UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: SISTEMAS DE PROCESSOS QUÍMICOS E INFORMÁTICA LABORATÓRIO DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO DE PROCESSOS (LCAP)

THIAGO GOMES PINELLI

Automação e Análise do Consumo de Energia de um Sistema de Refrigeração para Resfriamento de Líquido.

> Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Química, da Universidade Estadual de Campinas, como requisito exigido para obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Orientador: Prof.Dr. Flávio Vasconcelos da Silva

Campinas/SP/BRASIL Setembro – 2008

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -UNICAMP

P653a

Pinelli, Thiago Gomes

Automação e análise do consumo de energia de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido. / Thiago Gomes Pinelli. -- Campinas, SP: [s.n.], 2008.

Orientador: Flávio Vasconcelos da Silva. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Refrigeração. I. Silva, Flávio Vasconcelos. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Titulo em Inglês: Automation, analysis and energy consuption monitoring of a chiller plant Palavras-chave em Inglês: Refrigeration, COP, Automation Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática Titulação: Mestre em Engenharia Química Banca examinadora: Guilherme Bezzon, Araí Augusta Bernárdez Pécora Data da defesa: 31/07/2008

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

Dissertação de Mestrado defendido por Thiago Gomes Pinelli e aprovada em 31 de julho de 2008 pela banca examinadora constituída pelos doutores:

Prof. Dr. - Flávio Vasconcelos da Silva

ARDIARPECORD

Prof. Dra. Araí Augusta Bernárdez Pécora

Prof. Dr. Guilherme Bezzon

Este exemplar corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado em Engenharia Química defendida por Thiago Gomes Pinelli em 31 de Julho de 2008.

Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva

Dedico este trabalho aos meus pais Antonio Luis Pastre Pinelli, a minha mãe Lucilene Martins de Araújo Pinelli e a as minhas irmãs Aline Gomes Pinelli e Camila Martins de Araújo Pinelli.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pela vida de oportunidades, pela família e pelos meus amigos.

Agradeço aos meus Pais, Antonio Luis Pastre Pinelli, Lucilene Martins de Araújo Pinelli, por tudo que sou, pelos conselhos, pelo carinho. Amo vocês!

Às minhas irmãs Aline Gomes Pinelli e Camila de Araújo Pinelli, pela atenção, e por carinho que tem comigo.

A minha mãe Cidinha, meus primos Fábio, Laura, Raquel, Luciana, obrigado pelo carinho que vocês têm comigo.

Ao meu amor, Daniela e seu filinho Gabriel obrigado por tudo, AMO VOCÊS.

Ao professor Flávio, pelo incentivo, apoio, motivação e amizade.

Aos meus amigos, Peps (Anderso), Vinicius e Odair, pelos momentos de descontração, pelas brejas, baladas.

A Luciana, uma verdadeira amiga, sempre presente nos momentos alegres e difíceis.

Aos meus amigos do LCAP, Ivan, Marcelo, Ricardo, Marcele, Tatiana, Camila, Sr.Jorges, Manuela, Atahualpa.

Aos técnicos da manutenção do Instituto de Física da Unicamp, João Carlos, Francisco (Chicão), Manuel, Ronaldo, João Vitor, Jarder. Obrigado vocês pelo apoio e pelos momentos de descontração.

Aos técnicos da Faculdade de Engenharia Química, Daniel.

RESUMO

Nos últimos anos ocorreu um excessivo aumento da demanda elétrica no Brasil devido principalmente a um aumento significativo do consumo industrial e comercial. Sabe-se que os sistemas de refrigeração são grandes consumidores de energia elétrica e este setor sofreu um grande impacto com o racionamento de energia. Além disso, o problema da destruição da camada de ozônio pelos refrigerantes CFC's utilizados nos ciclos frigoríficos proporcionaram uma preocupação adicional quanto os seus efeitos sobre o meio ambiente. Estes dois fatores têm motivado não só o setor produtivo como a comunidade científica a estudar formas de melhorar o desempenho energético dos sistemas de refrigeração. A eficiência energética em equipamentos de refrigeração é cada vez mais importante para indústrias, comércio e residências, devido à magnitude que tais equipamentos representam no consumo de energia elétrica. O processo de melhoria energética em um sistema de refrigeração, inicia-se na fase de projeto, com análise de eficiência exergética de seus componentes e a implementação de controladores nas variáveis do processo. Neste contexto propôs-se, a montagem de um protótipo de resfriamento de líquido completamente automatizado que possibilite a monitoração das variáveis do processo e a análise do consumo de energia elétrica. Os ensaios foram realizados com variações de carga térmica e freqüência do motor em 1800, 1500, 1200 e 900 W e 40, 50, 60 e 70 Hz utilizando condensação à água e condensação a ar. Foram feitas análises dos comportamentos da temperatura de descarga, COP Total, COP Útil e potência consumida. Foram observados, melhores resultados para o sistema com condensação a ar. Observou-se também que para temperaturas de condensação menores, e temperaturas de evaporação maiores, tem-se um aumento no COP total, COP útil e uma redução na temperatura de descarga e no consumo de energia.

