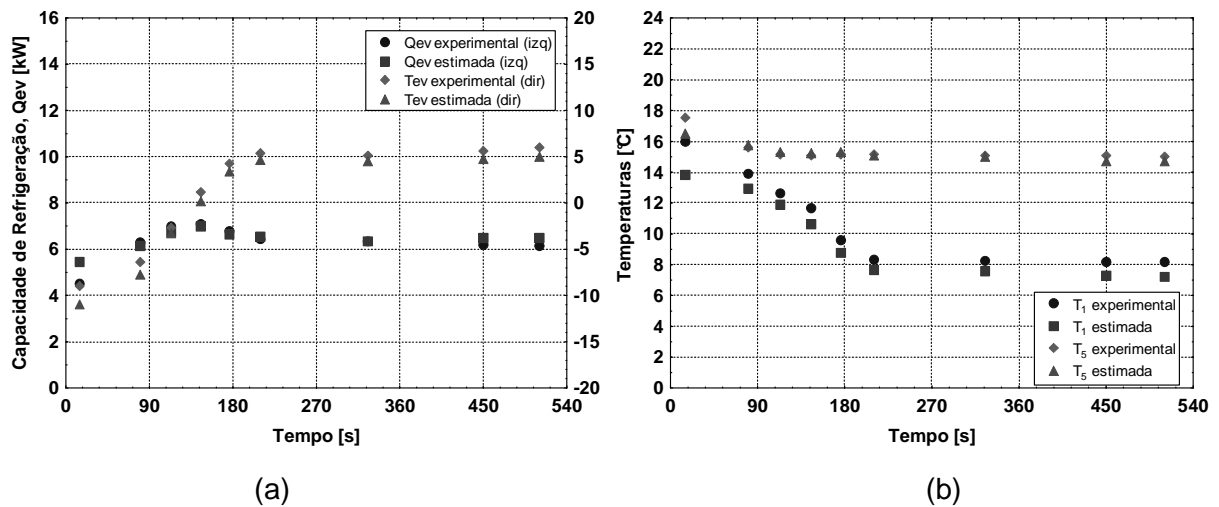


Figura 7.19 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais da oitava bateria: (a) Capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e Temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ); (b) Temperatura da água na saída ( $T_5$ ) e Temperatura do refrigerante na saída ( $T_1$ ).

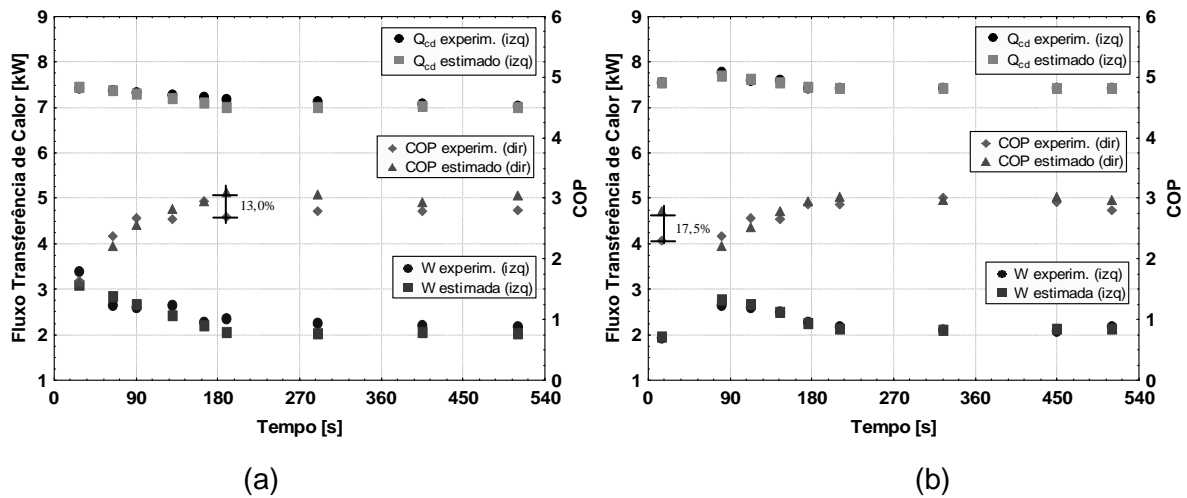


Figura 7.20 - Comparação dos resultados estimados versus experimentais do coeficiente de Eficácia ( $COP$ ), Potência consumida ( $\dot{W}$ ), Calor Trocado no condensador ( $\dot{Q}_{cd}$ ): (a) Sétima Bateria; (b) Oitava Bateria.



## CAPÍTULO VIII

### CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

#### ***Nível de projeto eletrônico e de aquisição:***

O software desenvolvido e implementado apresentou uma interface amigável (Homem/Máquina) que permitiu ao usuário monitorar “on-line” o sistema de refrigeração, que pode ser acessado de maneira confiável em uma rede local ou industrial, levando em consideração os protocolos de comunicação (*Rslinx*, *OPServer*), que facilitaram a comunicação com o CLP.

No projeto e montagem dos condicionadores de sinais, foi levada em consideração a escolha apropriada dos amplificadores operacionais de instrumentação (INA125 e INA111), que apresentou um comportamento linear com a grandeza física medida. Além disso, os condicionadores garantiram, ainda, uma proteção aos sensores regulando a corrente de alimentação a partir de uma voltagem fixa, proporcionado pelo circuito integrado e, também, permitiu a eliminação de ruídos que afetavam a aquisição de dados.

Foi construído um sistema eletrônico para controle do mecanismo de atuação da válvula de expansão que oferece uma boa flexibilidade no controle do grau de superaquecimento, representando uma opção eficiente e de baixo custo.

#### ***Nível Simulação:***

As correlações empregadas para se calcular os coeficientes convectivos de transferência de calor do R-22 e da água, em especial o coeficiente de transferência de calor bifásico para evaporação do refrigerante, apresentaram boa precisão, em relação aos resultados obtidos para os principais parâmetros do modelo no evaporador.

As equações desenvolvidas para o cálculo das propriedades termodinâmicas do R22 e da água foram obtidos por regressão de dados tabelados, não comprometendo, significativamente, a precisão dos resultados obtidos.

Os modelos mostraram capacidade para simular o funcionamento dos diferentes componentes Evaporador, compressor, condensador sob diversas condições de trabalho. Sua aplicação pode ser imediata em projetos e/ou sistemas de simulação que envolve sistemas de refrigeração desse porte.

### ***Nível Experimental:***

A aplicação de ferramentas, relativas ao planejamentos de experimentos, proporcionou a análise de resultados de maneira objetiva. O delineamento experimental foi tratado da forma mais simples possível, de maneira a reconhecer a dinâmica do sistema como um processo interativo de variáveis.

Significativas variações da temperatura de evaporação foram observadas manipulando-se as freqüências de rotação do compressor (FRE) e a abertura da válvula de expansão eletrônica (VEE), concluindo-se que estas variáveis, podem compor satisfatoriamente uma malha de controle SIMO para a temperatura de evaporação.

