

Luiz Otávio Soranço Buzelin

**CONCEPÇÃO E DESENVOLVIMENTO
TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA
DE REFRIGERAÇÃO INTELIGENTE**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato C. Vargas

CURITIBA
2003

Dedico este estudo a minha esposa
Simone e ao meu filho Breno.

“ Errar é um direito de quem quer aprender, ter humildade de recomeçar, sempre que preciso, faz parte do aprendizado; ousar é também reconhecer os próprios limites e aceitá-los. Importante é perseguir sempre o melhor para nós e para os outros, respeitando, antes e acima de tudo, a você mesmo e aos seus princípios. ”

AGRADECIMENTOS

Expresso estima e agradecimentos a todos aqueles que contribuíram com o sucesso deste estudo.

Ao Professor **JOSÉ VIRIATO COELHO VARGAS**, orientador deste estudo, pela dedicação, ensinamento, paciência, incentivo e amizade.

Ao Professor **MARCOS CARVALHO CAMPOS**, pela dedicação, pelo ensinamento, incentivo e amizade.

Ao Professor **CARLOS HENRIQUE MARCHI**, pela oportunidade.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE ABREVIATURAS .	ix
RESUMO	xi
ABSTRACT	xii
1 INTRODUÇÃO	01
1.1 Objetivo	03
2 REVISÃO DA LITERATURA	04
3 IMPLEMENTAÇÃO DA UNIDADE EXPERIMENTAL	08
3.1 Motivação.....	08
3.2 Câmara Fria.....	09
3.3 Carga Térmica	11
3.4 Unidade Condensadora.....	12
3.5 Tubulação	13
3.6 Evaporador	14
3.7 Inversor de Frequência	15
3.8 Medidor de Energia	16
3.9 Sensores Térmicos.....	17
3.10 Aquisição de Dados	18
3.11 Controle “on-off”	19
3.12 Controle em Malha Fechada.....	22
3.13 Procedimento Experimental.....	26
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	30
4.1 Temperaturas do Refrigerante na Entrada da Válvula de Expansão.....	32
4.2 Temperaturas do Refrigerante na Saída da Válvula de Expansão	34
4.3 Temperaturas do Refrigerante na Saída do Evaporador (Sucção).....	35
4.4 Temperaturas do Ar no Interior da Câmara (Controle).....	37
4.5 Temperaturas do Refrigerante na Sucção do Compressor	40
4.6 Temperaturas do Refrigerante na Saída do Condensador 1	43
4.7 Temperaturas do Refrigerante na Saída do Condensador 2.....	44
4.8 Temperaturas do Ar no Ambiente Externo	46
4.9 Temperaturas do Ar Após o Condensador 1	47
4.10 Temperaturas da Parede do Tanque	48
4.11 Consumo do Sistema “on-off”	49
4.12 Consumo do Sistema em Malha Fechada.....	50
4.13 Comparativo do Consumo	51
5 CONCLUSÕES	52
6 ANEXOS	54
ANEXO 1 Dados de temperatura do sistema “on-off” (0 – 1,86 h).....	54
ANEXO 2 Dados de temperatura do sistema em malha fechada	
(0 – 3,72 h).....	63
ANEXO 3 Dados consumo do sistema em “on-off” (10:00 – 13:39 h).....	72
ANEXO 4 Dados consumo do sistema em malha fechada	
(10:06 – 13:45 h)	77
ANEXO 5 Programa computacional de integração numérica	82
ANEXO 6 Esquema do sistema de refrigeração implementado.....	85
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87
8 BIOGRAFIA	89

LISTA DE FIGURAS

Figura 01	Câmara Fria.....	10
Figura 02	Volume da Câmara Fria	10
Figura 03	Tanque Cilíndrico de Inércia Térmica	11
Figura 04	Unidade Condensadora	13
Figura 05	Tubulação	14
Figura 06	Evaporador.....	15
Figura 07	Inversor de Frequência	16
Figura 08	Medidor de Energia	17
Figura 09	Sistema de Aquisição de Dados	19
Figura 10	Tabela do LABVIEW para o Sistema “on-off”	21
Figura 11	Temperatura de controle “on-off”	21
Figura 12	Implementação da média para o cálculo de T_4 no aplicativo LABVIEW	24

Figura 13 *Implementação da estratégia de controle em malha fechada.....* 25

Figura 14 Temperatura de controle malha fechada..... 26

Figura 15 Cálculo da área total de troca de calor exposta ao ar exterior..... 29

Figura 16 Comparativo das temperaturas do refrigerante na entrada da válvula de expansão

32

Figura 17	Comparativo das temperaturas do refrigerante na entrada da válvula de expansão no intervalo de 12 às 14h.....	33
Figura 18	Comparativo das temperaturas do refrigerante na saída da válvula de expansão	34
Figura 19	Comparativo das temperaturas do refrigerante na saída do evaporador	36
Figura 20	Comparativo dos efeitos de abertura de porta nas temperaturas do refrigerante na saída do evaporador.	36
Figura 21	Comparativo das temperaturas do ar no interior da câmara (controle).....	38
Figura 22	Variação da temperatura de controle em relação ao “setpoint” no sistema de malha fechada.	39
Figura 23	Comparativo dos efeitos de abertura de porta nas temperaturas de controle.....	39
Figura 24	Comparativo das temperaturas do refrigerante na sucção do compressor	41
Figura 25	Comparativo das temperaturas do refrigerante na sucção do compressor em relação às temperaturas de evaporação para os dois sistemas	42
Figura 26	Comparativo das temperaturas do refrigerante na saída do condensador 1	43
Figura 27	Comparativo das temperaturas do refrigerante na saída do condensador 2.	44
Figura 28	Comparativo das temperaturas do ar no ambiente externo.....	46
Figura 29	Comparativo das temperaturas do ar após o condensador 1	47
Figura 30	Comparativo das temperaturas da parede do tanque	48
Figura 31	Consumo do sistema “on-off”	49
Figura 32	Consumo do sistema em malha fechada.....	50
Figura 33	Comparativo do consumo	51

LISTA DE ABREVIATURAS

A	Área de transferência, m^2
CON _{mf}	Consumo líquido do teste em malha fechada, kWh
CON _{on-off}	Consumo líquido do teste em controle “on-off”, kWh
CON _{tot, mf}	Consumo total do teste em malha fechada, kWh
CON _{tot, on-off}	Consumo total do teste em controle “on-off”, kWh
e	Constante de Euler
E _{lost}	Energia total perdida, kWh
E _a	Erro atuante, V
e _p	Espessura da parede, m
h _{int}	Coefficiente de transferência de calor por convecção no lado interno da câmara, $W/(m^2\text{°C})$
h _{ext}	Coefficiente de transferência de calor por convecção no lado externo da câmara $W/(m^2\text{°C})$
k _p	Condutividade térmica do material, $W/(m^2\text{°C})$
K ₁	Constante de controle da lei potencial
K ₂	Constante de controle da lei potencial
K ₃	Constante de controle da lei potencial
K _C	Constante de controle da lei potencial, V
P _d	Pressão de descarga, MPa
P _s	Pressão de sucção, MPa
Q _{leak}	Calor perdido total, J
\dot{Q}_{avg}	Média do calor perdido, kW
\dot{Q}_L	Taxa de transferência de calor retirado da câmara, W
\dot{Q}_H	Taxa de transferência de calor rejeitado pelo condensador, W
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor pelas paredes, W
R	Resistência na temperatura de referência, K
R ₀	Resistência na temperatura de referência
T _{cond}	Temperatura de condensação, °C
T _{set}	Temperatura de “setpoint”, °C
T ₁	Temperatura do refrigerante na entrada da válvula de expansão, °C
T ₂	Temperatura do refrigerante na saída da válvula de expansão (temperatura de evaporação), °C
T ₃	Temperatura do refrigerante na saída do evaporador, linha de sucção, °C
T ₄	Temperatura do ar interno da câmara, °C
T ₅	Temperatura do refrigerante na entrada do compressor, linha de sucção, °C
T ₆	Temperatura do refrigerante na saída do condensador 1 / entrada do condensador 2, °C
T ₇	Temperatura do refrigerante na saída do condensador 2, °C
T ₈	Temperatura do ar no ambiente externo, °C

T_9	Temperatura do ar na saída do condensador 1, °C
T_{10}	Temperatura da parede do tanque, °C
U	Coefficiente global de transferência de calor, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
V_{max}	Máxima voltagem, V
V_a	Sinal de controle, V
V_s	Voltagem de ajuste, V
V_{fb}	Voltagem de realimentação, V
V_{ref}	Voltagem de referência, V
\dot{W}	Potência de compressão, W

Símbolos Gregos

β	Constante do termistor, K^{-1}
ΔT	Varição de temperatura de controle, °C

RESUMO

Neste estudo, é proposta, apresentada e testada uma solução alternativa para a redução de consumo de energia de sistemas de refrigeração industrial. Para tanto, um sistema de refrigeração industrial típico foi concebido, construído e modificado em laboratório, recebendo um sistema novo de controle baseado em uma lei potencial, utilizando um inversor de frequência. Desta maneira, foi possível comparar a operação e consumo energético do novo sistema de controle com o sistema convencional “on-off”, quantificando realisticamente os ganhos obtidos. Para a realização deste trabalho foi concebida e construída em laboratório, uma unidade experimental que consiste de uma câmara frigorífica e uma unidade de refrigeração por compressão de vapor, exemplificando o funcionamento de um sistema de refrigeração industrial na prática. Os resultados obtidos neste estudo são apresentados em um conjunto de gráficos, que apresentam as medições experimentais realizadas nos dois sistemas. Desta maneira, comparou-se as temperaturas medidas em diversos pontos dos dois sistemas, bem como o consumo em kWh durante o período de 24 horas dos testes realizados. As principais conclusões desta dissertação são: (a) o consumo de energia elétrica com o sistema de controle por lei potencial em malha fechada, em relação ao sistema tradicional “on-off”, apresentou uma economia no consumo de energia de 34,64 % para o período de teste de 24 h, e (b) a variação da temperatura interna da câmara é muito menor no sistema de controle por lei potencial, do que no sistema “on-off”.

ABSTRACT

In this study, an alternative solution to reduce energy consumption in industrial refrigeration systems is proposed and introduced. For that, a typical industrial refrigeration system was conceived, built and modified in the laboratory, receiving a novel power law control system, which utilizes a frequency inverter. This way, it was possible to compare the operation and energy consumption of the system operating either with the new control system or with the traditional on-off control, quantifying realistically the obtained gains. In order to accomplish the proposed task, it was conceived and built in the laboratory, an experimental unit which consists of a cold chamber and of a vapor compression refrigeration unit, which portrays the actual operation of an industrial refrigeration system. The results obtained in this study are presented in a set of graphs that depict the experimental measurements performed in the two systems. In this manner, the measured temperatures in several points of both systems are compared, and the energy consumption in kWh during the period of 24 hours of the tests performed. The main conclusions of this dissertation are: (a) the electrical energy consumption of the closed loop power law controlled system shows an energy economy of 34,64 %, with respect to the traditional on-off system, for a test period of 24 h, under the same operating conditions, and (b) the variation of the chamber internal temperature is much smaller in the power law controlled system than in the on-off system.

1 INTRODUÇÃO

Conservar ou reduzir o consumo de energia é palavra de ordem em tempos de escassez. É importante compreender, antes de tudo, o combate ao desperdício e a idéia de conservação. Combater o desperdício significa melhorar a maneira de utilizar a energia, sem abrir mão do conforto e das vantagens que ela proporciona. Também significa diminuir o consumo, reduzindo custos, sem perder, em momento algum, a eficiência e a qualidade das instalações.

Diversos países, inclusive o Brasil, investem em novas tecnologias que englobam equipamentos mais compactos e eficientes, projetos e instalações personalizadas, com o objetivo de racionalizar o consumo e evitar o desperdício. Porém, diante do cenário brasileiro no que se refere à energia, a situação é preocupante.

Os pequenos investimentos no setor energético e o número de usinas geradoras de energia estão estagnados há muitos anos e nem mesmo a modernização e ampliação de capacidade das usinas existentes é suficiente. A situação é crítica; em curto prazo pode ocorrer um colapso energético, pois a quantidade produzida está próxima da consumida.

Com exceção das iniciativas do Procel – Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica, os incentivos para a redução do consumo de energia têm partido de empresas privadas, algumas delas envolvendo instalações dotadas de procedimentos de co-geração ainda incipientes no país.

O Brasil começa a prestar contas pelos problemas gerados pela falta de energia. A maioria das pessoas não entende a energia como produto e conseqüentemente desconhecem a procedência, a qualidade e custo. De uma forma geral, falta o conhecimento do que é demanda, do que é consumo e quanto custa o kWh.

Um exemplo que ilustra de maneira clara a crise energética do país, é a falta de consciência da gravidade do problema que as distribuidoras de energia estarão deixando de atender até mesmo pequenas ampliações de demanda. Em futuro próximo, instalações com 10 kW não poderão ampliar sequer em 1 kW porque não haverá disponibilidade de energia.

Para instalações comerciais que trabalham com produtos que necessitem de resfriamento/congelamento em tempo integral, isto significa uma limitação de 10% ou mais na expansão da produção do estabelecimento. As conseqüências negativas para a indústria alimentícia e para a economia nacional são evidentes.

Responsável por 30% do consumo de energia elétrica brasileira, o mercado de refrigeração comercial ainda não tem consciência das medidas para reduzir o consumo de energia de suas instalações frigoríficas. Guia-se mais pelo custo inicial do que operacional. Alguns projetistas do setor agravam a situação quando adotam

técnicas de seleção e projeto pelo máximo dos máximos. Os resultados são instalações superdimensionadas, refletindo uma operação que se afasta do ideal em termos de consumo de energia.

1.1 OBJETIVO

Este projeto se propõe a apresentar e testar uma proposta para a significativa redução de consumo de sistemas de refrigeração comercial. Para tanto, um sistema de refrigeração comercial típico foi modificado em laboratório, recebendo um sistema novo de controle por lei potencial, utilizando um inversor de frequência. Desta maneira, é possível comparar a operação e consumo energético do novo sistema com o sistema convencional “on-off”, caracterizando o funcionamento de ambos e quantificando realisticamente os ganhos obtidos.

Para atingir o objetivo proposto no parágrafo anterior, apresenta-se no capítulo 2 uma revisão bibliográfica que discute o estado da arte dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor. A seguir, no capítulo 3, descreve-se a metodologia experimental empregada, apresentando a proposta de um novo sistema de controle por lei potencial descrevendo também a concepção e implementação da unidade experimental “on-off” e da unidade experimental com sistema de controle por lei potencial para operação em malha fechada. O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos, acompanhados de uma discussão comparativa entre os sistemas “on-off” e em malha fechada testados em laboratório para um mesmo caso de referência. Finalmente, o capítulo 5 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A pesquisa científica de sistemas de refrigeração, buscando economia de energia tem sido realizada e apresentada de diversas maneiras, tais como a utilização de novos processos de degelo (Krakow et al; 1992), a utilização de válvulas eletrônicas para expansão, subresfriamentos, projetos e dimensionamentos de tubulações, além da utilização de microcontroladores, entre outros.

Com a evolução dos inversores de frequência surge a possibilidade de se atuar diretamente na fonte de maior consumo em um sistema de refrigeração, que são os compressores. A partir de desta evolução tem se estudado a aplicações para a sua utilização.

KRAKOW et al. (1992) apresentaram um modelo matemático de degelo a gás quente ao invés do degelo elétrico por resistências, com objetivo de economizar energia elétrica.

Uma revisão sobre dispositivos de controle de capacidade para bombas de calor foi apresentada por PARREIRA e PARISE (1993). O estudo mostrou que o sistema operando com um compressor de rotação variável é uma das alternativas mais promissoras em relação ao sistema “on-off” tradicional.

VARGAS e PARISE (1995) apresentaram um modelo matemático de uma bomba de calor com variação de velocidade através de um servomotor de corrente contínua, operando em malha fechada através de controle por lei potencial. O modelo foi utilizado para comparação entre o sistema em malha fechada e o sistema tradicional “on-off”. Os resultados de simulação computacional demonstraram que o sistema em malha fechada apresenta significativa economia de energia em comparação ao sistema tradicional “on-off”.