Palavras-chave: Refrigeração, COP, Automação.

ABSTRACT

In the latest years occurred an excessive rise in the electric demand in Brazil due mainly to a significant growth in the commercial and industrial consumption. It is known that cooling systems are big electric energy consumers and that this sector suffered a big impact because of the energy rationing. Besides that the destruction of the ozone layer problems caused by refrigerant fluids (CFC's) created an additional concern ragarding its efects over the environment. Both of these factors have motivated not only the productive sector but also the scientific community to try to develop ways of improving the cooling systems energetic performance. The concern with the energy efficiency in cooling equipments is growing in the industry, commerce and private residence due to the magnitude that these equipments represent in the electric consumption. The procedures to improve the cooling systems in energetic matters are started during the project development, through its components energy efficiency analysis and through the implementation of controllers in the process variables. Within this context it was suggested the assembly of a fully automatic liquid cooling prototype that permit the process variables to be monitored and the electric energy to be analyzed. The condensing temperature, evaporating temperature, discharge temperature, coefficient of performance, (COP), useful coefficient of performance, (useful COP), and power consumption were analyzed. The tests were made using water condenser and air condenser. The compressor frequency was varied from 40 to 70 Hz and the cooling capacity in 1800, 1500, 1200, and 900 W. The best observed results were the ones that used air condensation. It was also noticed that for lower condensing temperatures and higher evaporating temperatures there was a rise in the total COP, useful COP and a reduction in the discharge temperature and in the electrical energy consumption.

Key words: Refrigeration, COP, Automation

SUMÁRIO

RESUMO	vii
ABSTRACT	. viii
SUMÁRIO	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
ÍNDICE DE TABELAS	. xiv
NOMENCLATURA	xv
CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	2
1.2 – OBJETIVO	3
CAPÍTULO 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	4
2.2 – CICLO PADRÃO	4
2.3 - CICLO REAL	5
2.4 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA DE ESPAÇO NOÇIVO	6
2.5 - COEFICIENTE DE DESEMPENHO TOTAL (COP TOTAL)	7
2.6 - COEFICIENTE DE DESEMPENHO ÚTIL (COP ÚTIL)	7
2.7 – SUPERAQUECIMENTO	7
2.8- CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMÁVEL	8
2.8 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	. 10
CAPÍTULO 3 - MATERIAIS E MÉTODOS	. 16
3.1 – MATERIAIS	. 16
3.1.1 - DESCRIÇÃO DOS EQUIP. DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	. 16
3.1.1.1 - Compressor	. 17
3.1.1.2- Condensador e Evaporador	. 17
3.1.1.3- Ventilador	. 18
3.1.1.4- Válvulas de expansão	. 18
3.1.1.5-Torre de Resfriamento	. 19
3.1.1.6-Resistências elétricas	. 21
3.1.1.7-Acessórios	23

3.1.2 - ESPECIFICAÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO
3.1.3 - SENSORES DE TEMPERATURA
3.1.4 - SENSORES DE PRESSAO
3.1.5 - SENSORES DE VAZÃO
3.1.6 - INVERSOR DE FREQÊNCIA
3.1.7 - MONTAGEM DO QUADRO DE COMANDO
3.1.8 - DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA SUPERVISÓRIO
3.2 - MÉTODO
3.2.1 - MONTAGEM DO PROTÓTIPO DE RESFRIAMENTO DE LÍQUIDO 31
3.2.3 - INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE LÍQUIDO31
3.2.4 - DETERMINAÇÃO DAS CONDIÇÕES INICIAIS DOS ENSAIOS
CAPÍTULO 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES
4.1 - MONTAGEM DO PROTÓTIPO DE RESFRIAMENTO DE LÍQUIDO 34
4.2 – CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA
4.3 – DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA SUPERVISÓRIO
4.4 - ENSAIOS COM CONDENSAÇÃO A AR E CONDENSAÇÃO A ÁGUA 40
4.4.1 – ANÁLISE DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO
DO SISTEMA DE REFIGERAÇÃO 50
4.4.2 – ANÁLISE DO COP TOTAL E COP ÚTIL
4.4.3 – ANÁLISE DA TEMPERATURA DE DESCARGA E CALOR DE
COMPRESSÃO
4.4.4 – CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA
4.4.5 – RENDIMENTO VOLUMÉTRICO
CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES
6 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS63
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS
APÊNDICE A67
APENDÍCE B
APENDÍCE C
APENDÍCE D