Os dispositivos de expansão, tais como as válvulas de expansão, tem um papel fundamental no quesito eficiencia energetica e aplicações com compressores de velocidade variável. Assim, o rendimento do sistema com dispositivos convencionais e eletrônicos permitem o estudo com novas alternativas na utilização de refrigerantes.

Mudanças na velocidade do compressor permitem que o sistema opere adequadamente a diferentes condições de trabalho.

Foi implementado um modelo para o controle do grau de superaquecimento controlando simultaneamente a abertura da válvula de expansão eletrônica ETS25 e a freqüência de rotação do compressor, aproveitando as vantagens oferecidas pelos controladores fuzzy.

A estratégia de controle garantiu boa estabilidade ao sistema. Observou-se um ótimo desempenho do controlador em manter o mínimo grau de superaquecimento do refrigerante R22 num nível desejado e com um erro mínimo aceitável.

A partir de dados de fabricantes dos compressores, se permitiu a possibilidade de estabelecer estruturas de controle heurísticamente quando não se tem modelos matemáticos disponíveis.

Num análise global, foi identificado um aumento do coeficiente de eficácia COP, ligado a altos coeficientes de transferência de calor (UA) no evaporador pela influência do controlador fuzzy no sistema.

A importância em guiar trajetórias do controlador, permitiu ajustar o grau de superaquecimento percorrendo diretamente regiões de máximo COP, experimentando sempre o melhor caminho na temperatura de evaporação e maximizando o coeficiente global de transferência de calor na ordem de 0,40 kW/°C a baixas frequências entre 35 Hz e 40 Hz, sendo ótimas condições de trabalho para esta bancada experimental.

Finalmente, o fato de se aplicar o variador de frequência neste sistema como ferramenta de automação permitiu uma economia de energia elétrica anual, além da redução de custos e maior confiabilidade em relação ao uso do sistema, favorecendo o retorno do investimento em um curto espaço de tempo.

#### ***Recomendações futuras:***

O emprego de controladores lógicos programáveis (CLP) especialmente programados para tratamento de sinais analógicas e digitais neste tipo de aplicação é uma área que merece investigação futura.

Para o futuro, sugere-se também investigar a aplicação desta técnica de controle em sistemas eletrônicos embutidos. Os estudos devem evoluir na perspectiva de ampliar também o uso de sensores/atuadores neste tipo de problema.

Um desdobramento natural e evidente deste trabalho coloca à disposição a aprendizagem e treinamento das diferentes aplicações da automação junto com estratégias de controle selecionadas objetivamente em qualquer plano educacional e industrial.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBERNETHY R.B., THOMPSON, J.W, Uncertainties in gas turbine measurements, ISA I-483-3, 1980.

ALLAN BRADLEY COMPANY INC. SLC 500 Analog Input Modules Installation Instructions. Edição 1746-IN001B-US-P, Dezembro 1999, 20p. Disponível em [http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/in/1746-in001\\_-en-p.pdf](http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/in/1746-in001_-en-p.pdf).

ALLAN BRADLEY COMPANY INC. SLC 500 Digital I/O Modules Installation Instructions. Edição 1746-INO27A-EN-P, Setembro 2003, 44p. Disponível em [http://literature.rockwellautomations.com/idc/groups/literature/documents/in/1746-in027\\_-en-p.pdf](http://literature.rockwellautomations.com/idc/groups/literature/documents/in/1746-in027_-en-p.pdf).

ALLAN BRADLEY COMPANY INC. Instruction set reference plc-5 programming software. Edição 1747-RM001C-EN-P, Setembro 2001, 582p. Disponível em [www.canadu.com/lp/pdf/1747-rm001c-en-p.pdf](http://www.canadu.com/lp/pdf/1747-rm001c-en-p.pdf).

AL-ASSADI S.A.K, PATEL R.V. Robust decentralized control of HVAC systems using H1-performance measures. Department of Electrical and Computer Engineering, Western Ontario University, Canada.

APREA C, MASTRULLO R, RENNO C. Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed. Applied Thermal Engineering, Italia, v. 26, p.983–992, 2006.

APREA C, MASTRULLO R, RENNO C. An analysis of the performances of a vapour compression plant working both as a water chiller and a heat pump using R22 and R417A. Applied Thermal Engineering. Italia, p. 487–499, Abril 2004.

AARON D.A, P.A. DOMANSKI, Experimentation, analysis, and correlation of R-22 flow through short tube restrictors, ASHRAE Trans v.96(1), 1990, p.729-742.

BANDARRA F. ENIO, Estudo da Transferência de Calor em ebulição convectiva de refrigerantes halogenados em tubos horizontais. 1997, 146f. Tese de Mestrado – Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo. SP, Brasil.

BARROS NETO, B., SCARMINIO, I.S., BRUNS, R.E., Planejamento e Otimização de Experimentos, Editora da Unicamp, Campinas, 1995, 299p.

BERTIL T, MOHSEN S.M, PER FAHLE´N. Feed-forward in temperature control of buildings. Building Services Engineering, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden.

BITZER INTERNATIONAL. Compressores a pistão semi-hermetico, publicação KP-105-4, São Paulo, 32p, Fevereiro 2004. Disponível em <http://www.bitzer.de/doc/k/kp-105-4.pdf>.

BITZER INTERNATIONAL. Software de selecionamento compressores Bitzer 4.0.2, Abril 2004. Disponível em <http://www.bitzer.com.br/htmls/inicio.htm>.

BORJA, T. J. A. Automatização e controle inteligente on-line de sistemas de refrigeração utilizando redes neurais artificiais. 2006. 124p. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

BOX G.E.P., DRAPER N.R. Empirical Model-Building and Response Surfaces, 1 ed, John Wiley & Sons, 1987, 650p.

BOX G.E.P., HUNTER W.G., HUNTER J.S. Statistics for Experimenters, 1 ed, John Wiley & Sons, 1978, 690p.

BRAUN J.E, KLEIN S.A, BECKMAN W.A, MITCHELL J.W, Methodologies for optimal control of chilled water systems without storage, ASHRAE Transactions v.95, 1989, p.652-662.

BRAUN J.E, Reducing energy costs and peak electrical demand through optimal control of building thermal storage, ASHRAE Transactions v.96, 1990, p.876-888.

CABRAL R.B. Adaptação Computacional de Sistemas de Inferência fuzzy: um caso aplicado. 1994. 88f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

CARDENAS, N.I. O Uso de Controladores Fuzzy Adaptativos, implementados em microcontroladores, no controle de vibrações de sistemas mecânicos. 2002. 250p. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia,

CARVAJAL, F. Controle digital de Válvulas de expansão usando lógica difusa. 2000. 74f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

CHEN ZJ, JIANG WQ. Stability analysis of refrigeration evaporator and thermo expansion valve control loop. Journal of Shanghai Jiaotong University, v.24(2), pp.58– 66, 1990.

CHOI JM, KIM YC. The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube. Energy Building and Environment, v.27: p.391–404, 2003.

COLLIER J. G. - Convective Boiling and Condensation, McGraw-Hill ed., London,1972.