TASSOU e QURESHI (1994) apresentaram o desempenho de um inversor de frequência com aplicações em refrigeração. Os resultados mostraram que o uso de inversores de frequência para controle de velocidade de compressores de refrigeração pode ocasionar distorções harmônicas no sistema. Os inversores também podem causar uma redução no fator de potência, acarretando custo adicional no consumo de energia. A operação com controle de velocidade de compressores proporciona benefícios como controle de temperatura melhor e respostas mais rápidas para mudanças súbitas de carga.

TASSOU e QURESHI (1997) avaliaram o desempenho de modo dinâmico e análise de energia em compressores de refrigeração controlados por inversores de frequência. Os resultados mostram que partidas sem utilização de inversores de frequência consomem 5 % a mais, do que com a utilização do inversor. Isto

principalmente devido à rampa de partida em inversores. Neste estudo, também foi verificado que a redução de consumo de energia é uma função do tipo de compressor empregado no sistema de velocidade variável.

TASSOU e QURESHI (1998) estudaram o comparativo de desempenho de compressores de deslocamento positivo em aplicações de refrigeração com variação de velocidade. Foram considerados no estudo um compressor aberto a pistão, semi-hermético a pistão e aberto tipo parafuso. Os resultados indicam que todos os compressores foram projetados para a eficiência máxima na velocidade nominal. Quando foi aplicada a variação de velocidade, todos os compressores analisados apresentaram economia de energia em relação ao seus funcionamentos em velocidade fixa. A análise demonstrou uma economia de 12 % a 24 % no consumo de energia.

VARGAS et al (1998) apresentaram um estudo experimental e um modelo matemático da operação de um refrigerador. O modelo consistiu em um espaço refrigerado, um refrigerador de absorção operando irreversivelmente, com utilização de sensor de temperatura, sinal de referência, e uma ação de controle baseada na lei potencial. O modelo do refrigerador de absorção é validado pela comparação direta entre resultados teóricos e dados experimentais. A simulação do sistema operando em regime transiente em malha fechada apresentou grande redução de consumo, em relação ao sistema com operação em modo de controle “on-off”.

YAQUB e ZUBAIR (2000) estudaram o controle de capacidade de um sistema de refrigeração por compressão mecânica, injetando gás quente diretamente no lado de sucção do compressor. Foi demonstrado que as temperaturas de descarga do compressor aumentam significativamente quando o gás quente da descarga é extraído e injetado diretamente no lado da sucção do compressor.

BITZER COMPRESSORS (2000) desenvolveu estudo da utilização de compressores herméticos e semi-herméticos de deslocamento positivo, com utilização de inversores de frequência. O estudo demonstrou que compressores a pistão não devem trabalhar fora da faixa de 30 a 60Hz / 850 a 1750 rpm, devido a problemas de lubrificação.

YAQUB e ZUBAIR (2001) realizaram um estudo comparativo, com controle de capacidade para refrigeração e sistemas de ar condicionado, em termos do coeficiente de desempenho (COP). Foi observado que a variação da temperatura e quantidade de fluxo de refrigerante é função do controle de capacidade.

KOURY et al. (2001) desenvolveram uma simulação numérica de um sistema de refrigeração de velocidade variável. O estudo modelou um sistema de refrigeração por compressão mecânica. No estudo foram executadas simulações com o objetivo de verificar a possibilidade de controlar o sistema de refrigeração e o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador variando a velocidade do compressor. Os resultados indicam que o modelo proposto pode ser usado para formular um algoritmo para controlar um sistema de refrigeração.

APREA e MASTRULLO (2002) apresentaram um estudo de performance energética, comparando a utilização de válvula de expansão termostática mecânica, com válvula de expansão termostática eletrônica. Estas foram submetidas à mistura zeotrópica R407C, na substituição do HCFC22. Os resultados demonstraram uma boa adaptação da mistura com a utilização da válvula de expansão eletrônica. E ainda melhores resultados, utilizando a válvula de expansão termostática mecânica.

Dentro dos estudos analisados e da pesquisa bibliográfica realizada não foi encontrado nenhum trabalho experimental que comparasse o funcionamento de um mesmo sistema de refrigeração por compressão de vapor operando com controle em malha fechada e com controle tradicional “on-off”. O estudo experimental proposto nesta dissertação é, portanto, inédito dentro do conhecimento do autor deste trabalho.

O trabalho proposto visa, portanto, preencher as lacunas da literatura técnica, no que diz respeito à utilização de inversores de frequência aplicados em instalações de refrigeração industrial e comercial, uma tecnologia ainda incipiente. Propõe-se a inserção de um novo sistema de controle bem como a adaptação do mesmo aos sistemas existentes. O estudo tem como objetivo principal, a apresentação de uma solução viável e com resultados significativos para o mercado de refrigeração.

3 METODOLOGIA E IMPLEMENTAÇÃO DA UNIDADE EXPERIMENTAL

3.1 MOTIVAÇÃO

Em se tratando de refrigeração comercial, o mercado utiliza-se do tradicional sistema “on-off”, que trabalha no limite de funcionamento dos equipamentos, ocasionando ciclagens contínuas, reduzindo a vida útil e dispendendo muita energia. Além disto há dificuldade para se controlar os níveis de temperatura.

Em vários países, principalmente Inglaterra, Alemanha e Estados Unidos, estão sendo desenvolvidos estudos e sistemas para melhoria destas deficiências no sistema de refrigeração convencional “on-off”.

A necessidade hoje de se consumir energia de uma forma racional se faz presente ao nível mundial, considerado motivo principal para o desenvolvimento de estudos nesta área. As bombas de calor são utilizadas largamente nos dias de hoje. Uma preocupação geral entre os engenheiros projetistas está relacionada com a otimização do sistema, a fim de reduzir o consumo de energia e, em algumas aplicações especiais (e.g., salas de metrologia), para manter a temperatura ambiente controlado dentro de uma faixa bastante restrita, com oscilações mínimas.

Para atingir o objetivo estabelecido no capítulo 1 desta dissertação, adotou-se uma metodologia experimental. O trabalho consistiu primeiramente no projeto de um sistema de refrigeração industrial por compressão de vapor. A seguir, os componentes foram adquiridos ou construídos em laboratório. A unidade experimental foi então montada e colocada em operação, a princípio apenas com o sistema de controle convencional “on-off”. Uma próxima etapa consistiu da instrumentação e instalação de um sistema de aquisição de dados computacional, utilizado para a medição de temperaturas em tempo real. Pressões foram medidas através de manômetros instalados nas linhas de sucção e de descarga do sistema, sendo realizadas leituras visuais no decorrer dos testes. A última etapa consistiu da instalação de um inversor de frequência no sistema, para realizar o controle de velocidade do compressor, juntamente com o sistema de aquisição de dados que foi utilizado também para receber o novo sistema de controle proposto através de programação computacional realizada com o “software” LABVIEW (1998).

Os itens a seguir descrevem os detalhes de cada um dos equipamentos da instalação, bem como sua finalidade, aspectos da montagem e calibração quando necessário. Apresentam-se também as funções utilizadas, tanto para o sistema convencional “on-off”, como para o novo controle proposto por lei potencial em malha fechada. Por último, apresenta-se o procedimento experimental utilizado para permitir a comparação dos dois sistemas implementados e testados nesta dissertação.

3.2 CÂMARA FRIA

A câmara construída para este estudo é mostrada na Fig. 1. A mesma é formada por paredes de madeira de 5 cm de espessura, isolada com lã de vidro, possuindo uma porta corredeira através de contra-pesos e o seu interior é revestido com chapa de aço galvanizado. A câmara tem por finalidade, acomodar a carga térmica a ser resfriada e isolar a mesma das variações de temperatura externa. A câmara fria possui um volume de $18,47 \text{ m}^3$, conforme é apresentada na Fig. 2.

Um sensor de temperatura foi instalado no interior da câmara, para medição da temperatura da massa de ar interna. Esta temperatura medida foi utilizada para o controle do sistema, tanto no sistema “on-off” como em malha fechada. O ponto de ajuste desejado para a câmara (“setpoint”) foi, portanto, monitorado e controlado a partir da temperatura do ar no interior da câmara. Este procedimento reproduz a prática utilizada em instalações industriais e comerciais.



Figura 1: Câmara Fria.

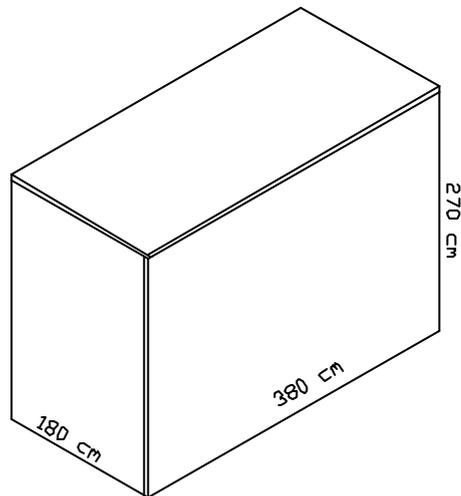


Figura 2: Volume da Câmara Fria.

3.3 CARGA TÉRMICA

Como carga térmica nos experimentos, foi utilizado um tanque cilíndrico de ferro, conforme mostra a Fig. 3 no interior da câmara, com um volume de água de $1,46 \text{ m}^3$. O objetivo foi o de simular a inércia térmica de uma carga térmica existente em aplicações reais e de verificar a sua variação em relação à temperatura interna do ar da câmara.

Para a medição da temperatura do tanque, foi instalado um termistor na superfície externa do mesmo. O sensor foi colocado em um pequeno rebaixo feito com uma broca, com pasta térmica de alta condutividade e fita adesiva, a fim de que fosse observado um bom contato térmico entre o sensor e a superfície do tanque.

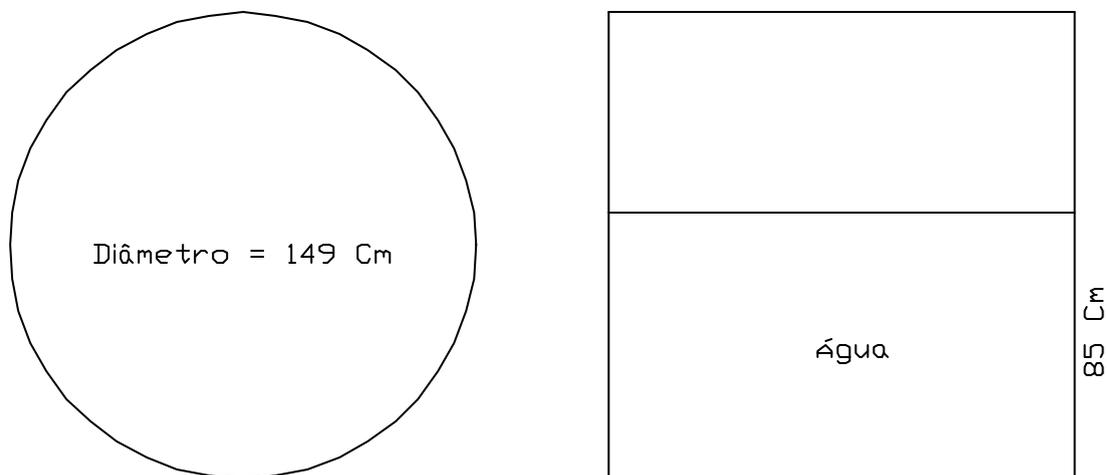


Figura 3: Tanque Cilíndrico de Inércia Térmica.

3.4 UNIDADE CONDENSADORA

Foi utilizado neste estudo uma unidade condensadora Bitzer, conforme mostra a Fig. 4, formada pelos seguintes componentes:

- Compressor hermético TFH 4540F HR de 3,5 HP , 3 PH, 220 V, para utilização com refrigerante R22 e corrente máxima de trabalho de 13 A ;
- Pressostato de alta e de baixa Danfoss KP15;
- Tanque de líquido, e
- Condensador de ar forçado.

A unidade foi montada sobre uma mesa de ferro, e posicionada de forma a permitir um fluxo de ar livre para condensação. Foram montados cinco termistores na unidade, posicionados de forma a permitir um monitoramento completo. O primeiro termistor foi montado no tubo de descarga do compressor, a 5 cm da válvula de serviço. Para isto foi utilizado pasta térmica de alta condutividade, fita adesiva e tubo esponjoso a fim de que fosse observado um bom contato térmico entre o sensor e o tubo. O segundo sensor foi posicionado na saída do condensador 1, correspondendo também à entrada do condensador 2, e foram utilizados os mesmos

procedimentos do primeiro termistor. O terceiro termistor foi montado na saída do condensador 2 correspondente a entrada do tanque de líquido da unidade, sendo utilizado também o procedimento com pasta térmica. O quarto termistor foi montado atrás do ventilador, de forma a monitorar a temperatura do ar após o condensador 1. O quinto termistor foi posicionado na tubulação de sucção do compressor a 10 cm antes da válvula de serviço da sucção, também com utilização de fita adesiva e, pasta térmica.

Com o equipamento descrito acima, foi possível realizar o ciclo de refrigeração, através da compressão do vapor e condensação do mesmo. O tanque de líquido proporcionou funcionamento com carga térmica variável, devido à utilização de válvula de expansão.

A Fig. 4 mostra um aspecto geral da unidade condensadora montada e instrumentada. Deve ser observado o detalhe da instalação de um trocador de calor adicional (condensador 1) antes do condensador 2. Este equipamento teve a finalidade de garantir o subresfriamento do refrigerante na entrada da válvula de expansão, e assim utilizar todo o potencial de evaporador no resfriamento de ambiente controlado.



Figura 4: Unidade Condensadora.

3.5 TUBULAÇÃO

Para a conexão dos equipamentos do sistema de refrigeração, foram utilizados tubos de cobre do tipo L, com diâmetros de 3/4" para sucção, 3/8" para a linha de líquido. Os tubos foram brazados com a utilização de "sifoscooper" 5 % e com utilização de pequeno fluxo de nitrogênio. O tubo da linha de sucção foi isolado termicamente com tubo esponjoso, com objetivo de evitar problemas de condensação. Foram colocados suportes a cada 0,30 m, para evitar o contato do tubo com o teto da câmara, conforme mostra a Fig. 5. Também foi instalado um sifão na saída da sucção do evaporador, para auxílio no arrasto do óleo.



Figura 5: Tubulação.

3.6 EVAPORADOR

Para o resfriamento da câmara foi utilizado um evaporador McQuay, conforme mostra a Fig. 6, modelo FBA 215, com válvula de expansão de equalização externa TEX2 com orifício 03. O evaporador foi preso ao teto da câmara, através de barras roscadas, tendo sido mantido um espaçamento de 40 cm entre a parede da câmara e o evaporador, permitindo uma circulação de ar adequada.

Foram instalados três termistores no evaporador, com objetivo de medir as temperaturas na entrada da válvula de expansão, na saída da válvula de expansão e na linha de sucção do evaporador.

O equipamento descrito acima teve como finalidade resfriar o ambiente interno da câmara através da expansão do fluido refrigerante e do controle da sua vazão.



Figura 6: Evaporador.

3.7 INVERSOR DE FREQUÊNCIA

O inversor de frequência utilizado neste estudo foi um modelo Siemens Midmaster Vector, conforme mostra a Fig. 7, MDV550/2, com capacidade de controle vetorial sem sensor, adequado para controlar a velocidade de motores trifásicos, com as seguintes características:

Faixa de tensão de entrada $208\text{ V} - 240\text{ V} \pm 10\%$;

Potência nominal do motor $7,5\text{ HP}$;

Corrente de saída 22 A ;

Corrente de entrada 32 A ;

Dimensões $275\text{ mm} \times 450\text{ mm} \times 210\text{ mm}$;

Peso de 11 kg ;

O inversor de frequência foi montado sobre trilhos de metal, apoiados na parede da câmara e teve como objetivo o controle de rotação do compressor para o sistema de malha fechada.



Figura 7: Inversor de Frequência.

3.8 MEDIDOR DE ENERGIA

O medidor de energia utilizado para este estudo, foi de fabricação ESB, conforme mostra a Fig. 8, modelo SAGA 2300 / 1388 RS 485 eletrônico de demanda ativa e reativa, com as seguintes características.