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1- Componentes principais do ciclo frigorífico4
Figura 2. 2 - Diagrama P-h Ciclo real de resfriamento por compressão de vapor 5
Figura 2. 3 Representação simplificada do ciclo frigorífico e Diagrama P-H
destacando superaquecimento e sub-resfriamento (Boletim de Engenharia, Bitzer,
2005)
Figura 2. 4 - Controlador Lógico Programável (CLP) MCI02-QC (HI Tecnologia)
utilizado no projeto 10
Figura 2. 5 - Diagrama representativo do protótipo de resfriamento de líquido (a) 16
Figura 2. 6 - Diagrama representativo do protótipo de resfriamento de líquido (b) 16
Figura 3. 1- Unidade Condensadora UC165/2-III17
Figura 3. 2 – (a) Condensador a placas brasado e (b) Evaporador a placas
brasado
Figura 3. 3 - Válvulas de expansão termostática (a) pressostática (b) 19
Figura 3. 4 - Torre de Resfriamento 19
Figura 3. 5 - Trocador de calor intermediário casco e tubo para resfriamento da
água da linha de condensação 20
Figura 3. 6 - Bombas centrífuga KSB (a) e deslocamento positivo RZR (b) 21
Figura 3. 7 - Resistência elétrica22
. Figura 3. 8 - Variador de potência22
Figura 3. 9 - Tanque de propilenoglicol (a) e linha de propilenoglicol (b)
Figura 3. 10 - Acessórios utilizados no sistema de refrigeração: (a) filtro secador
de refrigerante R-22; (b) separador de óleo; (c) separador de líquido; (d) visor de
líquido e (e) pressostato diferencial e de baixa24
Figura 3. 11 - Fluxograma da Instrumentação proposta para este trabalho
Figura 3. 12 - Sensor de temperatura tipo Pt100 instalado no sistema de
refrigeração
Figura 3. 13- Sensor de Pressão Piezoresistivos instalado no sistema de
refrigeração27

Figura 3. 14 - Sensores de Vazão (a) Magnético e (b) Turbina instalados no	3
Figura 3, 15 – Inversores de freqüência (a) Danfoss VI T 2822 (b) Danfoss	,
VI T2815	2
Figura 3, 16 - Quadro de comando do sistema de refrigeração)
Figura 4, 1 - (a) Protótipo de resfriamento de líquido (configuração inicial estrutura	
de canaleta). (b) Protótipo de resfriamento de líquido (montagem final estrutura de	
metalon).	5
Figura 4, 2 - Tela de abertura do supervisório do sistema de refrigeração	7
Figura 4, 3 -Tela de supervisão do processo de evaporação	3
Figura 4. 4 - Tela de supervisão do processo de condensação	3
Figura 4, 5 - Tela de supervisão geral das temperaturas do sistema de	
refrigeração	9
Figura 4, 6 - Tela de supervisão das pressões do ciclo frigorífico)
Figura 4. 7 - Tela de supervisão das vazões do refrigerante e do propilenoglicol no	
condensador)
Figura 4. 8 - Comportamento das Temperaturas de Evaporação (a) e	
Condensação (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de	
rotação do compressor com condensação a ar)
Figura 4. 9 - Comportamento das Temperaturas de Evaporação (a) e	
Condensação (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de	
rotação do compressor com condensação a água51	1
Figura 4. 10 - Comportamento do COP Total (a) e COP Útil (b) em função à	
variação da capacidade frigorífica e freqüência de rotação do compressor com	
condensação a ar	2
Figura 4. 11 – Comportamento do COP Total (a) e COP Útil (b) em função à	
variação da capacidade frigorífica e freqüência de rotação do compressor com	
condensação a água	3
Figura 4. 12 – Comportamento da temperatura de descarga (a) e calor de	
compressão (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de	
rotação do compressor com condensação a ar54	1