COSTA G.H, ARAUJO H.X, MENDES N, COELHO L. Utilizando lógica nebulosa no controle de sistemas de aquecimento. XVI Congresso Brasileiro de engenharia mecânica COBEM 2001/ABCM, 2001, v.5, p.62-68.

CUEVAS C, WINANDY E. Analysis of the operation of inverter and on-off modulated compressors in an air-conditioning system. Laboratory of Thermodynamics University of Liège, Belgium. 2001.

CUMALI Z. Global optimization of HVAC system operations in real time, ASHRAE Transactions v.94 (1), 1988, p.1729-1744.

DENG S. The Application of feedforward control in a direct expansion (DX) air Conditioning plant. Building and Environment v.37(1), p.35-40, January 2000.

DHAR M, SOEDEL W. Transient analysis of vapor compression refrigeration system: part I, mathematical model and part II, computer simulation. Proceedings of 15th International Congress of Refrigeration Meeting Venice, Italy, 1979, p.1035–1067.

DRIANKOV D.; HELLENDORRN H.; REINFRANK M. An Introduction to Fuzzy Control, 1996, Springer-Verlag, 86p.

DUARTE J.A; OLIVEIRA J.E; HERNANDEZ O.S. Theoretical investigation on the adjusting conditions for a superheated cycle. International Congress of Refrigeration, Australia, 1998.

DUNN I.J., HEINZLE E., INGHAM J. AND PRENOSIL J.E. Biological Reaction Engineering. Principles, Applications and Modelling with PC Simulation. VCH, Weinheim. 1992, pp.438.

EMERSON CLIMATE Technologies. Publicação bimestral para seus clientes e colaboradores, editada pela RPA Serviços Editoriais Ltda. EPP.Tiragem: 10.000 exemplares. Março/abril de 2003.

ENGDAHL F, JOHANSSON D. Optimal supply air temperature with respect to energy use in a variable air volume system. Lund University, Physics Building, Byggnadsfysik-LTH, Box 118, Lund 22100, Sweden.

FARZARD M, O'NEAL DL. Influence of the expansion device on air conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions. ASHRAE Trans. 1993, v.99(1), p.3–13.

FERREYRA A, FUENTES R. Estudio comparativo entre control pid y fuzzy. SOMI XIII – CONGRESO DE INSTRUMENTACION , 1998, Ensenda B.C.N. Mexico, p.98-101.

FREDSTED J.P AND BERNARDI J., Multi-variable control of vapour compression processes using a variable speed control compressor with integrated inverter, Proceedings 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia, paper code 551, 1999.

FUJITA Y, KUBO T, SUMA S. Multi air conditioner with two indoor units. Refrigeration (67) 1992, v.67(772), p.171–176.

GARCIA F.E.M. Estudo experimental de um controle adaptativo para um sistema de Refrigeração. 2006. 95f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

GARSTANG, S.W. Variable Frequency Speed Control of Refrigeration Compressors. Part 2, Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, 1990.

GENDRON S., PERRIER M., BARRETTE J., AMJAD M., HOLKO A. AND LEGAULT N. Deterministic adaptive control of SISO processes using model weighting adaptation. *International Journal of Control*, v.58, n.5, pp.1105-1123, 1993.

HEINZLE E., DUNN I.J. AND RYHINER G.B. Modeling and control for anaerobic wastewater treatment. *Adv. Biochem. Eng. Biotechnol*, v.48, pp.79-114, 1993.

HEWITT NJ, MCMULLAN JT, MURPHY NE, Comparison of expansion valve performance. *International Journal of Energy Research*, v.19, pp.347–359, 1995.

HIGUCHI K, HAYANO M. Dynamic characteristics of thermostatic expansion valves. *International Journal of Refrigeration* v.5(4), pp.216–220, 1982.

HOUCEK J, THEDFORD M. A research into a new method of refrigeration charging and the effects of improper charging. In: *Proceedings of the First Annual Symposium on Efficient Utilization of Energy in Residential and Commercial Buildings*, 1984, Texas A&M Univ., TX.

HUELLE ZR. The MSS line—a new approach to hunting problem. *ASHRAE Journal*, 1972, v.14(10), pp.43–46.

IFM ELECTRONICS. Electronic pressure sensor PA3023, Publicação D-45127, p2, Junho 2003. Disponível em <http://www.seltec.co.uk/downloads/1114071259pa3023.pdf>.

JIA X, TSO CP, CHIA PK. A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator. *International Journal of Refrigeration* 1995, v.18(5), pp.336–342.

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

JOHNSON G.A, Optimization techniques for a centrifugal chiller plant using a programmable controller. *ASHER Transactions*, 1985, v.91(2), pp.835-847.

JOSEP H, JOSÉ. *Autómatas Programables*. México: Alfaomega. Primera edición, 1998.

KAWASHIMA M, DORGAN C.E, MITCHELL J.W, Optimizing system control with load predictions by neural networks for an ice-storage system, ASHRAE Transactions, 1996, v.102 (1), pp.1169-1178.

KING D.J, POTTER R.A, description of a steady-state cooling plant model developed for use in evaluating optimal control of ice thermal energy storage systems, ASHRAE Transactions 1998, pp 42-53.

KOEPPEL E.A, KLEIN S.A, MITCHELL J.W, FLAKE B.A, Optimal supervisory control of an absorption chiller system, HVAC&R 1995, v.4, pp.325-342.

KOLOKOTSA D., TSIAVOS D., STAVRAKAKIS G.S, KALAITZAKIS K., ANTONIDAKIS E., Advanced fuzzy logic controllers design and evaluation for buildings occupants thermal-visual comfort and indoor air quality satisfaction. Energy and Buildings. v.33, pp.531-543, 2001.

KOURY R. N, MACHADO L, E ISMAIL K. A. "Numerical simulation of a variable speed refrigeration", Int. J. Refrigeration, v.24, pp.192-200, 2001;

LARS BK. Novel electronic high reliability valve principle for control of direct expansion. In: The 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, 1999; Sydney. Paper 445.

LEBRUN J., SAVEDRA C., SILVA K.L, SILVA C., Contribution to the preparation of a toolkit for primary HVAC system energy calculation: Models proposed for boilers, chillers and cooling towers. Internal report, University of Liege, Belgium, 2003.

LEI Z., ZAHEERUDDIN M. Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system. Applied Thermal Engineering, v.25, pp.2258 – 2271, 2005.

LIDA K., YAMAMOTO T., KURODA T. and HIBI H. Development of energy saving oriented variable capacity system heat pump. ASHRAE Trans 1982, v.88, pp. 441 -449.

LUIGI R.B. Automação de processos industriais e produtivos. Revista Climatização & Refrigeração. v.72, pp.45-50, 2006.

LOCKHART, R.W., MARTINELLI, R.C.; Chem. Eng. Prog., Vol. 45. 1949, pp. 39-48.

MAIA A.A.T. Estudo experimental do comportamento transiente do conjunto evaporador – válvula de expansão. 2000. 70f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Minas Gerais, MG, Brasil.

MATHEWS E.H, BOTHA C.P e ARNDT D.C. HVAC Control strategies to enhance comfort and minimize energy usage. *Energy and Buildings* v.33. Dezembro 2000.