Fornece as grandezas primárias de tensão, corrente e fator de potência médio e mínimo, frequência e THD;

Fonte de alimentação trifásica;

“Auto range”, possuindo duas escalas para tensão e cinco para corrente, permitindo assegurar precisão em toda a faixa de medição;

Pré-programado em fábrica, com os dados armazenados em E2PROM;

Classe de exatidão de 1%

Mostrador digital de tecnologia de cristal líquido, de 32 caracteres alfanuméricos em duas linhas, permite indicar as informações de forma clara;

Gabinete padrão DIN144.

Com este equipamento, foi possível medir o consumo de energia elétrica em kWh, monitorar a corrente de trabalho, fator de potência e as demandas ativas e reativas do sistema.

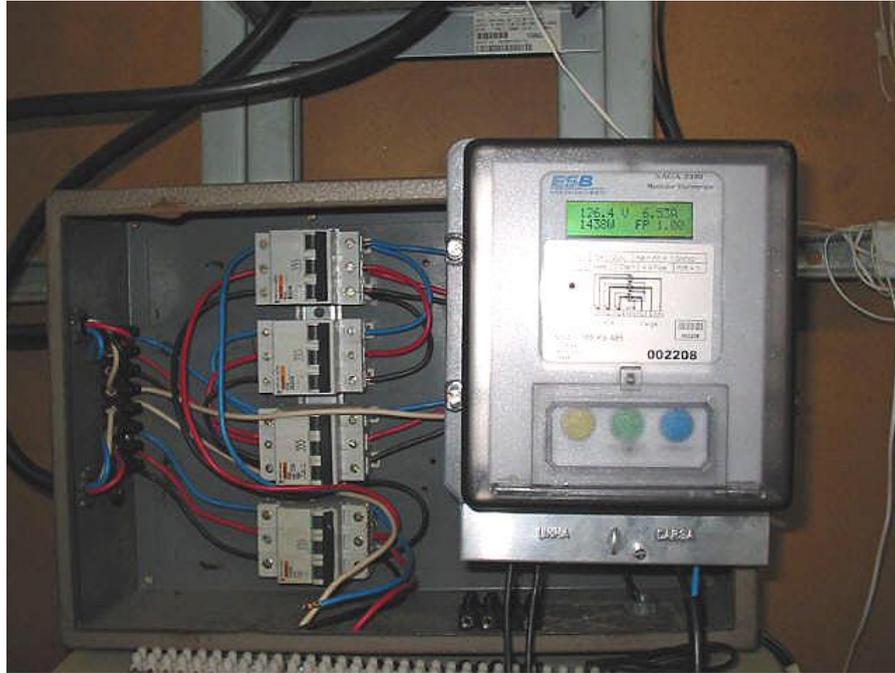


Figura 8: Medidor de Energia.

3.9 SENSORES TÉRMICOS

Os sensores térmicos utilizados nesse estudo foram termistores ou sensores semicondutores. Eles são compostos de manganês, níquel e óxido de cobalto, os quais são misturados em proporções iguais, obtendo a forma de uma pequena esfera de 2.4 mm de diâmetro. Os termistores são não lineares, quando comparados com outros sensores de temperatura que são lineares, como por exemplo, os sensores condutores de platina e tungstênio. A relação entre a resistência e a temperatura em um termistor é bem correlacionada pela expressão:

$$R = R_0 e^{\beta \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)} \quad (1)$$

onde, R = resistência na temperatura da medida em execução, T [K]

R_0 = resistência na temperatura de referência, T_0 [K]

β = constante do termistor [K^{-1}]

e = constante de Euler

Os termistores foram calibrados em laboratório para determinar seus limites intrínsecos de precisão (“Bias limits”). Para tanto, os termistores foram mergulhados em um banho térmico de temperatura constante de marca Hakke, modelo CD30. Um total de 64 medições de temperatura foi realizado a níveis 0, 10, 20.....100°C. O maior desvio padrão dessas medições foi de 0.001°C e, portanto o limite intrínseco de cada termistor foi estabelecido como $\pm 0.001^\circ\text{C}$, o que é coerente com o limite intrínseco de precisão listado em um manual de instrumentação (Dally et al., 1993).

3.10 AQUISIÇÃO DE DADOS

O trabalho experimental envolveu a aquisição de dados de temperatura em tempo real, bem como o controle “on-off” e/ou em malha fechada por lei potencial do sistema de refrigeração. Essas tarefas foram realizadas com a utilização de um sistema de controle e aquisição de dados computacional que consistiu de um microcomputador PC Pentium III, 128 Mbytes RAM, 550 MHz; de uma placa de controle e aquisição de dados da marca OMEGA Inc., modelo PCI-DAS6402/16, com 32 canais de aquisição de dados e 2 saídas de sinal analógico de controle, e um aplicativo computacional LABVIEW produzido pela National Instruments. A Figura 9 mostra um aspecto geral da montagem da estação de trabalho com todos os componentes do sistema descrito.

A placa de aquisição permitiu a leitura quase simultânea dos termistores (amostragem de 200 kHz). Um programa desenvolvido em linguagem para o aplicativo LABVIEW registrou as temperaturas lidas, forneceu gráfico das temperaturas e realizou o controle do sistema.



Figura 9: Sistema de Aquisição de Dados.

3.11 CONTROLE “ON-OFF”

Para o sistema de refrigeração convencional, implementou-se a ação de controle “on-off”. Para este funcionamento, o sistema foi montado com a unidade condensadora, pressostato de alta e baixa, medidor de energia, contactora, sistema de aquisição, evaporador, câmara e sensores.

A temperatura do ar interno do ambiente controlado, T_4 , é lida por um termistor, que varia a sua resistência conforme a variação da temperatura, de acordo com a Eq. (1). A placa de aquisição de dados converte esta variação de resistência lida em uma variação de voltagem, de modo que um sinal de realimentação é gerado dentro da faixa de variação do sinal de referência da placa ($V_{\min} = 0 \text{ V}$ a $V_{\max} = 10 \text{ V}$). Assim, o sinal de realimentação gerado pelo sensor é dado por:

$$V_{fb} = f(T_4) \quad (2)$$

onde, $V_{\min} < V_{fb} < V_{\max}$.

Considerando o sinal de referência, V_{ref} , que corresponde à temperatura de “setpoint”, T_{set} , um sinal de erro atuante é gerado por

$$E_a = V_{fb} - V_{ref} \quad (3)$$

O sinal de erro atuante da Eq. (3) foi calculado através do “software”, conforme mostra a Fig. 10, com a programação e estratégia do sistema “on-off”. O funcionamento consistiu em se estabelecer um nível desejado de temperatura para o ambiente controlado (“setpoint”), i.e., um valor para V_{ref} . No estudo foi considerada a temperatura de “setpoint” a ser mantida de 8°C , sendo considerado uma banda morta de $\pm 2^\circ\text{C}$ (histerese). A leitura da temperatura T_4 (temperatura do ar interno da câmara i.e., V_{fb}) é comparada a todo o instante com a temperatura de setpoint. Ao se atingir a temperatura setpoint menos a banda morta, a válvula solenóide é desenergizada e conseqüentemente se fecha, impedindo o fluxo de refrigerante. Desta maneira a pressão de sucção decresce, e ao se atingir a pressão mínima de trabalho, regulada no pressostato de baixa, realiza o desarme da contactora e conseqüentemente o desarme da unidade condensadora. Após a temperatura T_4 atingir o “setpoint” mais a banda morta, a válvula solenóide é energizada, permitindo o fluxo de refrigerante. Desta maneira a pressão de sucção sobe, e o sistema volta a funcionar. Pode-se observar o funcionamento do sistema “on-off” pela Fig. 11, onde é mostrada a variação da temperatura do ambiente controlado, em relação ao “setpoint”.

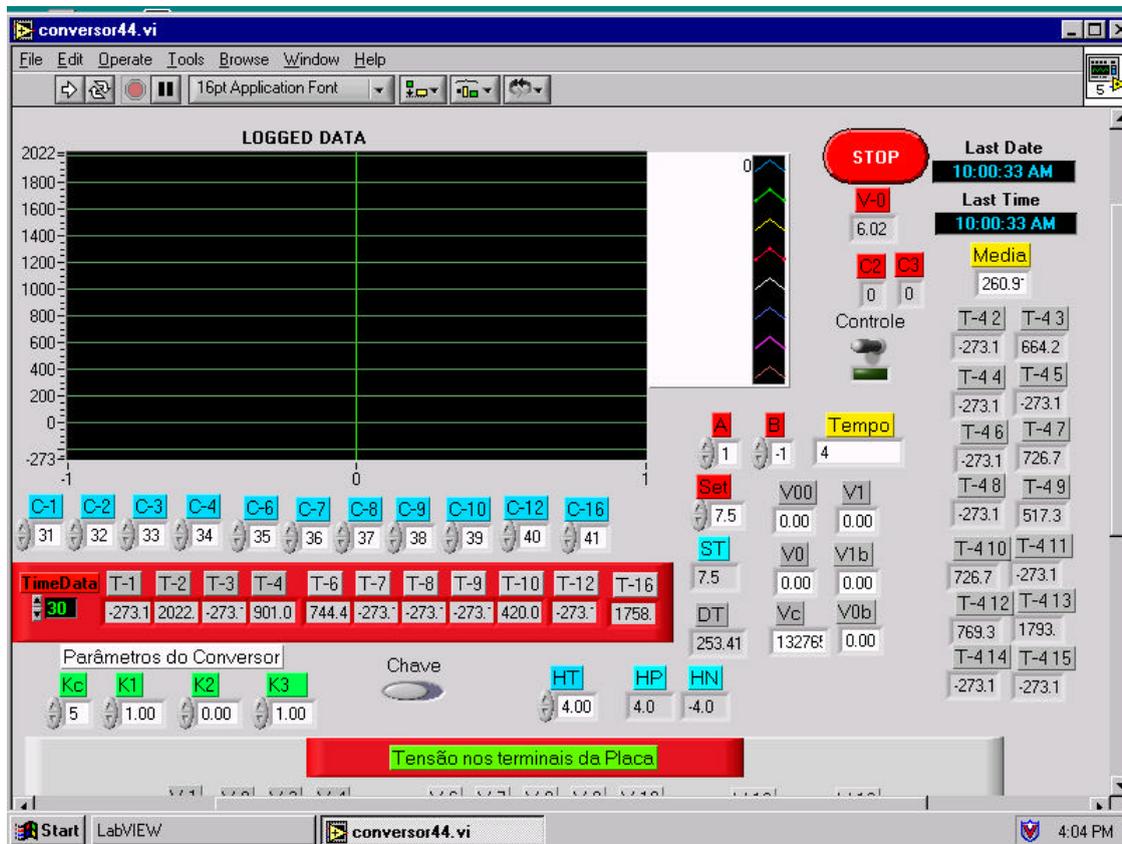


Figura 10: Tela do LABVIEW para o sistema “ on-off”.

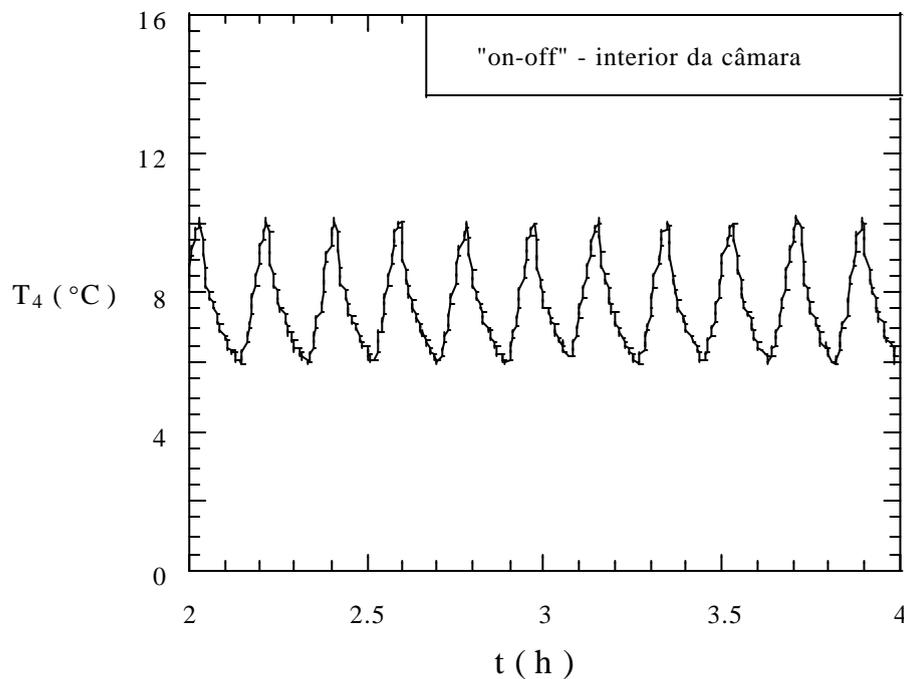


Figura 11: Temperatura de controle “on-off”.

3.12 CONTROLE EM MALHA FECHADA

A ação de controle em malha fechada aqui sugerida é baseada numa técnica de lei potencial proposta anteriormente (Vargas e Parise, 1995; Vargas et al., 1998), ao invés das bem conhecidas ações combinadas proporcional-integral-derivativa, PID (Ogata, 1970; Kuo, 1987). Apesar da técnica ter sido proposta anteriormente, uma versão aperfeiçoada e mais generalizada é proposta nesta dissertação. A principal razão para a utilização de uma lei potencial em relação ao controle tradicional PID é a simplicidade, ajuste dos ganhos do controlador em faixas mais restritas, levando em consideração também a não linearidade do sistema a ser controlado.

O sistema em malha fechada implementado foi montado com unidade condensadora, medidor de energia, sistema de aquisição, inversor de frequência, evaporador, câmara e sensores.

O sistema de malha fechada opera de forma a variar a rotação do compressor de acordo com a diferença de temperatura de “setpoint” e a temperatura do ar no interior do ambiente controlado, fornecendo uma variação de temperatura a cada instante, ΔT .

A fim de realizar a ação de controle, uma função deve ser implementada eletronicamente, através de um controle discreto ou analógico, baseado num modelo matemático, que se inicia com sinal de erro, E_a ,

computado pela Eq. (3). A diferença entre a temperatura atual, T_4 e a temperatura de setpoint, T_{set} , é determinado por.

$$\Delta T = f^{-1}(E_a) \quad (4)$$

A equação para calcular um ajuste da voltagem, V_s , tem que identificar o ponto de partida da ação de controle, como foi descrito acima. Esta tarefa é executada pela seguinte expressão.

$$V_s = K_c (K_1 \Delta T + K_2) + K_3 \quad (5)$$

onde K_c , K_1 , K_2 , K_3 são constantes a serem selecionadas de acordo com o sistema. A Eq. (5) generaliza a ação de controle potencial proposta anteriormente (Vargas e Parise, 1995 e Vargas et al., 1998). A voltagem introduzida no inversor de frequência é determinada por:

$$V_a = V_s \quad (6)$$

$$\text{se } V_s < V_{\max}$$

e

$$V_a = V_{\max} \quad (7)$$

$$\text{se } V_s \geq V_{\max}$$

O objetivo da ação de controle definida pelas Eqs. (5) – (7) tem duas finalidades: (i) fazer com que V_a seja menor que V_{\max} somente quando estiver próximo do “setpoint” e (ii) evitar oscilações indesejáveis na temperatura do ambiente controlado, T_4 , após se atingir a temperatura de “setpoint”. Quando $V_a = V_{\max}$, o compressor funciona na sua rotação máxima, e quando $V_a = V_s$, o compressor tem sua velocidade reduzida e regulada pelo inversor de frequência.

Primeiramente foi implementada a estratégia de controle no aplicativo, sendo definida a temperatura a ser controlada, como T_4 (temperatura do ar interno da câmara). De acordo com o estudo realizado por TASSOU e QURESHI (1994), com o objetivo de evitar interferências de distorções harmônicas na aquisição de dados referente a temperatura usada para o controle, foi definida uma média de 15 temperaturas lidas com amostragem bastante rápida (menos de 1s) implementada no aplicativo computacional conforme mostra a Fig. 12, e lidas pela placa no mesmo segundo para obter o valor de T_4 , a ser utilizado para o cálculo de $\Delta T = T_4 - T_{set}$. Este procedimento foi possível devido à alta velocidade de aquisição de dados da placa (200 kHz). Desta maneira, eliminou-se o ruído no valor de T_4 devido às distorções harmônicas do inversor de frequência.