Figura 4. 13– Comportamento da temperatura de descarga (a) e calor de	
compressão (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de	
rotação do compressor com condensação a água	54
Figura 4. 14- Comportamento dos consumos de energia para variação da	
freqüência do compressor de 70 a 40 Hz, em função à variação da capacidade	
frigorífica para condensação a ar	56
Figura 4. 15- Comportamento dos consumos de energia para variação da	
freqüência do compressor de 70 a 40 Hz, frente à variação da capacidade	
frigorífica para condensação a água	57
Figura 4. 16- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para	
freqüência de rotação do compressor de 70 Hz. (Condensação a ar)	58
Figura 4. 17- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para	
freqüência de rotação do compressor de 60 Hz. (Condensação a ar)	58
Figura 4. 18- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para	
freqüência de rotação do compressor de 50 Hz. (Condensação a ar)	59
Figura 4. 19- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para	
freqüência de rotação do compressor de 40 Hz. (Condensação a ar)	59
Figura 4. 20- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para	
freqüência de rotação do compressor de 70 Hz. (Condensação a água)	60
Figura 4. 21- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para	
freqüência de rotação do compressor de 60 Hz. (Condensação a água)	60
Figura 4. 22- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para	
freqüência de rotação do compressor de 50 Hz. (Condensação a água)	61
Figura 4. 23- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para	
freqüência de rotação do compressor de 40 Hz. (Condensação a água)	61

Tabela 3. 1- Localização dos sensores de temperatura no sistema de refrigeração
Tabela 3. 2 – Localização dos sensores de pressão no sistema de refrigeração. 27
Tabela 3. 3 - Localização dos sensores de vazão no sistema de refrigeração 28
Tabela 4. 1 - Equações das curvas de calibração dos sensores de temperatura . 36
Tabela 4. 2 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados
no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 70 Hz e
condensação a ar
Tabela 4. 3- Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados
no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 60 Hz e
condensação a ar
Tabela 4. 4 - Condições obtidas em regime permanente, dos ensaios realizados
no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 50 Hz e
condensação a ar
Tabela 4. 5 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados
no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 40 Hz e
condensação a ar
Tabela 4. 6 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados
no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 70 Hz e
condensação a água
Tabela 4. 7 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados
no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 60 Hz e
condensação a água
Tabela 4. 8 - Condições obtidas em regime permanente, dos ensaios realizados
no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 50 Hz e
condensação a água
Tabela 4. 9 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados
no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 40 Hz e
condensação a água
Tabela D 1- Diâmetros das tubulações do protótipo

NOMENCLATURA

P_C	= Pressão de Condensação	[kPa]
Ρ´c	; = Pressão de Saída do Condensador	[kPa]
P_{o}	= Pressão de Evaporação	[kPa]
P'o	= Pressão de Saída do Evaporação	[kPa]
P_D	= Pressão de Descarga	[kPa]
P_{s}	 Pressão de Sucção 	[kPa]
T_{o}	 Temperatura de Evaporação 	[ºC]
T_s	= Temperatura de Sucção	[ºC]
V_{t}	= Vazão Volumétrica	[m ³ /h]
V_{I}	= Volume do Cilindro	[m ³ /h]
i	= Número de Cilindros	
d	= Diâmetro do cilindro	[mm]
I	= Curso do Pistão	[mm]
n	 Número de rotação por minuto 	[r.p.m]

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.

As indústrias químicas, petroquímicas, de refino de petróleo e farmacêutica são usuárias de sistema de refrigeração de grande porte. Entretanto, a maioria dos sistemas de refrigeração encontra-se nas indústrias de alimentos, tendo, em particular, o interesse em armazenamento e prolongamento da vida útil de produtos perecíveis.

A partir da última década, a refrigeração industrial, comercial e doméstica vem passando por diversas mudanças conceituais e estruturais. O mercado de refrigeração tornou-se bastante exigente, diversificado e competitivo, buscando maior qualidade e confiabilidade nos produtos. As técnicas de instrumentação e controle de sistemas de refrigeração industrial conferem confiabilidade ao processo, redução nos custos energéticos, aperfeiçoamento da supervisão e melhora da qualidade dos produtos refrigerados. Neste contexto, novas pesquisas estão sendo realizadas em virtude da necessidade de uma instrumentação confiável e precisa. A utilização de sistema de supervisão em sistemas de refrigeração industrial tornou-se comum nos últimos anos, devido à facilidade de operação do equipamento, monitoração das variáveis importantes do sistema como pressão e temperatura, além de fornecer relatórios e históricos do equipamento.