MEYER M.K, EMERY A.F, Optimal control of an HVAC system using cold storage and building thermal capacitance, *Energy and Buildings* v.23(1), pp.19-31, 1995.

MONTGOMERY, D.C. Design and analysis of experiments, John Wiley & sons, 5 ed. 2001, 699p.

MONTGOMERY D.C., RUNGER G.C. Estatística aplicada e probabilidade para Engenheiros, LTC – Livros Técnicos e científicos Editora S.A., 2 edi, 2003, 570p.

MYERS R.H., MONTGOMERY D.C. Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Design of Experiments, 2 ed, Wylar – Interscience, New York, USA, 1995, 700p.

NASCIMENTO A. Atualização do sistema de AC garante eficiência energética. *Revista Climatização & refrigeração*, v.5, n.50, pp.18 -23, maio 2005.

NGUYEN H., GOLDSCHMIDT V, THOMAS S. and TREE D. Trends of residential air-conditioning cyclic tests. *ASHRAE Transactions*, v.88, Part 2, pp.954-972, 1982.

OLIVEIRA, J. E. S., “Proposta de Modelagem Dinâmica para Compressores Frigoríficos a Pistão”, 2006. 114f. Tese de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

O’NEAL D. L., KATIPAMULA S. Performance Degradation During ON/OFF Cycling of Single-Speed Heat Pumps Operating in the Cooling Mode: Experimental Results. *ASHRAE Transactions*, v.97, Part 2, pp.316-323, 1991.

OUTTAGARTS A, HABERSCHILL P, LALLEMAND M. Etude de lois de commande adaptatives utilisables pour les détendeuselectroniques de machines frigorifiques, In: Proceedings of 19th International Congress of Refrigeration, B2. La Haye, Netherlands, 1995. pp.421–428.

OUTTAGARTS A, HABERSCHILL P, LALLEMAND M. Comportement dynamique d'un évaporateur de machine frigorifique soumis à des variations de débit. In: Proceedings of 19<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, B2. La Haye, Netherlands, 1995, pp.413–420.

OUTTAGARTS A, HABERSCHILL P, LALLEMAND M. The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve. International Journal of Energy Research, v.21, pp.793–807, 1997.

PARLOS A.G, CHONG K.T, ATIYA A.F, Application of the recurrent multilayer perceptron in modeling complex process dynamics, IEEE transactions on neural networks, pp.255-266, 1994.

PARTANEN A.G. AND BITMEAD R.R. Excitation versus control issues in closed loop identification of plant models for a sugar cane crushing mill. In: Proceedings 12th IFAC World Congress. Sydney, Australia, July 18-23 1993. v.9, pp.49-52.

QIANG B, WEN-JIAN C. Advanced controller auto-tuning and its application in HVAC systems. Nanyang Avenue, Singapore 639798, Singapore, 2000..

RANGEL S.C, Simulação transiente de um sistema de refrigeração doméstico – análise paramétrica. Dissertação Mestrado – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

ROSS T. Fuzzy Logic with Engineering Applications, McGraw-Hill, 1995, 102p.

SALSBURY TIM, DIAMOND R. Performance validation and energy analysis of HVAC systems using simulation. Indoor Environment Department, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, CA, USA, 1999.

SANTOS R.J. 2005 - Controle Fuzzy para racionalização de energia em protótipo de processo termico predial, VII SBAI/ II IEEE LARS, São Luis, Setembro 2005.



SCHMIDT F. Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporator systems requires fast reacting expansion valves and new controller design. In: The 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999, pp.1-8 code 394.

SHANWEI M, CHUAN Z, JIANGPING C, ZHIUJIU C, Experimental research on refrigerant mass flow coefficient of electronic expansion valve, Applied thermal Engineering v.25, pp. 2351-2366, 2005.

SHUANGQUAN S., "*Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data*", Int. J. Refrigeration, v.27, pp.805- 815, 2004.

SILVA K.L, Simplified approach for reciprocating compressors: Modelling development and experimental analysis, Ph.D Thesis, University of Liège, Belgium, 1995.

SILVA F.V, SILVEIRA V.J. Controle Fuzzy da Temperatura de condensação de um sistema de resfriamento de liquido ("chiller"). XVI Congresso Brasileiro de engenharia mecânica COBEM 2001/ABCM, 2001, v.5, p.189-195.

SPERTHMANN D.H, Optimized control of multiple chillers, ASHRAE Trans. 1991, v.2, pp. 848-856.

STADLER W. and DAUER J. Multicriteria optimization in engineering: a tutorial and survey. In: Seebass, R. (editor) Structural Optimization: status and promise. Progress on astronautics and aeronautics. USA: Manohar P. Kamat,1992, pp.209-244

STEINER, D., J. TABOREK. 'Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model, Int. J. Heat Transfer Eng. 1992, v13: 43-69.

STOECKER WF, SMITH III LD, EMDE BN. Influence of the expansion device on the Seasonal energy requirements of a residential air conditioner. ASHRAE Trans 1987, v.1, pp. 349–360.

SWIDER D.J, Experimental investigation and neural network modeling of vapour-compression liquid chiller, 1999.

TAMAINOT-TELTO Z., OUTTAGARTS A., HABERSCHILL P. e LALLEMAND M, - Comportement dynamique de détendeus thermostatiques de machines frigorifiques. International Journal of Refrigeration, v.19, No 2, pp.124-131,1996.

TASSOU S.A, QURESHI T.Q. - Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications, International Journal of Refrigeration, v.21, Issue 1, pp. 29-41, 1998.

TEXAS INSTRUMENTS INCORPORATED. Instrumentation Amplifier precision INA125, Publicação PDS-1361B, p1-15, Fevereiro 2000. Disponível em [www.ortodoxism.ro/datasheets/texasinstruments/ina125.pdf](http://www.ortodoxism.ro/datasheets/texasinstruments/ina125.pdf).

TEXAS INSTRUMENTS INCORPORATED. High speed fet-input instrumentation amplifier precision ina111, Publicação PDS-1143E, p1-13, Março 1998, Disponível em [www.ortodoxism.ro/datasheets/texasinstruments/ina111.pdf](http://www.ortodoxism.ro/datasheets/texasinstruments/ina111.pdf).

TONINI BUTTON S. Metodologia para planejamento experimental e análise de resultados. Apostilla im317 - Universidade estadual de campinas, faculdade de engenharia mecânica. SP-Brasil 2005. Disponível em <http://www.fem.unicamp.br/~sergio1/pos-graduacao/im317/im317.html>.

VARGAS, J. V.C., PARISE, J. A.R. Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control, Int. J. Refrigeration, v.18, No. 4, pp. 235-243, 1995.

WEDEKIND GL, STOECKER WF. Transient response of the mixture-vapor transition point in horizontal evaporating flow. ASHRAE 73rd annual meeting, 27–29 June, Toronto (ON) Canada; 1996. p. IV.2.1–IV.2.15.

WINANDY, E., SAAVEDRA, C, LEBRUN, J., “Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor”, International Journal of Thermal Sciences, 2001.