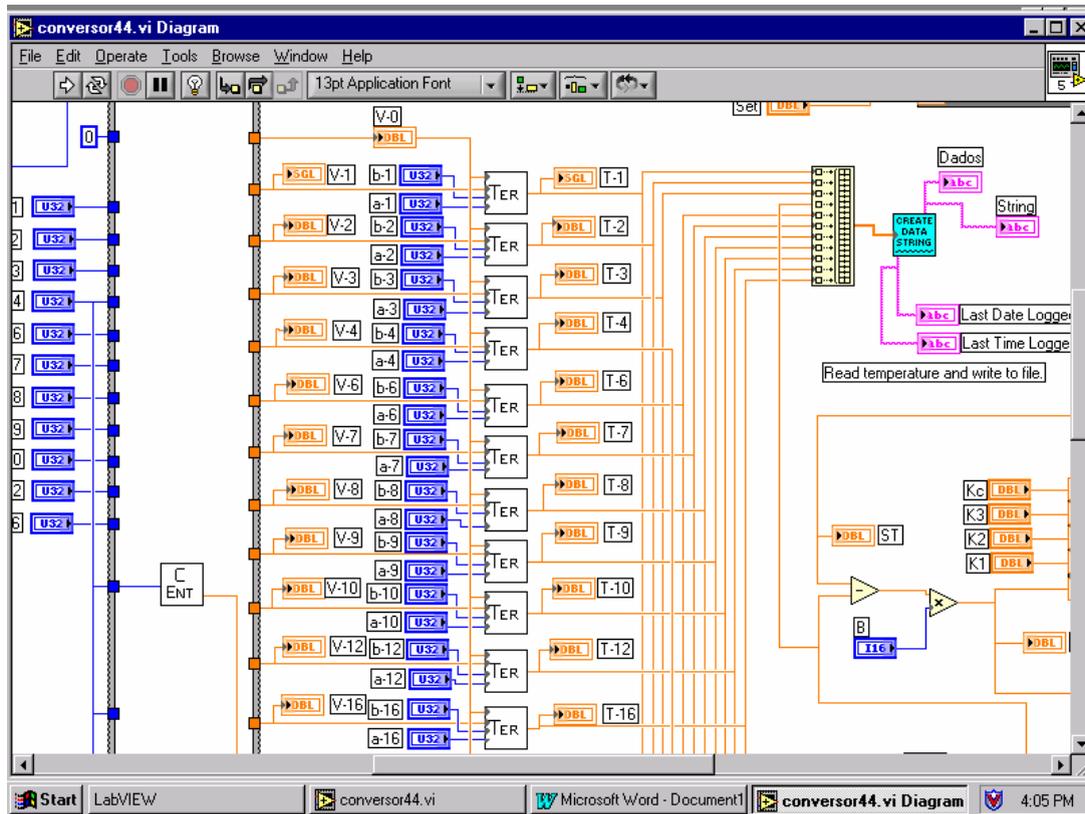


Figura12: Implementação da média para o cálculo de T_4 no aplicativo.

A seguir foi implementada a estratégia de controle do sistema em malha fechada através da lei potencial, utilizando a equação de controle modificada, i.e., Eq. (5). A equação nova implementada, foi modificada em relação ao trabalho de Vargas et al. (1998), inserindo-se uma nova constante K_3 , devido ao modo de operação da função de entrada analógica no inversor de frequência trabalhar na faixa de sinal de referência de $2\text{ V a } 10\text{ V} / 4\text{ a } 20\text{ mA}$. Houve a necessidade de não trabalhar com frequências abaixo de 30 Hz no inversor de frequência para evitar problemas de lubrificação no compressor. Desta maneira o compressor operou na faixa de rotação recomendada pelo fabricante, i.e., de $850\text{ a } 1750\text{ rpm}$. Um controle “on-off” foi implementado quando $V_s < 2\text{ V}$. Portanto, para isto estabeleceu-se uma banda morta de $\pm 0,5^\circ\text{C}$ para o retorno do funcionamento, i.e., uma faixa de variação igual a $T_{set} \pm 0,5^\circ\text{C}$. A diferença fundamental em relação ao sistema “on-off” convencional, é que ao retornar ao funcionamento quando $T_4 = T_{set} + 0,5^\circ\text{C}$, o compressor funciona com uma rotação modulada pelo inversor de frequência num valor bastante menor que o de sua rotação máxima, portanto, com menor consumo. A estratégia do controle por malha fechada foi implementada no aplicativo, de acordo com a Fig. 13. Os parâmetros de controle, K_c , K_1 , K_2 , K_3 foram determinados experimentalmente antes do início dos testes comparativos, visando a operação suave e eficiente do sistema.

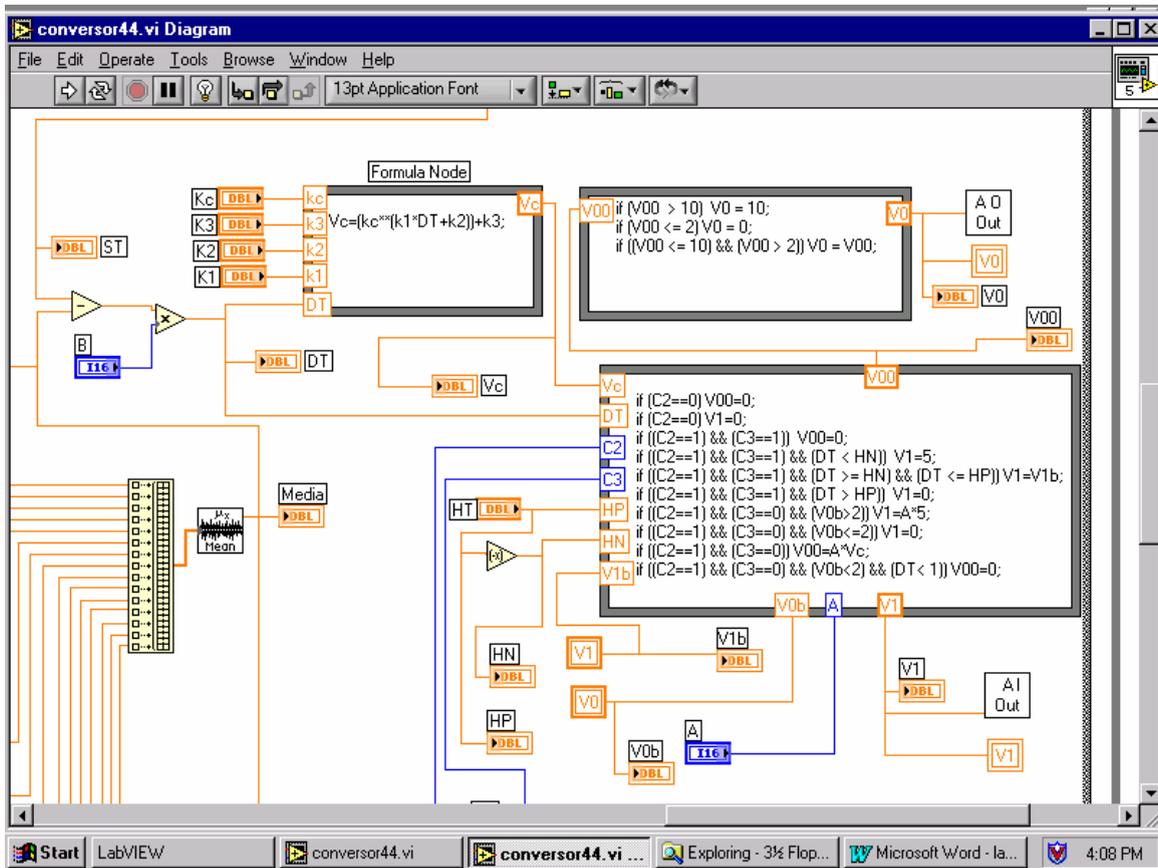


Figura13: Implementação da estratégia de controle em malha fechada.

A operação do sistema em malha fechada, consistiu em se comparar o “setpoint” definido, $T_{set} = 8^{\circ}\text{C}$, com a média da temperatura de controle T_4 , fornecendo um $\Delta T = T_4 - T_{set}$. Este, substituído na equação de controle, Eq. (5), fornece um sinal de voltagem indicativo de qual frequência o inversor deve trabalhar, e em consequência a rotação de trabalho do compressor. Ao se atingir um ΔT de 0°C , correspondente ao “setpoint” menos a banda morta, $T_{set} - 0,5^{\circ}\text{C}$ a válvula solenóide é desenergizada e o inversor de frequência zerado, desligando o compressor. O ambiente controlado se aquece, e após atingir o “setpoint” mais a banda morta, $T_{set} + 0,5^{\circ}\text{C}$ a válvula solenóide é energizada e o inversor parte com a rotação mínima de trabalho. Pode-se observar o funcionamento do sistema em malha fechada pela Fig. 14, onde é mostrada a variação da temperatura de controle (ar interno da câmara) em relação ao “setpoint”.

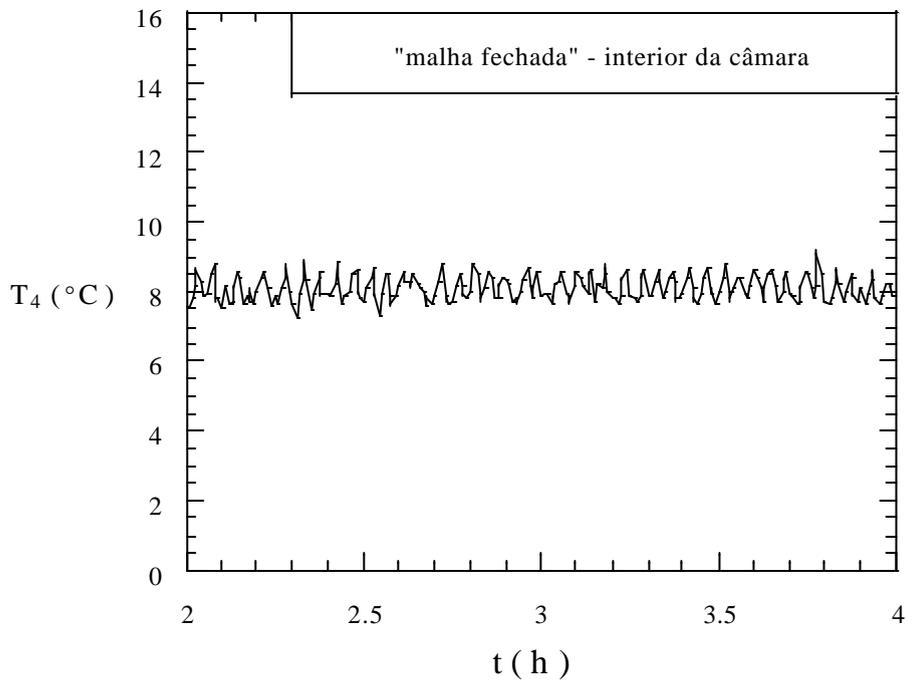


Figura 14: Temperatura de controle em malha fechada.

3.13 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a realização dos testes comparativos e experimentais entre os dois sistemas (“on-off” e malha fechada), foi estabelecido um período de medição de 24 horas. Foram efetuadas quatro aberturas de portas nas primeiras doze horas, com a finalidade de simular o funcionamento de um sistema de refrigeração na prática. As aberturas de portas ocorreram em períodos pré-determinados, com duração de cinco minutos cada. Nas demais doze horas, a porta permaneceu fechada, simulando o período noturno de funcionamento.

Um tanque metálico com água foi inserido no interior da câmara, conforme descrito na seção 3.3, com a finalidade de simular a carga térmica do sistema. Foram realizadas calibrações nos sensores de temperatura e os mesmos foram distribuídos conforme descrito na seção 3.9.

O consumo de energia foi registrado através do medidor, conforme descrito na seção 3.8, com medição na entrada 3PH do sistema e aquisição por “software” em intervalos de um minuto. Para registro das temperaturas e estratégia de controle, foi utilizado um sistema de aquisição de dados e o “software” LABVIEW, com intervalos de leitura de quinze segundos.

A operação do sistema “on-off” consistiu da comparação do “setpoint” estabelecido com a temperatura de controle adotada, conforme descrito na seção 3.11, com o objetivo de manter a câmara em temperatura próxima do “setpoint”, ciclando o compressor dentro do intervalo de operação. Desta maneira simulou-se o funcionamento encontrado na prática em sistemas de refrigeração industrial.

A operação do sistema em malha fechada, conforme é descrito na seção 3.12, consistiu em variar a rotação do compressor, com objetivo de adequar a vazão mássica de refrigerante o necessário para manter a temperatura próxima do “setpoint” estabelecido, minimizando o número de partidas do compressor, diminuindo a corrente de trabalho e ajustando melhor a variação de temperatura no ambiente controlado.

Devido à diferença de temperatura do ambiente externo à câmara nos diferentes dias em que ocorreram os testes dos sistemas “on-off” e em malha fechada, foi realizado o cálculo da energia perdida pelo isolamento térmico das paredes da câmara. Para este cálculo foi realizada uma integração numérica, utilizando um programa computacional escrito em linguagem Fortran (anexo5). Implementou-se o cálculo descrito pelas equações a seguir, que representam a energia perdida pelo isolamento térmico das paredes da câmara.

A taxa de transferência de calor perdida através das paredes, $\dot{Q}_{\text{leak}} [\text{W}]$, é obtida em cada instante t , por

$$\dot{Q}_{\text{leak}} = -UA (T_4 - T_{\infty}) \quad (8)$$

onde U é coeficiente global de transferência de calor, $\text{W}/(\text{m}^2\text{°C})$; A é a área total de troca de calor definida pela superfície exposta das paredes da câmara, m^2 , T_{∞} é a temperatura do ambiente externo à câmara. O coeficiente global de transferência de calor através das paredes é calculado por

$$U = \left(\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{e_p}{k_p} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} \right)^{-1} \quad (9)$$

onde h_{int} é o coeficiente de transferência de calor por convecção no lado interno $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$, e_p é a espessura das paredes, m , k_p é a condutividade térmica do material de isolamento das paredes, $\text{W}/(\text{m}^2\text{°C})$ e h_{ext} é o coeficiente de transferência de calor por convecção no lado externo, $\text{W}/(\text{m}^2\text{°C})$. O calor total perdido através das paredes da câmara, $Q_{\text{leak}} [\text{J}]$, no período total de 24h (86400 s) é dado por.

$$Q_{\text{leak}} = -UA \int_0^{86400} (T_4 - T_{\infty}) dt \quad (10)$$

onde $(T_4 - T_{\infty})$ é a diferença de temperatura entre o ar interno da câmara e o ar exterior medida pelo sistema de aquisição de dados ao longo do teste, portanto, é uma função do tempo, t .

A taxa média de calor perdido através das paredes da câmara \dot{Q}_{avg} [kW], durante o teste experimental é calculada por.

$$\dot{Q}_{\text{avg}} = -UA \frac{1}{\Delta T} \int_0^{86400} (T_4 - T_{\infty}) dt \quad (11)$$

Finalmente o calor total perdido, E_{lost} [kWh], durante a realização do teste é dado por.

$$E_{\text{lost}} = \dot{Q}_{\text{avg}} \cdot 24 \quad (12)$$

O cálculo da área total de troca de calor definida pela superfície exposta da parede é feito a partir da Fig. 15.

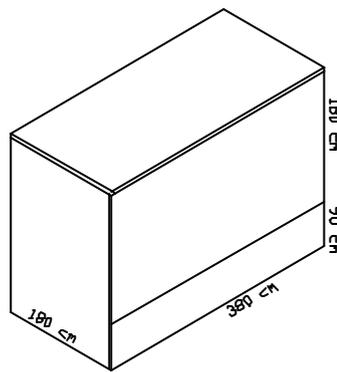


Figura 15: Cálculo da área total de troca de calor exposta ao ar exterior.

$$A = A_{\text{porta}} + A_{\text{laterais}} + A_{\text{teto}} + A_{\text{fundo}} - A_{\text{nãoexposta}} \quad (13)$$

onde $A_{\text{nãoexposta}} = 2 \times 0,9 \times 3,8 = 3,42 \text{ m}^2$ é a área de parede enterrada no solo, portanto, não está em contato com o ar exterior. Admite-se que a transferência de calor com o piso e as paredes não expostas é desprezível em presença do restante da superfície exposta ao ar exterior.