A utilização de novos conceitos de instrumentação e controle em sistema de refrigeração tem como ênfase a redução do consumo energético e adaptação das indústrias às novas regras de utilização refrigerantes.

Com o advento da questão dos clorofluorcabornos (CFC) e seus efeitos na destruição da camada de ozônio, torna-se importante o estudo de novos refrigerantes e seu impacto na eficiência dos processos. Outras questões tais como aquecimento global do planeta, têm agravado as situações dos refrigerantes, que possuem influência direta sobre o efeito estufa de duas maneiras: a direta contribuição do refrigerante, juntamente com o CO₂ no aquecimento da atmosfera e a contribuição indireta da ineficiência energética dos equipamentos.

Os sistemas de refrigeração disponíveis no mercado, em sua grande maioria, utilizam o controle convencional, com o objetivo de eliminar ou minimizar os efeitos das cargas variáveis e demais perturbações no sistema, sempre mantendo o consumo de energia alto.

O processo de melhoria energética em um sistema de refrigeração, iniciase na fase de projeto, com análise de eficiência exergética de seus componentes e a implementação de controladores nas variáveis do processo. Com um sistema de controle e supervisão torna-se possível reduzir o consumo de energia de energia elétrica de 10% a 20% (SILVA, 2003).

Propôs-se neste trabalho, montar e automatizar um sistema de refrigeração, para avaliar o consumo de energia elétrica aplicando as técnicas de análise do consumo de energia elétrica.

1.1 MOTIVAÇÃO.

O mercado de refrigeração tornou-se bastante exigente, diversificado e competitivo, buscando maior qualidade e confiabilidade nos produtos.

É de extrema importância o conceito de eficiência que um equipamento pode alcançar em pleno funcionamento, pois, quanto maior for à eficiência menor será o consumo de energia elétrica. O aumento desta eficiência em equipamentos de refrigeração residencial, comercial e industrial pode ser considerado um dos grandes desafios. Em virtude deste quadro, o Laboratório de Controle e Automação de Processos (LCAP) da Faculdade de Engenharia Química da Unicamp, abriu uma nova linha de pesquisa em sistemas de refrigeração, voltados para controles avançados, análise de exergia e eficiência exergética. O protótipo de resfriamento de líquido foi montado totalmente instrumentado, possibilitando futuros trabalhos com este enfoque.

1.2 – OBJETIVO.

O objetivo geral do trabalho pode ser dividido nas seguintes itens:

• Montar e instrumentar um protótipo de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido (chiller).

• Automatizar e supervisionar as variáveis importantes do processo, sobre condições dinâmicas e permanentes.

• Avaliar experimentalmente o comportamento do sistema de refrigeração, por meio de análise do consumo de energia em todas as variáveis: capacidade de resfriamento, rotação do compressor e fluido de resfriamento do condensador.

CAPÍTULO 2 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.

Neste capítulo foram abordados os princípios do ciclo refrigeração, ciclo ideal, ciclo real, características de cada fase do ciclo P X h, coeficiente de desempenho total, coeficiente de desempenho útil, superaquecimento, sub-resfriamento.

2.1 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.

2.2 – CICLO PADRÃO.

Um ciclo padrão de refrigeração é constituído teoricamente da aspiração de vapor saturado (1) do evaporador, sua compressão (2), seguida da condensação do vapor no condensador. Em continuação há entrada de refrigerante no controle de líquido (5) como saturado e, finalmente a alimentação do evaporador (7) a uma pressão reduzida. A figura 2.3 representa um ciclo esquematicamente.



Figura 2. 1- Componentes principais do ciclo frigorífico.

2.3 - CICLO REAL.

É conhecido que no escoamento do fluído ocorre uma perda de pressão provocada pelo atrito no fluído contra as paredes de tubulação. Isto é verdade na linha de sucção que liga o evaporador ao compressor, de tal forma que a pressão de sucção (P'₀) será menor que a de evaporação (P₀). Além disto, como o gás é mais frio que o ambiente, haverá uma temperatura de sucção (t_s) maior que a de evaporação (t_o). Tem-se um novo ponto 1', como indicado na figura 2.4



Figura 2. 2 - Diagrama P-h Ciclo real de resfriamento por compressão de vapor.