WEG EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS S/A. Motores elétricos corrente alterna. Brasil. 2005.

XIA J, ZHOU X, JIN X, ZHOU Z. Dynamic simulation of superheat at the evaporator outlet of the air conditioner with inverter. In: The 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999

YASKAWA COMPANY INC, Manual Técnico inversores de frequência compacta de uso geral com controle vetorial, Publicação BTOP-S606-11A, p1-66, Janeiro 2001. Disponível em [http://www.yaskawa.com.br/arquivos/VS-606V7/BTOP-S606-11A\\_V7.pdf](http://www.yaskawa.com.br/arquivos/VS-606V7/BTOP-S606-11A_V7.pdf)

YASUDA H. Modeling of refrigeration cycle dynamics for air conditioner. Transaction of JSME 1994, v.60, pp.103–110.

XIANG D.E, Dynamic modeling and multivariable control of vapor compression cycles in air conditioning systems. Degree of Doctor of Philosophy – Department of mechanical engineering. Massachusetts Institute of Technology, USA, 1996, 97p.

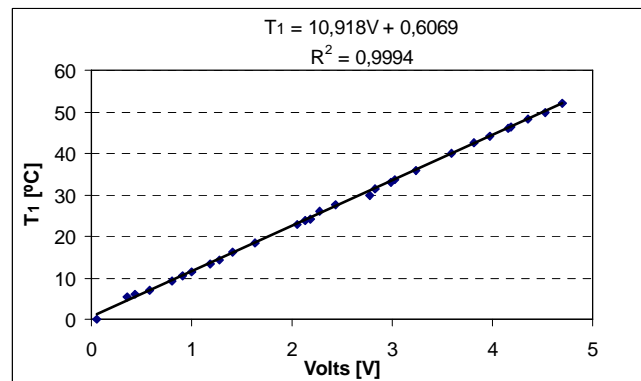
ZHOU X, XIA J, JIN X, ZHOU Z. Study of fuzzy control of the electronic valve in the air-conditioner with inverter. In: The 20th International Congress of Refrigeration, IIR/ IIF, 1999; Sydney. Paper 558.

## ANEXO I

## Curva de calibração dos sensores

**Sensor Temperatura (T1):**

Declive	$m = 10,918^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 0,6069^{\circ}\text{C}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9994$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 2,3748 \text{ V}$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 1,4129 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 15,4307^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 29$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da Reta de regressão:

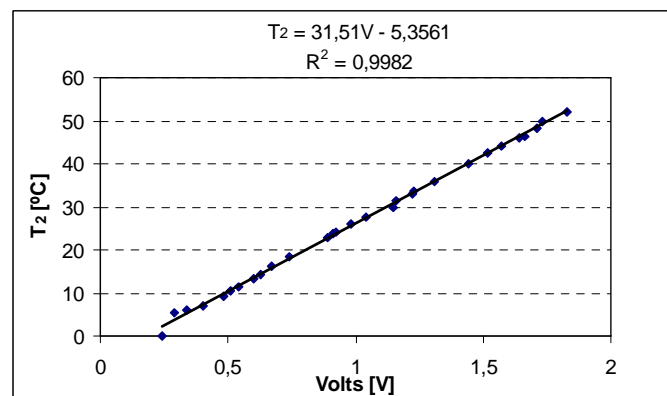
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3799^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T1} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,07^{\circ}\text{C}$$

**Sensor Temperatura (T2):**

Declive	$m = 31,51^{\circ}\text{C} / \text{V}$
Ordenada na origem	$b = 5,3561^{\circ}\text{C}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9982$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 1,0121 \text{ V}$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 26,5345^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 0,4893 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 15,4307^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 29$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da  
Reta de regressão:

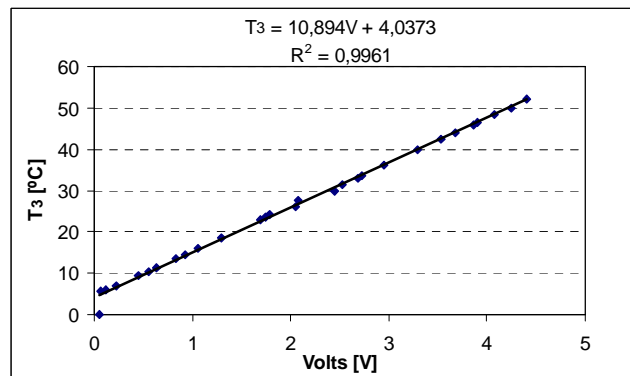
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6676^\circ\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T2} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,123^\circ\text{C}$$

### Sensor Temperatura (T3):

Declive	$m = 10,894^\circ\text{C}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 4,0373^\circ\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9961$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 2,0652 \text{ V}$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 26,5345^\circ\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 1,4138 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 15,4307^\circ\text{C}$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 29$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da  
Reta de regressão:

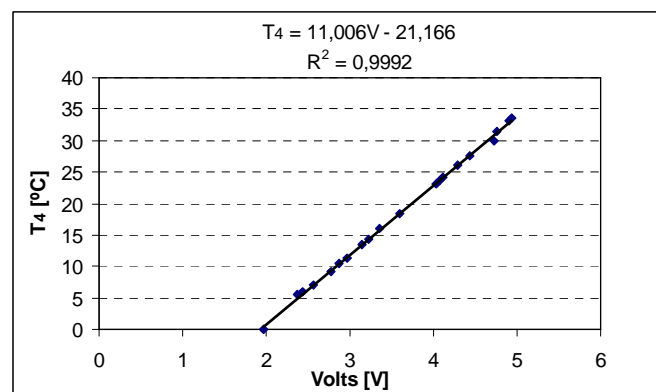
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,9662^\circ\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T3} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,18^\circ\text{C}$$

### Sensor Temperatura (T4):

Declive	$m = 11,006^\circ\text{C}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 21,1616^\circ\text{C}$
Coeficiente de correlação	$R^2 = 0,9992$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 3,5780 \text{ V}$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 18,2150^\circ\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 0,9329 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 10,2717^\circ\text{C}$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 20$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da  
Reta de regressão:

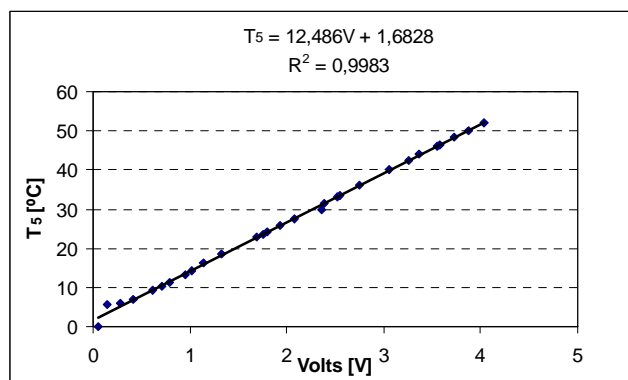
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3171^\circ\text{C}$$

Incerteza do declive:

$$S_{T4} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,071^\circ\text{C}$$