Posteriormente, o cálculo do consumo final de cada sistema é realizado de acordo com os diagramas esquemáticos do anexo 6. Para o sistema “on-off”, o consumo líquido total é aproximado por.

$$\text{CON}_{\text{on-off}} = \text{CON}_{\text{tot, on-off}} - E_{\text{lost}} \quad (14)$$

Para o sistema com malha fechada, o consumo líquido total é aproximado por.

$$\text{CON}_{\text{mf}} = \text{CON}_{\text{tot, mf}} - E_{\text{lost}} \quad (15)$$

Nesta aproximação foi considerado apenas o calor perdido através das paredes, no intuito de comparar o consumo entre os dois sistemas operando em condições de temperatura de ambiente externo diferentes.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste estudo, conforme anexo 6, foram realizadas medições de temperatura e pressão em diversos pontos de um mesmo sistema de refrigeração por compressão de vapor operando com controle “on-off” e em malha fechada. Teve-se como objetivo analisar comparativamente as influências em cada ponto em função da estratégia de controle adotada. Os dois sistemas operaram com a mesma carga térmica de referência e pelo mesmo período de teste, i.e., 24 h. Além disso, foi abatido do valor total do consumo, o calor perdido pelo isolamento térmico das paredes, uma vez que as condições ambientais do ar exterior foram diferenciadas nos dois testes realizados.

Para tanto, são apresentados e analisados a seguir, os comportamentos das temperaturas nos componentes do sistema para as duas estratégias de controle, objetivando a análise comparativa dos efeitos em cada periférico do sistema. Em seqüência, são apresentados o comportamento dos fluidos de trabalho (ar e refrigerante) para os dois sistemas, o consumo de cada modo de operação, e o consumo total, quantificando de forma real as diferenças entre os dois sistemas.

Os pontos de temperatura medidos foram:

T_1 - Temperatura do refrigerante na entrada da válvula de expansão;

T_2 - Temperatura do refrigerante na saída da válvula de expansão;

T_3 - Temperatura do refrigerante na saída do evaporador, linha de sucção;

T_4 - Temperatura do ar no interior da câmara;

T_5 - Temperatura do refrigerante na entrada do compressor, linha de sucção;

T_6 - Temperatura do refrigerante na saída do condensador 1;

T_7 - Temperatura do refrigerante na saída do condensador 2;

T_8 - Temperatura do ar no ambiente externo;

T_9 - Temperatura do ar de saída do condensador 1, e

T_{10} - Temperatura da parede do tanque.

As pressões medidas nos manômetros de linha foram:

- a) sistema “on-off”: pressão de descarga, $P_d = 0,13790 \text{ MPa}$ e pressão de sucção de, $P_s = 0,01931 \text{ MPa}$, nos períodos de funcionamento a máxima rotação.
- b) sistema em malha fechada: $P_d = 0,13790 \text{ MPa}$ e $P_s = 0,01931 \text{ MPa}$ na rotação máxima; $P_d = 0,10342 \text{ MPa}$ e $P_s = 0,02413 \text{ MPa}$ na rotação mínima.

As diferentes pressões nos dois sistemas caracterizam os diferentes tipos de controle utilizados. A menor diferença de pressão observada no sistema em malha fechada na rotação mínima, é indicativo de menor consumo energético.

4.1 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA ENTRADA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO

Observa-se na Fig. 16, o comportamento da temperatura na entrada da válvula de expansão para cada modo de operação. No sistema “on-off”, observa-se uma maior variação devido à banda morta existente ser maior do que a banda morta no sistema de malha fechada. Também é observado no sistema de malha fechada que a

variação de temperatura apresentou uma queda mais acentuada. Mostra-se assim que o grau de subresfriamento do refrigerante na saída do condensador 2 no sistema em malha fechada tende a aumentar ao longo da operação. Este aspecto é provavelmente devido a melhor modulação obtida com o sistema em malha fechada.

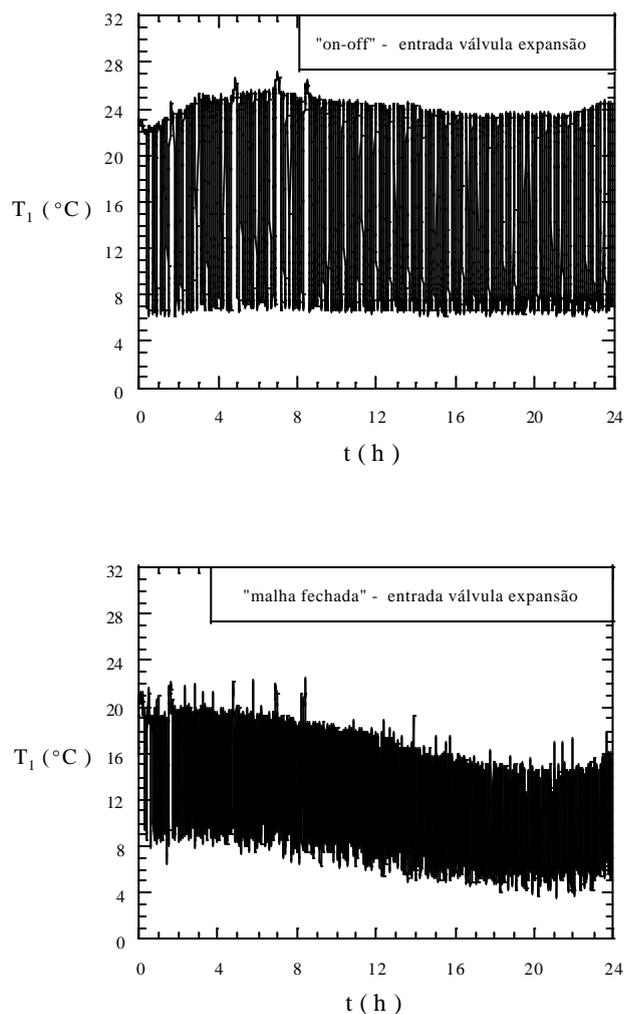


Figura 16: Comparativo das temperaturas do refrigerante na entrada da válvula de expansão.

Considerando o intervalo entre doze horas e quatorze horas de teste mostrado na Fig. 17, pode ser observado que a variação no sistema “on-off” para a temperatura na entrada da válvula de expansão é bem maior do que a em malha fechada.

A temperatura de condensação, relativa a linha de líquido saturado em teste com a pressão obtida da tabela de vapor saturado do

refrigerante, medida por manômetro, $P_d = 0,13790$ MPa , foi de $40\text{ }^\circ\text{C}$ para o sistema “on-off” e de $40\text{ }^\circ\text{C}$, $P_d = 0,13790$ MPa para o sistema de malha fechada. De acordo com as temperaturas medidas na entrada da válvula de expansão conclui-se que os dois sistemas apresentaram um bom grau de subresfriamento, garantindo um bom desempenho no evaporador.

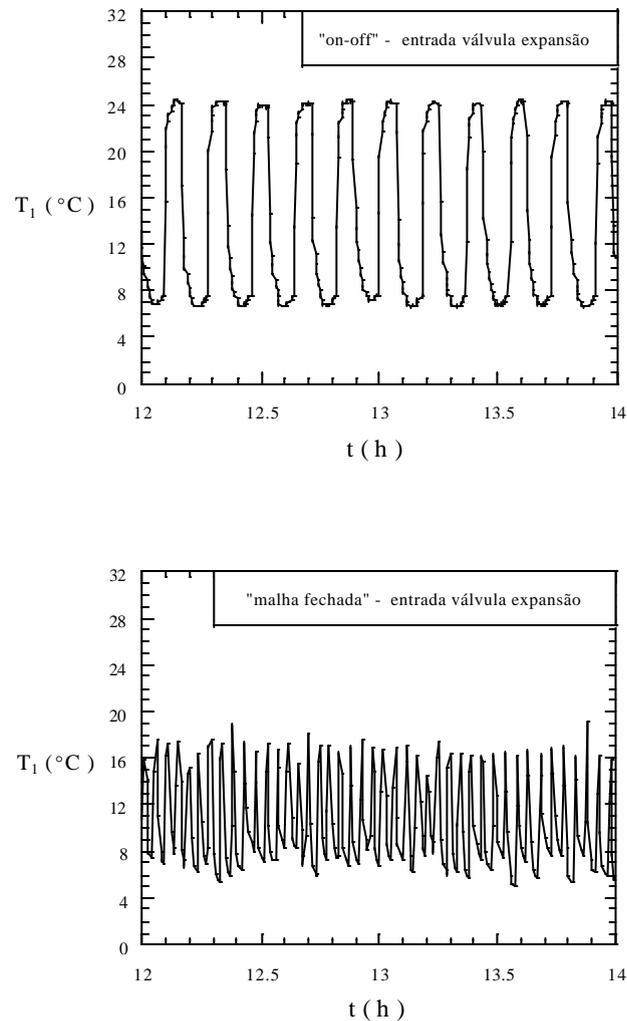


Figura 17: Comparativo das temperaturas do refrigerante na entrada da válvula de expansão no intervalo de 12 às 14h.

4.2 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA SAÍDA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO

As temperaturas na saída da válvula de expansão demonstram a evaporação dos sistemas.

Na Fig. 18 observa-se que a temperatura de evaporação no sistema “on-off” é mais baixa do que no sistema em malha fechada, fato devido ao compressor no sistema “on-off” trabalhar sempre na máxima rotação e possuir uma banda morta maior.

Também é observado que ao longo do experimento, as temperaturas de evaporação nos dois sistemas se elevam, devido à tendência de estabilização da carga térmica.

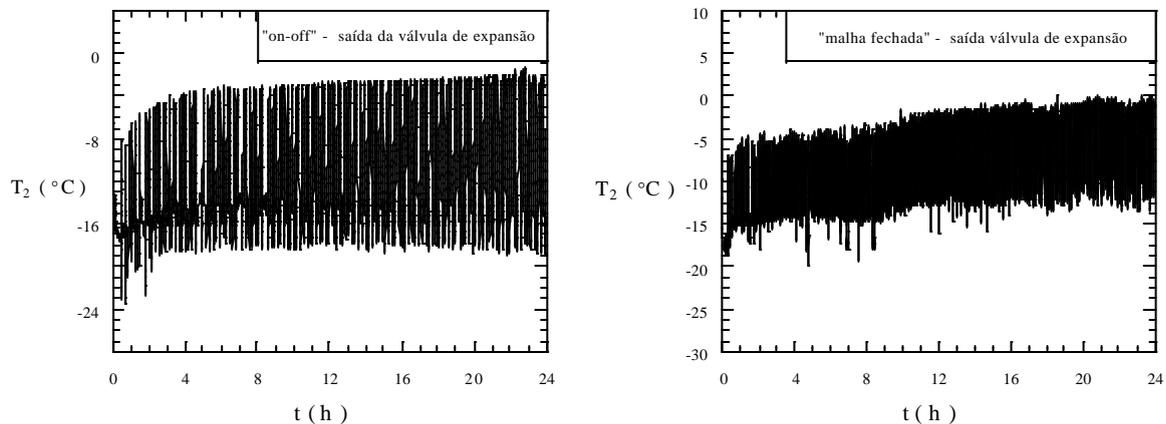


Figura 18: Comparativo das temperaturas do refrigerante na saída da válvula de expansão.

4.3 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA SAÍDA DO EVAPORADOR (SUCÇÃO)

A Fig. 19 apresenta o problema da distorção harmônica no sistema em malha fechada, segundo mencionado na revisão de literatura. Mais especificamente o inversor gera ruídos no sistema de aquisição de dados, provocando oscilações indesejáveis nas leituras das temperaturas.

Também é notado que no sistema “on-off”, assim como no sistema em malha fechada existe um aumento considerável de temperatura na região de abertura de portas conforme mostra Fig. 19 e no detalhe da Fig. 20.

Pode ser observado que devido à utilização de uma maior banda morta, existe uma maior oscilação de temperatura no sistema “on-off”. No entanto, o sistema “on-off” não pode ser ajustado para trabalhar em uma banda morta muito restrita, pois isto aumentaria grandemente a frequência de acionamento do compressor, provocando possíveis defeitos em curto prazo.

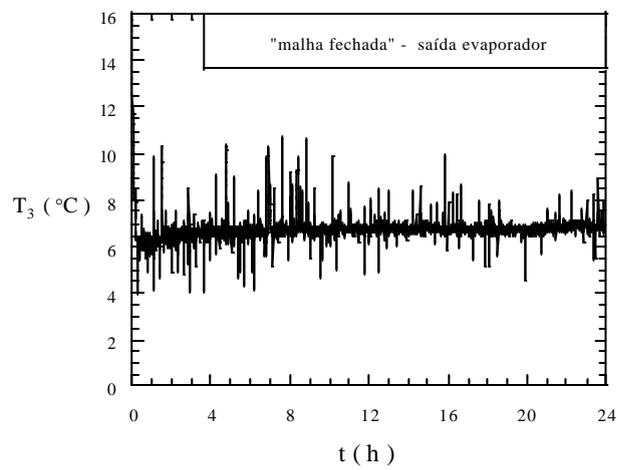
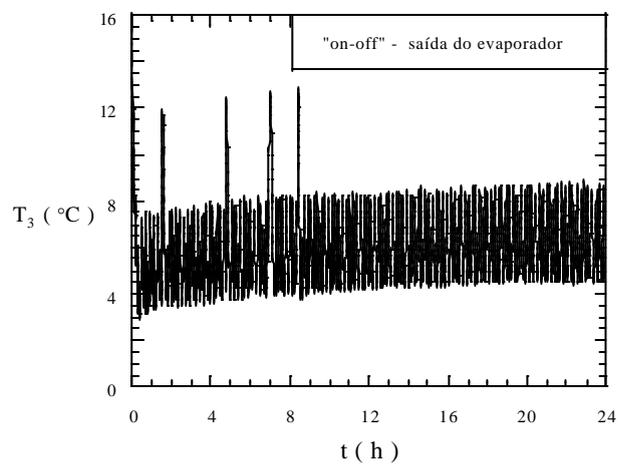
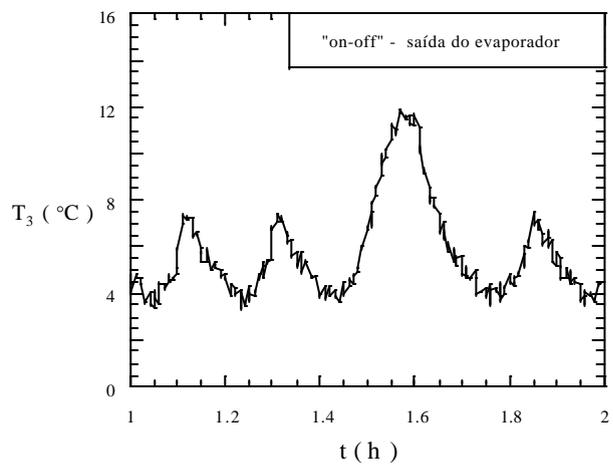


Figura 19: Comparativo das temperaturas do refrigerante na saída do evaporador.



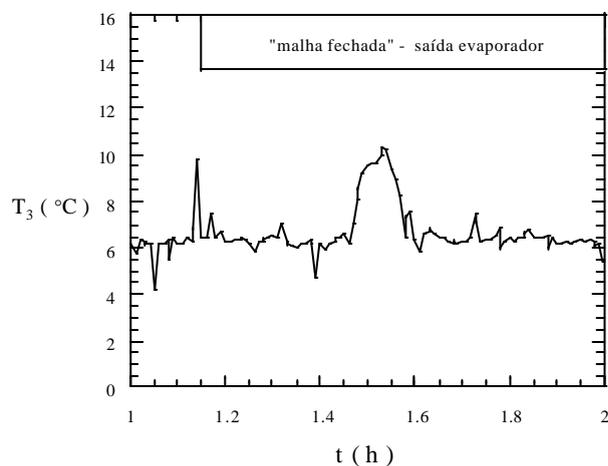


Figura 20: Comparativo dos efeitos de abertura de porta nas temperaturas do refrigerante na saída do evaporador.