### Sensor Temperatura (T5):

Declive	$m = 12,486^\circ\text{C}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 1,6828^\circ\text{C}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9983$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 1,9903 \text{ V}$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 26,5345^\circ\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 1,2348 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 15,4307^\circ\text{C}$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 29$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da  
Reta de regressão:

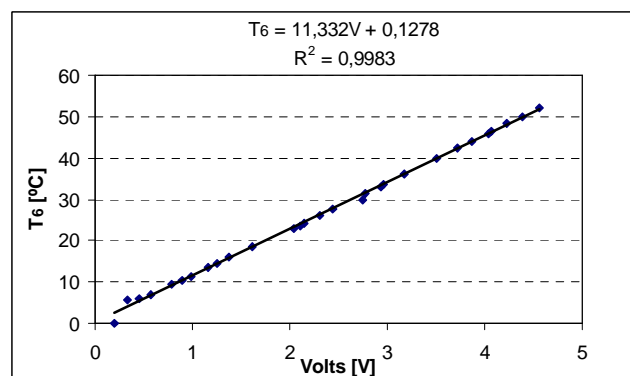
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6561^\circ\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T5} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,122^\circ\text{C}$$

### Sensor Temperatura (T6):

Declive	$m = 11,332^\circ\text{C}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 0,1278^\circ\text{C}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9983$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 2,3303 \text{ V}$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 26,5345^\circ\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 1,3606 \text{ V}$



Desvio padrão dos valores de y:  $S_y = 15,4307 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 Número de pares de valores (x,y):  $n = 29$

Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da Reta de regressão:

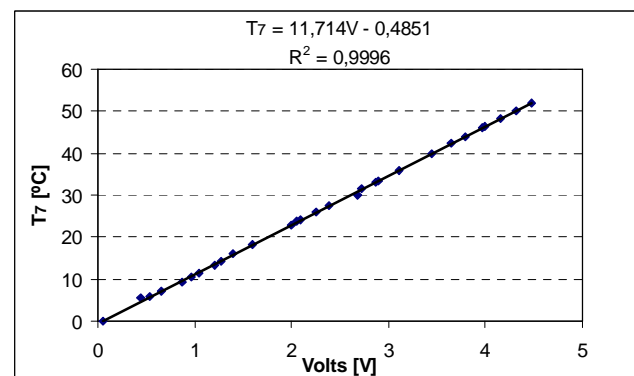
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,6385^\circ\text{C}$$

Incerteza do declive:

$$S_{T6} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,118^\circ\text{C}$$

### Sensor Temperatura (T7):

Declive  $m = 11,714^\circ\text{C}/\text{V}$   
 Ordenada na origem  $b = 0,4851^\circ\text{C}$   
 Coeficiente de correlação  $R^2 = 0,9996$   
 Média dos valores de x:  $\bar{x} = 2,3066 \text{ V}$   
 Média dos valores de y:  $\bar{y} = 26,5345 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 Desvio padrão dos valores de x:  $S_x = 1,3170 \text{ V}$   
 Desvio padrão dos valores de y:  $S_y = 15,4307 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 Número de pares de valores (x,y):  $n = 29$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da Reta de regressão:

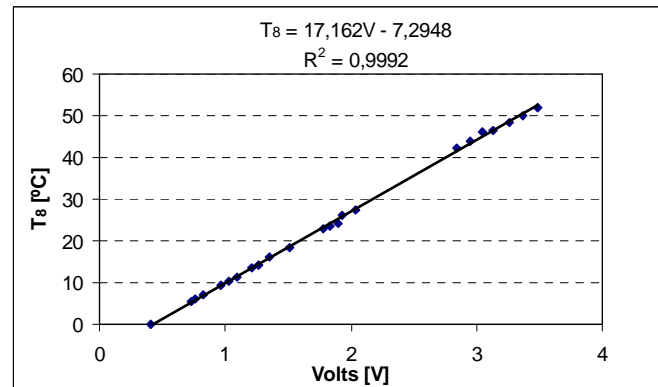
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,3222^\circ\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T7} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,06^\circ\text{C}$$

**Sensor Temperatura (T8):**

Declive	$m = 17,162^{\circ}\text{C}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 7,2948^{\circ}\text{C}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9992$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 1,8574 \text{ V}$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 24,582^{\circ}\text{C}$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 0,9762 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 16,7606^{\circ}\text{C}$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 23$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da Reta de regressão:

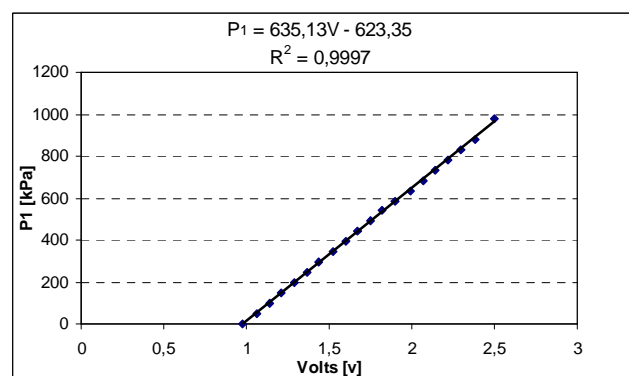
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,493^{\circ}\text{C}$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{T8} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,103^{\circ}\text{C}$$

**Sensor Pressão (P1):**

Declive	$m = 635,13\text{kPa}/\text{V}$
Ordenada na origem	$b = 623,35\text{kPa}$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9997$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 1,7175 \text{ V}$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 467,4949 \text{ kPa}$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 0,4627 \text{ V}$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 293,9180 \text{ kPa}$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 20$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da Reta de regressão:

$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 5,0969\text{kPa}$$

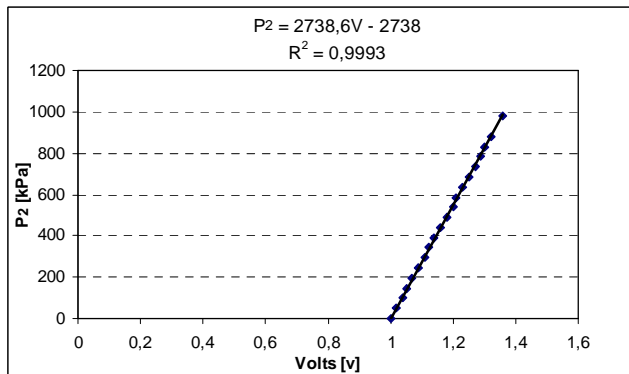


Incerteza da ordenada:

$$S_{P1} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 1,14 kPa$$

### Sensor Pressão (P2):

Declive	$m = 2738,6 kPa / V$
Ordenada na origem	$b = 2738 kPa$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9993$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 1,1705 V$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 467,4949 kPa$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 0,1073 V$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 293,9180 kPa$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 20$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da Retra de regressão:

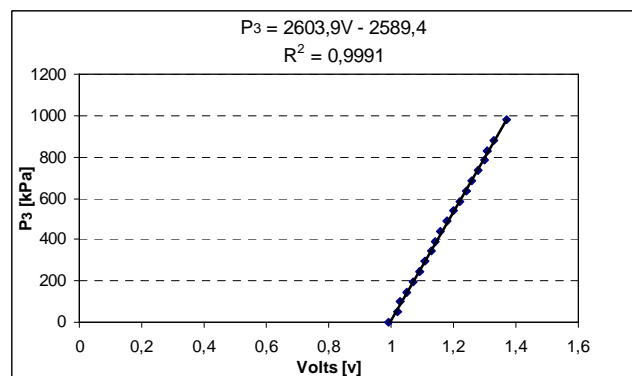
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 8,0646 kPa$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{P2} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 1,803 kPa$$

### Sensor Pressão (P3):

Declive	$m = 2603,9 kPa / V$
Ordenada na origem	$b = 2589,4 kPa$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9991$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 1,1740 V$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 467,4949 kPa$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 0,1128 V$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 293,9180 kPa$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 20$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da  
Reta de regressão:

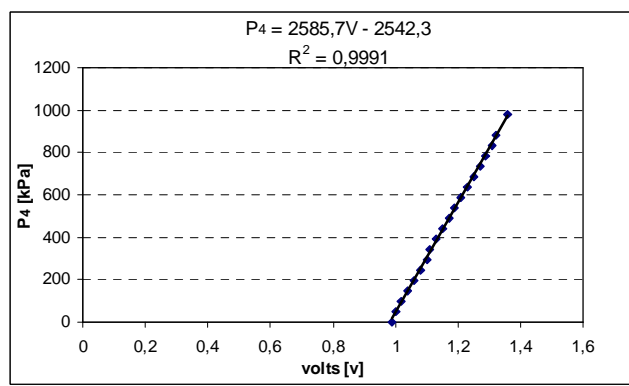
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 8,6604 kPa$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{P3} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 1,936 kPa$$

### Sensor Pressão (P4):

Declive	$m = 2585,7 kPa / V$
Ordenada na origem	$b = 2542,3 kPa$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9991$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 1,1640 V$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 467,4949 kPa$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 0,1136 V$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 293,9180 kPa$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 20$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da  
Reta de regressão:

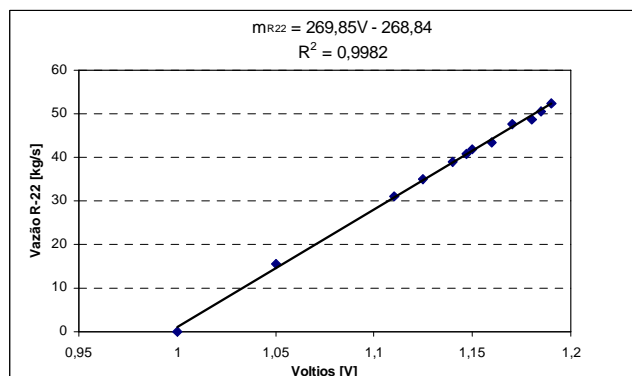
$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 9,0182 kPa$$

Incerteza da ordenada:

$$S_{P4} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 2,01 kPa$$

### Sensor coriolis (mR22):

Declive	$m = 269,85 kg / s / V$
Ordenada na origem	$b = 268,84 kg / s$
Coefficiente de correlação	$R^2 = 0,9982$
Média dos valores de x:	$\bar{x} = 1,1346 V$
Média dos valores de y:	$\bar{y} = 37,1458 kg / s$
Desvio padrão dos valores de x:	$S_x = 0,0572 V$
Desvio padrão dos valores de y:	$S_y = 15,4416 kg / s$
Número de pares de valores (x,y):	$n = 12$



Cálculo da incerteza está apresentado no quadro seguinte.

Desvio padrão dos pontos em torno da  
Reta de regressão:

$$S_{y/x} = \sqrt{\frac{n-1}{n-2} (S_y^2 - m^2 S_x^2)} = 0,005 \text{ kg / s}$$

Incerteza da ordenada

$$S_{m_{R22}} = \pm \frac{S_{y/x}}{\sqrt{n}} = \pm 0,0015 \text{ kg / s}$$

**ANEXO II**

Programas Assamblar PIC 16F877 e 16F84 para controlar válvula de expansão ETS25

Desenvolvido por: Francisco Ernesto Moreno Garcia  
 UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLANDIA  
 POS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
 LABORATORIO DE ENERGIA E SISTEMAS TERMICOS

TITLE "CONTROLE VALVULA EXPANSÃO"  
 TITLE "PROGRAMA DESENVOLVIDO PELO FRANCISCO MORENO"  
 TITLE "LABORATORIO ENERGIA SISTEMAS TERMICOS - LEST"

```
list p=16f877
radix hex
include <p16f877.inc>
__CONFIG _PWRTE_ON&_HS_OSC&_LVP_OFF&_WDT_OFF
```

; Declaração de constantes.

```
    w EQU 00h
STATUS EQU 03h
    V1 EQU 21h ;variável valor lido do pc
DELAY1 EQU 22h
DELAY2 EQU 23h
DELAY3 EQU 24h
    V2 EQU 25h
```

```
    org 0x00
goto RESET
    org 0x04
```

```
RESET    clrw
        clrf PORTB
        clrf PORTD
        clrf PORTC
        bsf STATUS,5 ;selecciono el banco 1 de la RAM
        movlw 0xFF
        movwf TRISC
        movlw 0x00
        movwf TRISB
        movlw 0x0F
        movwf TRISD
        bcf STATUS,5
```

```
INICIO  btfsc PORTD,2
        goto PARALELO ;Chamo a subrotina pra leer dado da porta paralela
        btfsc PORTD,0
        call ABRE
        btfss PORTD,1
        goto NADA
```

```

call FECHA

NADA    bcf PORTD,7
        bcf PORTD,6
        bcf PORTD,5
        goto INICIO

ABRE    bcf PORTD,7
        bcf PORTD,5
        clrw
        clrf V1
        bsf V1,7
p1c     bsf PORTD,6
        decfsz V1,1
        goto p1c
        goto NADA

FECHA   bcf PORTD,7
        bcf PORTD,6
        clrw
        clrf V1
        bsf V1,7
p1d     bsf PORTD,5
        decfsz V1,1
        goto p1d
        goto NADA

PARALELO bsf PORTD,7
        clrw
        clrf V2
        movf PORTC,w
        movwf V2
        call retardo
        btfs V2,7
        goto ABREPARALELO
        bcf V2,7
        bsf PORTD,7
        bcf PORTD,6
        incf V2,1
        decfsz V2,1
        goto p1b
        goto NADA
p1b     bsf PORTD,5
        decfsz V2,1
        goto p1b
        clrf V2
        goto NADA

ABREPARALELO
        bsf PORTD,7
        bcf PORTD,5

```

```

                incf V2,1
                decfsz V2,1
                goto p1a
                goto NADA
p1a             bsf PORTD,6
                decfsz V2,1
                goto p1a
                clrf V2
                goto NADA

RETARDO        movlw 0X50
                movwf DELAY1
RETARDO1       movlw 0X10
                movwf DELAY2
RETARDO2       movlw 0x10
                movwf DELAY3
RETARDO3       decfsz DELAY3,1
                goto RETARDO3
                decfsz DELAY2,1
                goto RETARDO2
                decfsz DELAY1,1
                goto RETARDO1
                return

                end