4.4 TEMPERATURAS DO AR NO INTERIOR DA CÂMARA (CONTROLE)

Na Fig. 21, verifica-se o comportamento da temperatura de controle dos sistemas “on-off” e em malha fechada. Pode-se notar que no sistema “on-off” a temperatura de controle, possui uma variação maior em torno do “setpoint”, devido à existência de uma maior banda morta. Esta banda larga é necessária no sistema “on-off” a fim evitar uma alta ciclagem do compressor.

No sistema em malha fechada, nota-se uma menor variação em torno do “setpoint”, devido ao ajuste da rotação do compressor, à medida que a temperatura de controle se aproxima do “setpoint”. No entanto, a Fig. 22, para uma faixa menor de tempo no sistema em malha fechada, mostra um comportamento similar ao sistema “on-off” na região de banda morta de 1 °C em torno do “setpoint”. Este comportamento se deve ao fato de ter sido necessário implementar também um sistema “on-off” dentro do sistema em malha fechada conforme explicado anteriormente neste texto. Este procedimento visou evitar que o inversor de frequência trabalhasse com um valor menor do que 30 Hz, que correspondeu à rotação mínima do compressor, recomendada pelo fabricante, garantindo que a lubrificação do mesmo seja eficiente, evitando o superaquecimento e conseqüentemente mau funcionamento.

A Fig. 23 mostra em detalhe, uma faixa reduzida de tempo, um ganho de temperatura considerável nas aberturas de portas nos dois sistemas. O sistema “on-off” apresentou uma elevação de temperatura maior do que o sistema em malha fechada no mesmo intervalo de abertura de portas. Há dois fatores que podem explicar este fenômeno, separadamente, ou em conjunto. O primeiro é a observação de que a temperatura do ambiente exterior foi mais alta no teste do sistema “on-off”. O segundo é o fato de que o sistema em malha fechada, ao trabalhar

com uma banda morta muito menor proporciona uma melhor equalização das temperaturas do ar e do tanque no interior da câmara.

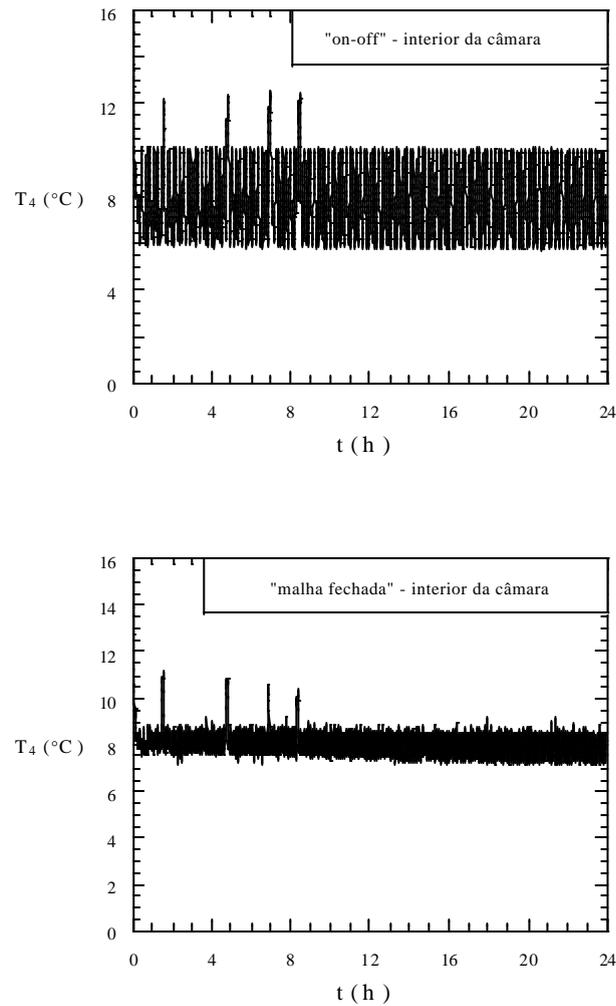


Figura 21: Comparativo das temperaturas do ar no interior da câmara (controle).

Nas Figs. 21-23 observa-se também que o ruído na aquisição de dados no sistema em malha fechada foi devidamente tratado utilizando uma média de temperaturas lidas para T_4 . Este procedimento foi adotado somente para T_4 , uma vez que foi a temperatura utilizada para controle, conforme explicado anteriormente neste texto.

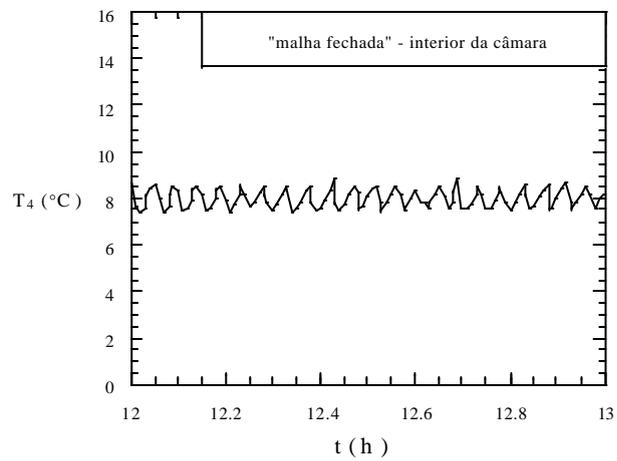


Figura 22: Variação da temperatura de controle em relação ao “setpoint” no sistema em malha fechada.

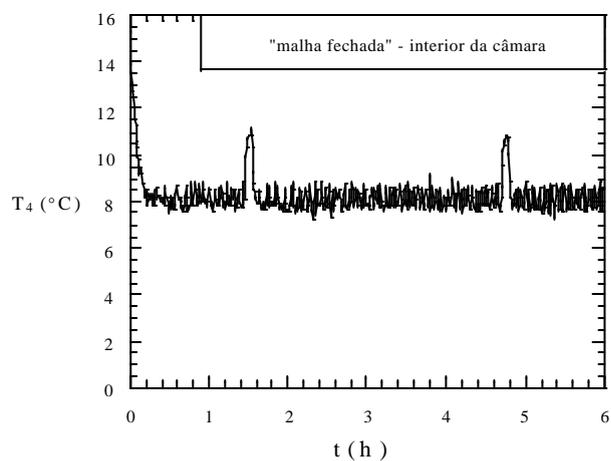
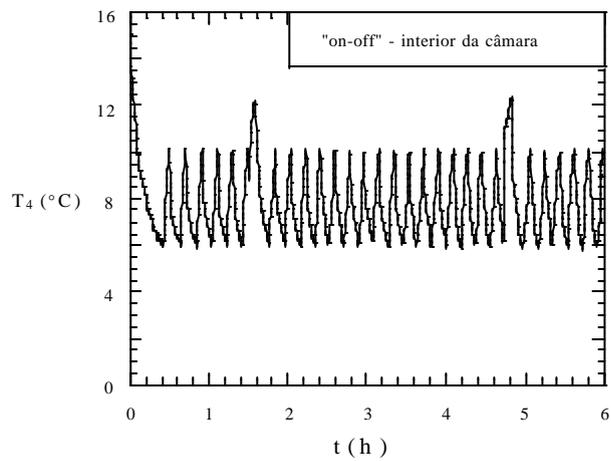
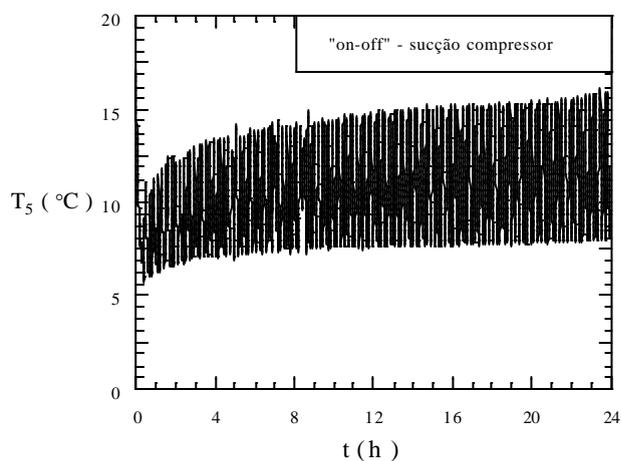


Gráfico 23: Comparativo dos efeitos de abertura de porta nas temperaturas de controle.

4.5 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA SUÇÃO DO COMPRESSOR

Observa-se na Fig. 24, o comportamento da temperatura de sucção nos dois sistemas, sendo verificado que as oscilações são maiores para o sistema “on-off”. Nota-se também, a presença de ruído na aquisição de dados no sistema em malha fechada, produzido pelo inversor de frequência, conforme descrito anteriormente neste texto.

Pela análise da Fig. 25, detalhe da faixa de tempo restrita (8-12 h) pode ser observada a existência de superaquecimento na saída do evaporador. O sistema “on-off” operou com uma pressão de sucção (evaporação) mínima em torno de 0,02068 MPa, correspondente a temperatura de vapor saturado de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. O sistema em malha fechada operou com uma pressão de sucção (evaporação) em torno de 0,02275 MPa, correspondente a $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$, também apresentando superaquecimento. Levando em consideração os pontos de temperatura mínima na Fig. 25, o superaquecimento foi de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ no sistema “on-off”, e de $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ no sistema em malha fechada. Observa-se, portanto, que mesmo operando com potência reduzida de compressão, o sistema em malha fechada foi capaz de manter um nível de superaquecimento adequado e idêntico ao sistema “on-off”. Este aspecto demonstra a robustez do sistema em malha fechada visando a um estudo de viabilidade para aplicações práticas futuramente.



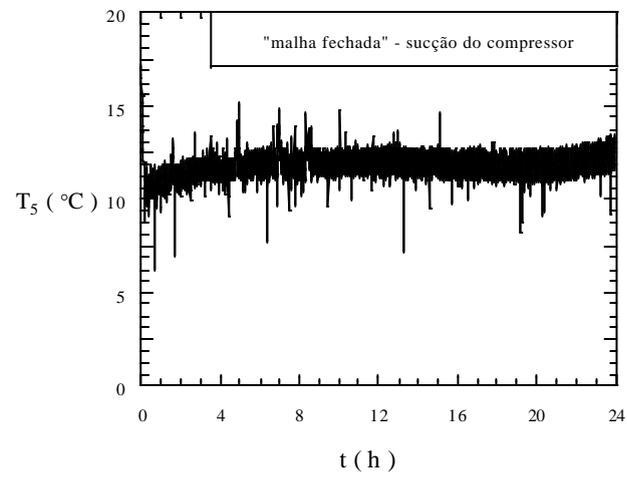
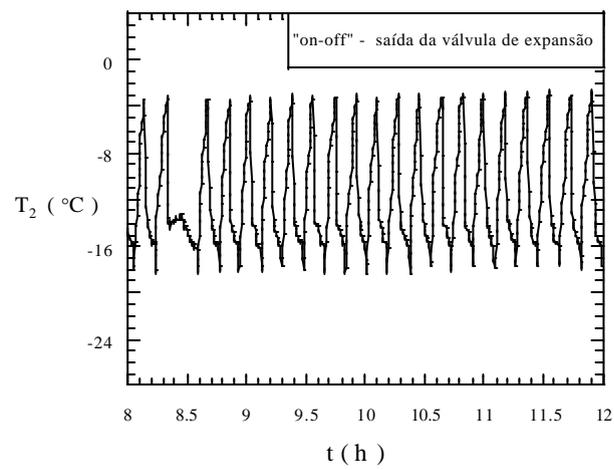
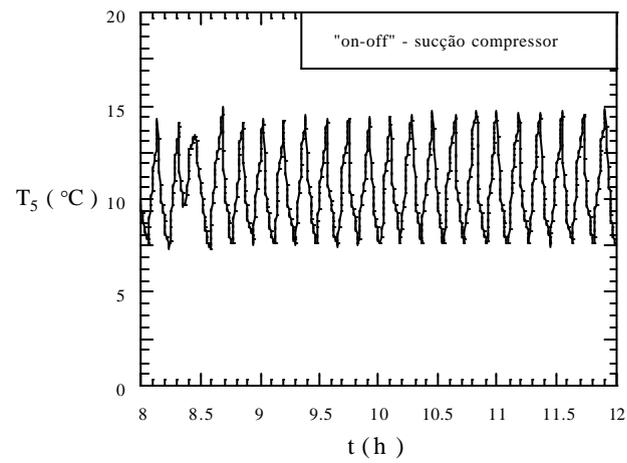


Figura 24: Comparativo das temperaturas do refrigerante na sucção do compressor



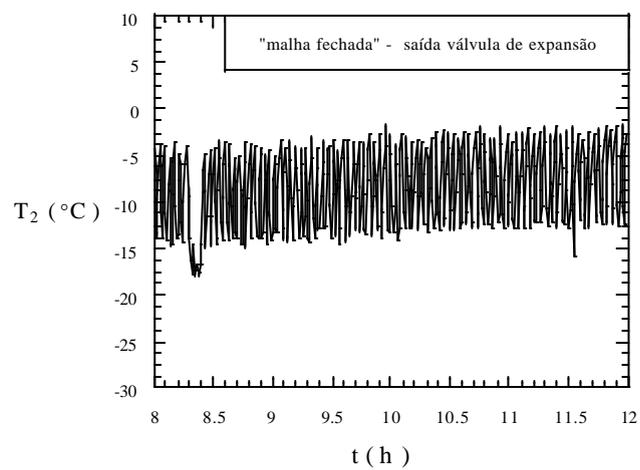
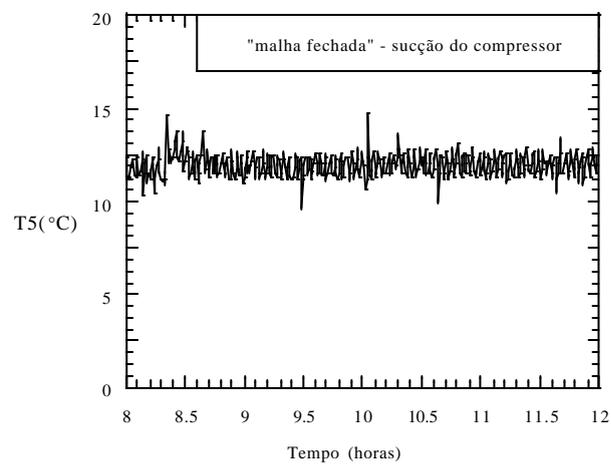


Figura 25: Comparativo das temperaturas do refrigerante na sucção do compressor em relação às temperaturas de evaporação para os dois sistemas.

4.6 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA SAÍDA DO CONDENSADOR 1 / ENTRADA DO CONDENSADOR 2

Observa-se na Fig. 26, o comportamento da temperatura na saída do condensador 1, sendo verificado uma maior oscilação da temperatura no sistema “on-off”. Conforme comentado anteriormente nota-se a presença do ruído por distorções harmônicas, no sistema de malha fechada. A maior variação da temperatura no sistema “on-off”, é decorrente do compressor trabalhar sempre na rotação máxima e com banda morta larga. O sistema em malha fechada apresenta variações menores, pelo compressor trabalhar com rotações menores e com banda morta menor. Deve ser notado que o condensador 1 na realidade, por ter sido colocado antes do condensador 2, ele inicia a condensação a partir do refrigerante (vapor superaquecido) que sai do compressor a cerca de 80 °C.

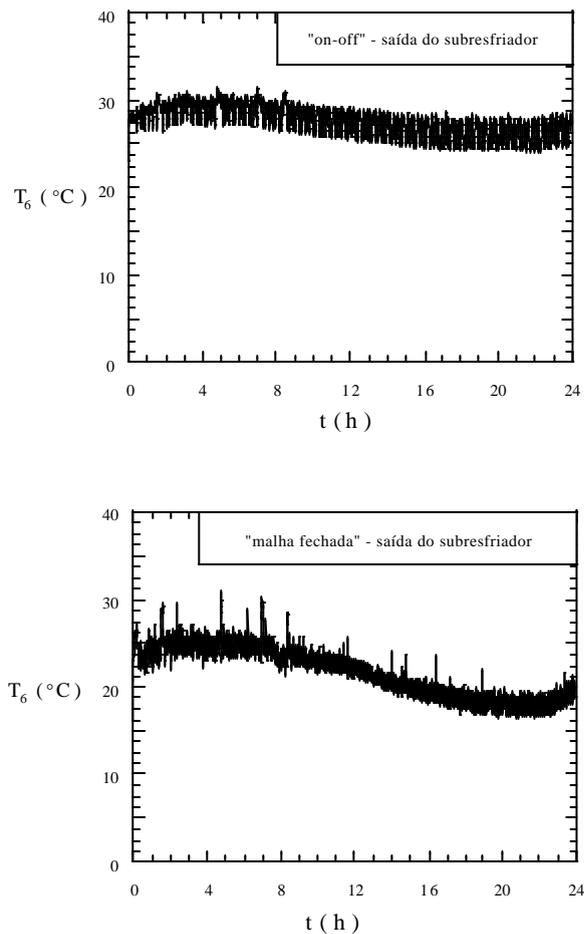


Figura 26: Comparativo das temperaturas do refrigerante na saída do condensador 1.

4.7 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA SAÍDA DO CONDENSADOR 2

Na Fig. 27, verifica-se o comportamento das temperaturas na saída do condensador 2. O sistema “on-off” apresentou uma maior temperatura do que o sistema em malha fechada. Desta maneira, obtendo-se um menor

subresfriamento em comparação com o sistema de malha fechada. Pode ser notado também que o líquido na entrada do tanque de líquido, apresentou temperaturas mais baixas no sistema de malha fechada, fato devido ao sistema não apresentar controle sobre os ventiladores de condensação, ocasionando um maior subresfriamento no sistema de malha fechada. No sistema “on-off”, $\Delta T = T_{\text{cond}} - T_7 \cong 11^\circ\text{C}$. No sistema em malha fechada, $\Delta T = T_{\text{cond}} - T_7 \cong 18^\circ\text{C}$

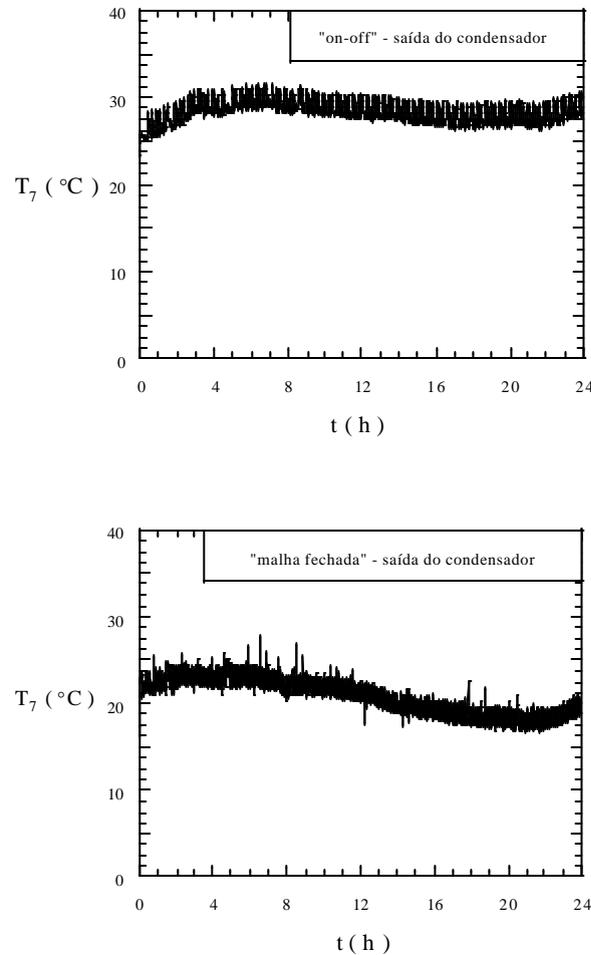


Figura 27: Comparativo das temperaturas do refrigerante na saída do condensador 2.

Observa-se também, comparando-se as Figs. 26 e 27 que as temperaturas medidas na entrada e na saída do condensador 2 são bastante próximas. Este experimento demonstrou, portanto, que a montagem industrial, de certa maneira prejudica a troca de calor no condensador 2.

Observa-se que o condensador 1 de menor tamanho, montado antes do condensador 2, provocou uma queda de temperatura acentuada (“on-off”, $\Delta T \cong 50^\circ\text{C}$, e malha fechada $\Delta T \cong 60^\circ\text{C}$) e, conseqüentemente uma alta efetividade na troca de calor entre o ar de resfriamento e o refrigerante. No entanto, o condensador 2 montado a seguir provocou apenas uma pequena variação de temperatura no refrigerante que já se encontrava como líquido subresfriado, portanto, uma pequena troca de calor somente.

A montagem industrial tem como objetivo proporcionar que o ar de resfriamento do condensador 2 também resfrie o compressor, porém isto prejudica o fluxo de ar através do condensador 2 e conseqüentemente a efetividade do mesmo. As medições mostraram que em menor trocador de calor (condensador 1) que permite o escoamento livre do ar de resfriamento proporcionou um melhor desempenho do sistema em comparação com o sistema operando somente com o condensador 2.

4.8 TEMPERATURAS DO AR NO AMBIENTE EXTERNO

Observa-se na Fig. 28, o comportamento das temperaturas do ar externo para os dois sistemas. Pode-se notar que o sistema “on-off” trabalhou com valores maiores de temperatura externa em relação ao sistema em malha fechada, fato este considerado e equacionado no capítulo 3, item 3.13, para que fosse realizada uma comparação de consumo total dos dois sistemas em uma base realística.

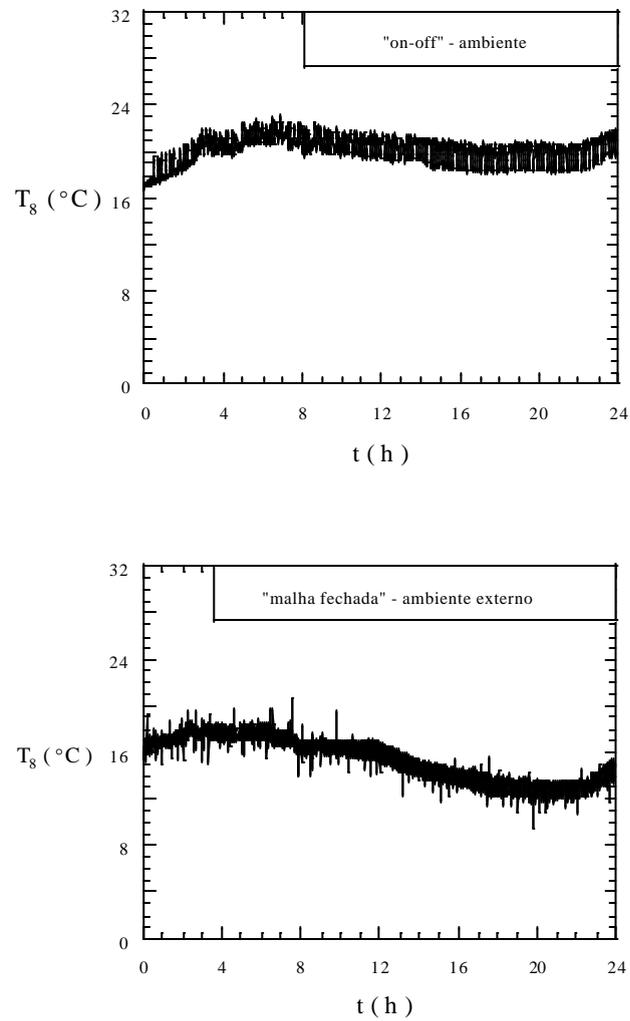


Figura 28: Comparativo das temperaturas do ar no ambiente externo.

4.9 TEMPERATURAS DO AR APÓS O CONDENSADOR 1

As temperaturas do ar após o condensador 1, demonstram a troca $\Delta T = T_9 - T_8$, ocorridas no equipamento para o sistema “on-off” e em malha fechada. O sistema “on-off”, apresenta um maior ΔT , devido a características do seu funcionamento sempre em rotação máxima. O sistema em malha fechada apresenta ΔT menores, por possibilitar um funcionamento com rotações menores e conseqüentemente vazões mássicas menores.

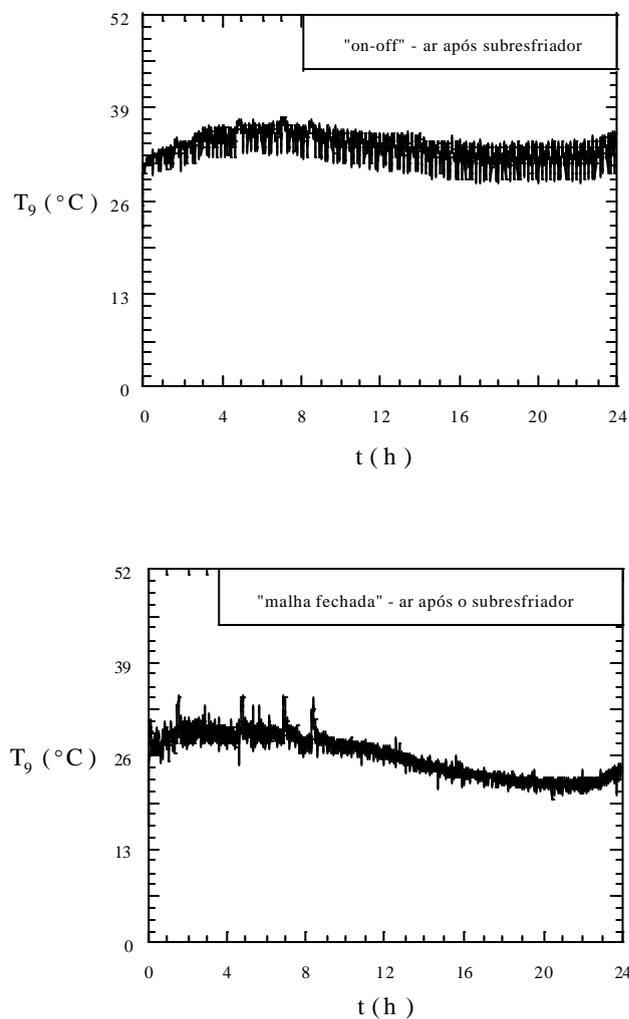


Figura 29: Comparativo das temperaturas do ar após o condensador 1.

4.10 TEMPERATURAS DA PAREDE DO TANQUE

A Fig. 30 apresenta o comportamento da temperatura da parede do tanque para o sistema “on-off” e para o sistema em malha fechada. Pode ser observado que o comportamento da variação das temperaturas é muito parecido nos dois sistemas. De acordo com esta análise é observado um melhor aproveitamento do sistema de malha fechada, devido ao mesmo proporcionar um resfriamento da parede do tanque similar ao do sistema “on-off”, com menos vazão mássica no evaporador, proveniente de rotações mais baixas. O sistema “on-off”, não apresenta queda mais acentuada, devido à presença de uma banda morta maior, incorporando mais calor ao sistema em suas paradas e conseqüentemente gastando mais energia para o resfriamento.

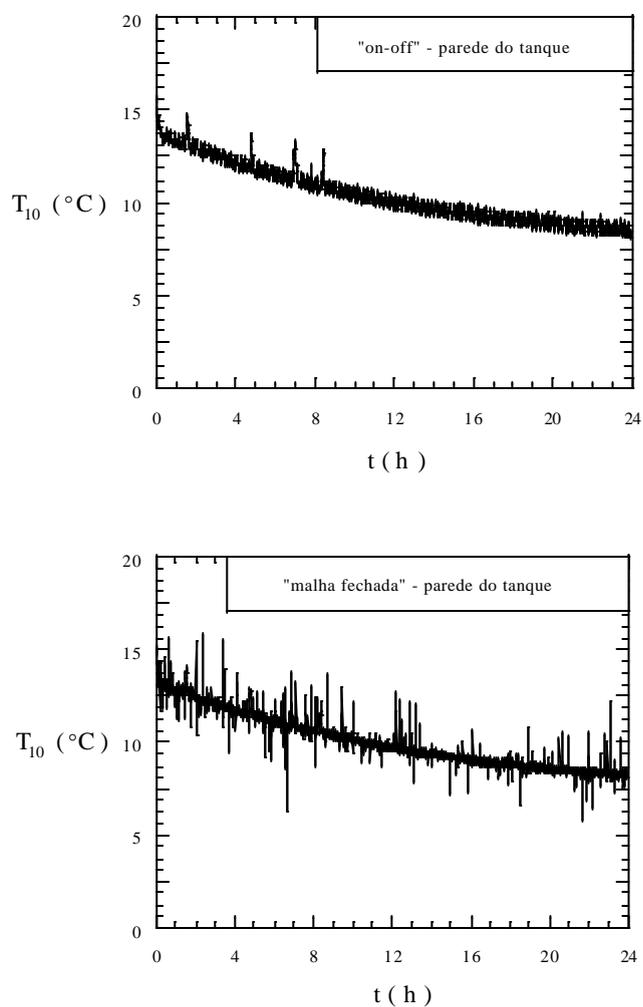


Figura 30: Comparativo das temperaturas da parede do tanque.

4.11 CONSUMO DO SISTEMA “ON-OFF”

A Fig. 31 apresenta o consumo do sistema “on-off”, sendo o mesmo 28,71 kWh em 24 h de teste. Para a correção do valor do consumo do sistema “on-off”, devido à perda pelas paredes da câmara, conforme item 3.13, foi realizada integração numérica, utilizando um programa computacional escrito em linguagem Fortran, conforme anexo 5. O resultado desta integração numérica foi substituído nas Eqs. (11) e (12), obtendo 4,17 kWh. Posteriormente foi medido o consumo do sistema “on-off”, substituindo o valor encontrado na Eq. (12) na Eq. (14). O resultado encontrado do consumo líquido do sistema “on-off” foi, $CON_{on-off} = 24,54 \text{ kWh}$

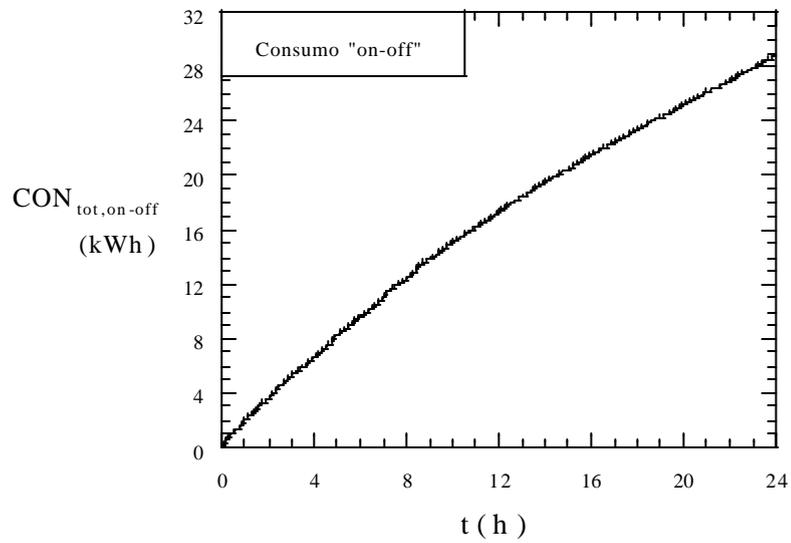


Figura 31: Consumo do sistema “on-off”.