```

\*\*\*\*\*

```

TITLE "CONTROLE VALVULA EXPANSÃO - PIC ESCLAVO SEQUENCIA MOTOR BIPOLAR"
TITLE "PROGRAMA DESENVOLVIDO PELO FRANCISCO MORENO"
TITLE "LABORATORIO ENERGIA SISTEMAS TERMICOS - LEST"

```

```

list p=16f84
radix hex
include <p16f84.inc>
__CONFIG _PWRTE_ON&_XT_OSC&_WDT_OFF

```

;Declaração de constantes

```

        w      EQU 00h
STATUS  EQU 03h

```

```

        org 0x00
        goto RESET
        org 0x04

```

```

RESET      clrw
           clrf PORTB
           clrf PORTA
           bsf STATUS,5 ;selecciono el banco 1 de la RAM
           movlw 0x00
           movwf TRISB
           movlw 0xFF
           movwf TRISA
           bcf STATUS,5

```

```
p1a      btfsc PORTA,1
         goto  p8b
         btfss PORTA,0
         goto  p1a
         movlw B'00000101'
         movwf PORTB

p2a      btfsc PORTA,1
         goto  p8b
         btfss PORTA,0
         goto  p2a
         movlw B'00000001'
         movwf PORTB

p3a      btfsc PORTA,1
         goto  p1b
         btfss PORTA,0
         goto  p3a
         movlw B'00001001'
         movwf PORTB

p4a      btfsc PORTA,1
         goto  p2b
         btfss PORTA,0
         goto  p4a
         movlw B'00001000'
         movwf PORTB

p5a      btfsc PORTA,1
         goto  p3b
         btfss PORTA,0
         goto  p5a
         movlw B'00001010'
         movwf PORTB

p6a      btfsc PORTA,1
         goto  p4b
         btfss PORTA,0
         goto  p6a
         movlw B'00000010'
         movwf PORTB

p7a      btfsc PORTA,1
         goto  p5b
         btfss PORTA,0
         goto  p7a
         movlw B'00000110'
         movwf PORTB

p8a      btfsc PORTA,1
         goto  p6b
         btfss PORTA,0
         goto  p8a
         movlw B'00000100'
         movwf PORTB

         goto p1a
```

```
p8b      btfsc PORTA,0
         goto p1a
         btfss PORTA,1
         goto p8b
         movlw B'00000100'
         movwf PORTB

p7b      btfsc PORTA,0
         goto p1a
         btfss PORTA,1
         goto p7b
         movlw B'00000110'
         movwf PORTB

p6b      btfsc PORTA,0
         goto p8a
         btfss PORTA,1
         goto p6b
         movlw B'00000010'
         movwf PORTB

p5b      btfsc PORTA,0
         goto p7a
         btfss PORTA,1
         goto p5b
         movlw B'00001010'
         movwf PORTB

p4b      btfsc PORTA,0
         goto p6a
         btfss PORTA,1
         goto p4b
         movlw B'00001000'
         movwf PORTB

p3b      btfsc PORTA,0
         goto p5a
         btfss PORTA,1
         goto p3b
         movlw B'00001001'
         movwf PORTB

p2b      btfsc PORTA,0
         goto p4a
         btfss PORTA,1
         goto p2b
         movlw B'00000001'
         movwf PORTB

p1b      btfsc PORTA,0
         goto p3a
         btfss PORTA,1
         goto p1b
         movlw B'00000101'
         movwf PORTB

         goto p8b

end
```





## ANEXO III

Datasheet Microcontrolador PIC16F84, disponibilizado pela Microchip Technology Inc.  
<http://ww1.microchip.com/downloads/en/devicedoc/35007b.pdf>



# PIC16F84A

## 18-pin *Enhanced* FLASH/EEPROM 8-Bit Microcontroller

### High Performance RISC CPU Features:

- Only 35 single word instructions to learn
- All instructions single-cycle except for program branches which are two-cycle
- Operating speed: DC - 20 MHz clock input  
DC - 200 ns instruction cycle
- 1024 words of program memory
- 68 bytes of Data RAM
- 64 bytes of Data EEPROM
- 14-bit wide instruction words
- 8-bit wide data bytes
- 15 Special Function Hardware registers
- Eight-level deep hardware stack
- Direct, indirect and relative addressing modes
- Four interrupt sources:
  - External RB0/INT pin
  - TMR0 timer overflow
  - PORTB<7:4> interrupt-on-change
  - Data EEPROM write complete

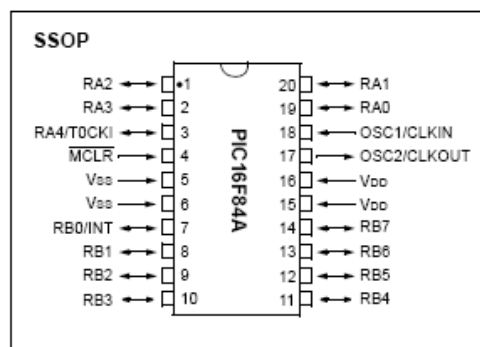
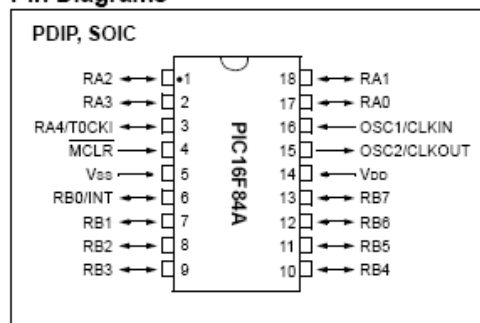
### Peripheral Features:

- 13 I/O pins with individual direction control
- High current sink/source for direct LED drive
  - 25 mA sink max. per pin
  - 25 mA source max. per pin
- TMR0: 8-bit timer/counter with 8-bit programmable prescaler

### Special Microcontroller Features:

- 10,000 erase/write cycles *Enhanced* FLASH Program memory typical
- 10,000,000 typical erase/write cycles EEPROM Data memory typical
- EEPROM Data Retention > 40 years
- In-Circuit Serial Programming™ (ICSP™) - via two pins
- Power-on Reset (POR), Power-up Timer (PWRT), Oscillator Start-up Timer (OST)
- Watchdog Timer (WDT) with its own On-Chip RC Oscillator for reliable operation
- Code protection
- Power saving SLEEP mode
- Selectable oscillator options

### Pin Diagrams



### CMOS *Enhanced* FLASH/EEPROM Technology:

- Low power, high speed technology
- Fully static design
- Wide operating voltage range:
  - Commercial: 2.0V to 5.5V
  - Industrial: 2.0V to 5.5V
- Low power consumption:
  - < 2 mA typical @ 5V, 4 MHz
  - 15  $\mu$ A typical @ 2V, 32 kHz
  - < 0.5  $\mu$ A typical standby current @ 2V

# Livros Grátis

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

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

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

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

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