4.12 CONSUMO DO SISTEMA DE MALHA FECHADA

A Fig. 32 apresenta o consumo do sistema em malha fechada, sendo o mesmo 18,54 kWh em 24 h de teste. Para a correção do valor do consumo do sistema em malha fechada, devido à perda pelas paredes da câmara, conforme item 3.13, foi realizada integração numérica, utilizando um programa computacional escrito em linguagem Fortran, conforme anexo 5. O resultado desta integração numérica foi substituído nas Eqs. (11) e (12), obtendo 2,5 kWh. Posteriormente foi medido o consumo do sistema em malha fechada, substituindo o valor encontrado na Eq. (12) na Eq. (14). O resultado encontrado do consumo líquido do sistema em malha fechada foi, $CON_{mf} = 16,04 \text{ kWh}$

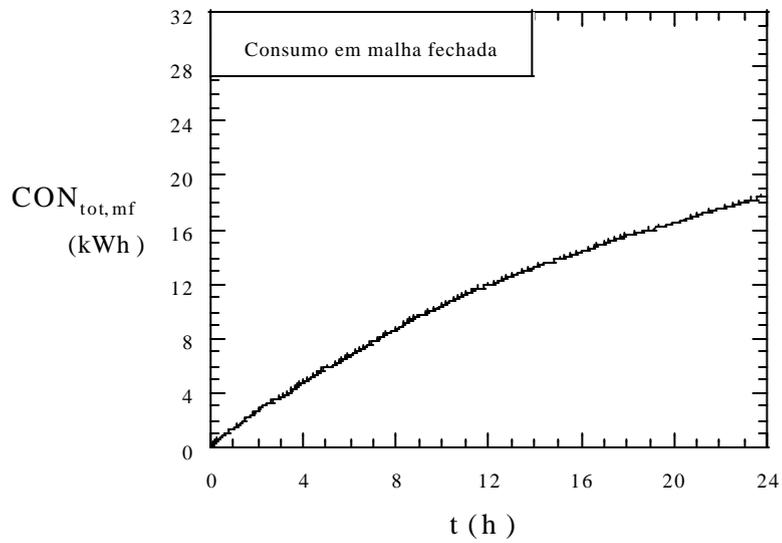


Figura 32: Consumo do sistema em malha fechada.

4.13 COMPARATIVO DO CONSUMO

A Fig. 33 apresenta a comparação entre o consumo total do sistema “on-off” e o sistema em malha fechada. Após as correções no consumo total discutida nos itens 4.11 e 4.12, o sistema em malha fechada apresentou uma economia de energia na ordem de 34,64 % em relação ao consumo líquido do sistema tradicional “on-off”.

De acordo com as medições de consumo de energia realizadas e a dedução do consumo de energia devido às perdas pelo isolamento térmico das paredes, o sistema em malha fechada mostrou-se mais eficaz do que o sistema “on-off”. Conforme discutido anteriormente, os dois sistemas operam com a mesma carga térmica, pelo mesmo intervalo de tempo e com o mesmo “setpoint”.

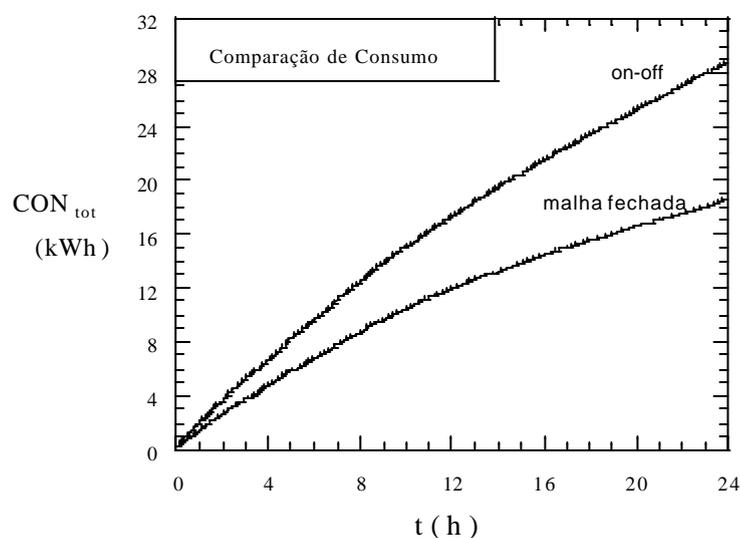


Figura 33: Comparativo do consumo.

5 CONCLUSÕES

Esta dissertação documentou através de testes experimentais realizados em um sistema de refrigeração por compressão de vapor que foi concebido, construído em laboratório e controlado por dois sistemas de controle diferentes, “on-off” e malha fechada, uma análise comparativa de funcionamento e consumo entre os mesmos. Um sistema de controle baseado em uma lei potencial foi concebido, implementado e testado experimentalmente.

Dois testes experimentais foram feitos em laboratório, em um mesmo sistema de refrigeração, operando com controle “on-off” e em malha fechada. Ambos os testes tiveram a mesma carga térmica de referência e a duração de 24 h, e com o mesmo “setpoint”, i.e., $T_{\text{set}} = 8^{\circ}\text{C}$.

Os resultados experimentais das medições de temperatura, pressão e de consumo de energia, mostraram que o controle contínuo de temperatura reduziu grandemente as oscilações indesejáveis de temperatura no ambiente controlado, observadas com o controle “on-off” tradicional. O resultado mais promissor é que uma grande redução de consumo líquido de energia, de 34,64 %, foi obtida com o sistema em malha fechada, em

comparação com o controle “on-off”, mesmo pelo curto tempo de duração de cada teste, i.e., 24 horas. Este resultado é plausível, uma vez que com o controle “on-off” há somente dois ajustes possíveis, máxima rotação do compressor (“on”) ou rotação zero (“off”), sendo que se observa que o sistema permaneceu no ajuste “on” por cerca de 70-80% do tempo do teste, enquanto que o sistema em malha fechada trabalhou com rotação bastante reduzida em relação ao sistema “on-off”.

É importante notar que o mesmo equipamento básico (“hardware”) foi utilizado nos dois sistemas, com exceção de um inversor de frequência que foi acrescentado no sistema em malha fechada. Abre-se, portanto, a possibilidade de simplesmente adaptar sistemas de refrigeração existentes utilizando o novo sistema de controle proposto nesta dissertação. As vantagens de tal procedimento são evidentes, uma vez que com baixo custo de investimento seria obtida uma grande redução de consumo de energia em relação ao sistema “on-off” original. Além disso, a resposta do novo sistema de controle por lei potencial foi testada quanto à variação da carga térmica, através de várias aberturas de portas, sendo que as oscilações na temperatura do ambiente controlado foram significativamente menores do que no sistema “on-off”.

Como uma seqüência natural para o presente estudo, sugere-se o desenvolvimento de uma modelagem matemática completa para o sistema de refrigeração operando com os dois tipos de controle. Os resultados experimentais desta dissertação seriam utilizados para a validação dos resultados numéricos do modelo matemático desenvolvido. Finalmente, o modelo validado seria utilizado para o projeto e otimização de sistemas de refrigeração inteligentes.

6 ANEXOS

ANEXO 1
DADOS DE TEMPERATURA DO SISTEMA “ON-OFF”
(0 – 1,86 h)

ANEXO 2
DADOS DE TEMPERATURA DO SISTEMA EM MALHA FECHADA
(0 – 3,72 h)

ANEXO 3
DADOS DE CONSUMO DO SISTEMA “ON-OFF”
(10:00 – 13:39 h)

ANEXO 4

DADOS DE CONSUMO DO SISTEMA EM MALHA FECHADA

(10:06 – 13:45 h)

ANEXO 5
PROGRAMA COMPUTACIONAL DE INTEGRAÇÃO NUMÉRICA

```

program integra
implicit real *8 (a-h,o-z)
parameter (nmax=6000)
external f1
common /vec1/ t4(nmax)
common /vec2/ t8(nmax)
open(unit=1,file='inpint.txt',status='old')
open(unit=11,file='inptemp.txt',status='old')
open(unit=2,file='outint.txt',status='unknown')

c
c
c

read(1,*)ndiv,a,b
write(*,*)'ndiv=',ndiv,'a=',a,'b=',b
read(1,*)ucoef,area
write(*,*)'ucoef=',ucoef,'area=',area

do i=1,ndiv+1
    read(11,*) t4(i),t8(i)
enddo

c
c
c

call trap(f1,a,b,ndiv,res)
write(*,*)'o resultado da integral 1-trap eh',res
write(2,*)'o resultado da integral 1-trap eh',res

qleak=ucoef*area*res/(b-a)/1000
write(*,*)'qleak = ',qleak
write(2,*)'qleak = ',qleak

elost=qleak*24.
write(*,*)'elost = ',elost
write(2,*)'elost = ',elost

stop
end

c
c*****

c

subroutine trap(func,a,b,n,sum)
implicit real *8 (a-h,o-z)
external func
common /param1/ ipos

c
c

```

c

```
sum=0.d0
h=(b-a)/n

x=a
do i=1,n
    ipos=i
    sum=sum+(func(x)+func(x+h))
    x=x+h
enddo
sum=h*sum/2
return
end
```

c

```
c*****
```

c

```
function f1(x)
implicit real *8 (a-h,o-z)
common /vec1/ t4(1)
common /vec2/ t8(1)
common /param1/ ipos
```

c

c

c

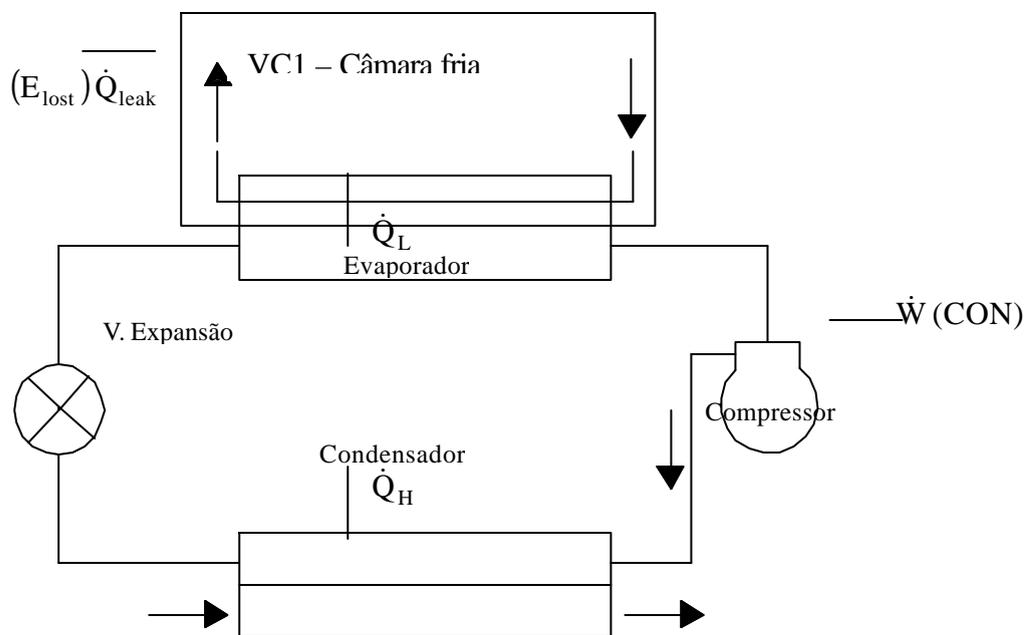
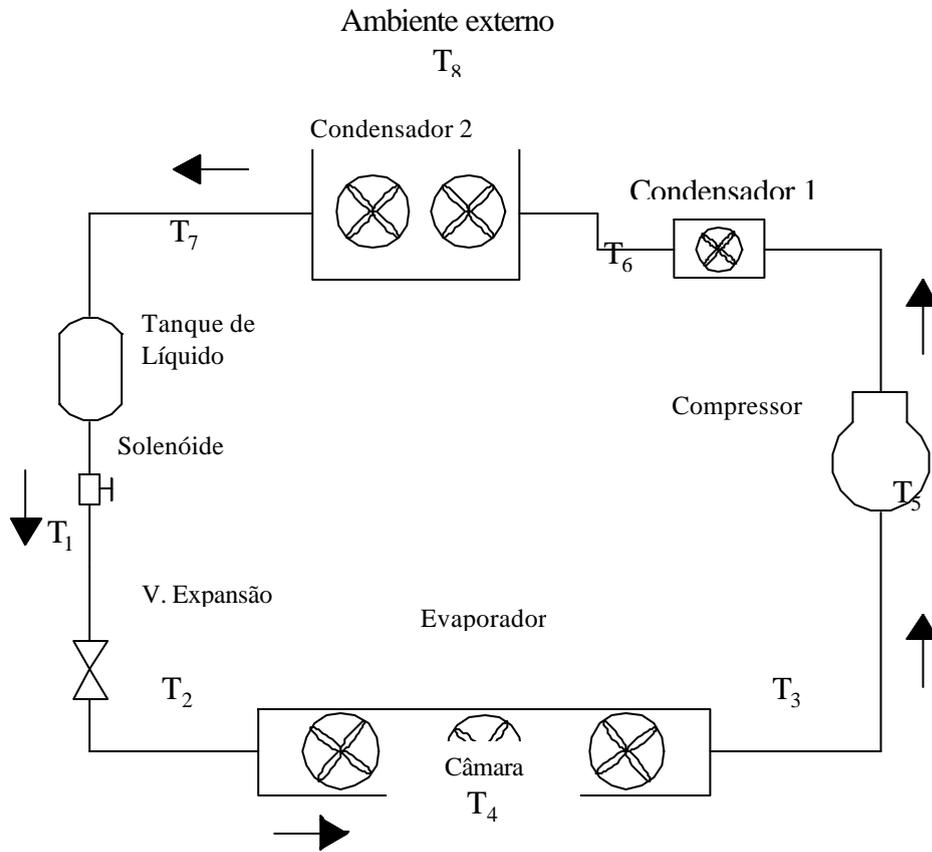
```
f1=t8(ipos)-t4(ipos)
return
end
```

c

```
c*****
```

c

ANEXO 6
ESQUEMA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO IMPLEMENTADO



7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Apra C., Mastrullo R., 2002, An experimental evaluation of the vapour compression plant performances in presence of R407C leaks using an electronic expansion valve. *Applied Thermal Engineering*, 22(2): 161-171

Dally, J. W., Rieley, W.F, and McConnel, K.G, 1993, *Instrumentation for Engineering Measurements*, Wiley, New York, p.425.

Koury, R. N. N., Machado L., Ismail K. A. R., 2001, Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 24(2): 192-200

Krakov, K. I., Yan L., Lin S., 1992, A model of hot-gas defrosting of evaporators. *Heat and mass transfer theory. ASHRAE Transactions* 98(1)

Kuo, B.C., 1987, *Automatic Control Systems*, Printice-Hall International Editions.

Ogata, K., 1970, *Modern Control Engineering*, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, NL, ch.5.

Parreira, E. P., Parise J. A. R., 1993, Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors *Heat Recovery Syst CHP Vol. 13(5)* 451-562

Tassou S. A., Qureshi T. Q., 1998, Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications. *International Journal of Refrigeration*, 21(1): 29-41

Tassou S. A., Qureshi T. Q., 1997, Dynamic mode performance evaluation and energy analysis of mains and inverter driven refrigeration compressor. *J. od Power and Energy*, 21(4): 339-346

Tassou S. A., Qureshi T. Q., 1994, Performance of a variable-speed inverter motor drive for refrigeration applications. *Computing & Control Engineering Journal*, 5(4): 193-199

Vargas, J. V. C., Parise J. A. R., 1995, Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control Int. J. Refrig. Vol. 18 No.4, pp.m 235-243

Vargas J. V. C., Horuz I., Callander T. M. S., Fleming J. S., Parise J. A. R., 1998, Simulation of the transient response of heat driven refrigerators with continuous temperature control. J. Refrig. Vol. 21, No. 8, pp. 648-660

Yaquub M., Zubair S. M., 2001, Capacity control for refrigeration and air-conditioning systems. J. of Energy Resources Technology, 123(1): 92-99

Yaquub M., Zubair S. M., 2000, Performance evaluation of hot-gas by-pass capacity control schemes for refrigeration and air-conditioning. J. of Energy Resources Technology, 25(6): 543-561

8 BIOGRAFIA

Luiz Otávio Soranço Buzelin nasceu em Belo Horizonte, MG., Brasil, em 22 de maio de 1972, filho de Luiz de Lima Buzelin e Maria da Consolação Soranço Buzelin.

Em 1999 ele recebeu o grau de Engenheiro Mecânico pela Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

De 1999 a 2002 ele trabalhou como Engenheiro Projetista e Engenheiro de Instalações na Eletrofrio Industria e Comércio de Refrigeração S.A., PR., Brasil.

De 2002 a maio de 2003 ele trabalhou como Coordenador de Manutenção na DalkiaInfra4 S.A., PR., Brasil

A partir de julho de 2003, através do concurso público N°. 1/2002-PSP-RH-2, esta ingressando na empresa de Petróleo Brasileiro S.A., como Engenheiro de Equipamentos – Sistemas Industriais.