A compressão não obedece a uma isentrópica perfeita, pois o vapor entra frio no compressor e durante o processo há cessão de calor nas paredes do cilindro para o vapor, aquecendo-o. Também, ao final da compressão uma pequena parte do refrigerante pode condensar evaporando novamente no início da aspiração seguinte. A vazão volumétrica do vapor de refrigerante deslocado (V_T) pelos cilindros de um compressor é dada pela equação:

$$V_t = V_c.n.i.60$$
 $[m^3 / s]$ (2.5)

Onde:

$$V_{\rm C}$$
 = Volume do Cilindro; $V_C = \frac{\pi d^2}{4}.e$

n- rotação por minuto

i- números de cilindros

d- diâmetro do cilindro

e- curso do pistão

60- fator de conversão de minutos para hora

2.4 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA DE ESPAÇO NOÇIVO

Define-se eficiência volumétrica (λ) como:

$$\lambda = \frac{Vs}{Vt} \tag{2.6}$$

Onde V_s representa a vazão volumétrica a ser aspirado pelo compressor nas condições de operação.

Esta eficiência volumétrica irá depender do refrigerante, da relação entre pressão de condensação e a de evaporação, condições de sucção e das características construtivas do compressor.

2.5 - COEFICIENTE DE DESEMPENHO TOTAL (COP TOTAL).

A eficiência de ciclo é normalmente definida como a relação entre a energia útil que é o objetivo do ciclo, e a energia consumida que deve ser paga para a obtenção do efeito desejado.

O coeficiente de desempenho, ou como é mais conhecido coeficiente de desempenho (COP), de um ciclo frigorífico é representado pela seguinte equação:

 $COP_{TOTAL} = \frac{Capacidade \ Frigorífica}{Energia \ elétrica \ consumida}$ (2.7)

2.6 - COEFICIENTE DE DESEMPENHO ÚTIL (COP ÚTIL).

O coeficiente de desempenho útil é calculado através da razão entre a capacidade frigorífica e o trabalho de compressão, sendo uma variável independente do consumo de energia elétrica, na qual é representada por:

 $COP_{UTIL} = \frac{Capacidade \ Frigorifica}{trabalho \ de \ Compressão}$ (2.8)

2.7 – SUPERAQUECIMENTO.

Em um circuito frigorífico dotado de válvula de expansão termostática, o refrigerante na saída do evaporador deve estar no estado de vapor superaquecido, em virtude das características operacionais desse tipo de válvula. Chamamos de superaquecimento a diferença entre a temperatura de sucção e a temperatura de evaporação. Porém no evaporador temos o superaquecimento útil controlado pela válvula de expansão termostática, que geralmente os fabricantes regulam com um valor que varia entre 3 e 7K.

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRAFICA

O superaquecimento é a garantia de que o sistema está operando em segurança. Ele tem que estar bem regulado para garantir o perfeito funcionamento do sistema sem comprometer a sua eficiência. Se o superaquecimento for dimensionado para um valor elevado, pode ocasionar uma perda de capacidade frigorífica no sistema, isto porque a um aumento no volume específico na sucção.



Figura 2. 3 - - Representação simplificada do ciclo frigorífico e Diagrama P-H destacando superaquecimento e sub-resfriamento (Boletim de Engenharia, Bitzer, 2005).

2.8- CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMÁVEL.

O Controlador Lógico Programável (C.L.P.) nasceu praticamente dentro da indústria automobilística americana, especificamente na Hydronic Division da General Motors, em 1968, devido a grande dificuldade de mudar a lógica de controla de painéis de comando a cada mudança na linha de montagem. Tais mudanças implicavam em altos gastos de tempo e dinheiro.

Sob a liderança do engenheiro Richard Morley, foi preparada uma especificação que refletia as necessidades de muitos usuários de circuitos à reles, não só da indústria automobilística, como de toda a indústria manufatureira.

Nascia assim, um equipamento bastante versátil e de fácil utilização, que vem se aprimorando constantemente, diversificando cada vez mais os setores industriais e suas aplicações, o que justifica hoje um mercado mundial estimado em quatro bilhões de dólares anuais.

Desde o seu aparecimento, até hoje, muita coisa evoluiu nos controladores lógicos, como a variedade de tipos de entradas e saídas, o aumento da velocidade de processamento, a inclusão de blocos lógicos complexos para tratamento das entradas e saídas e principalmente o modo de programação e a interface com o usuário.

Os CLP' s são freqüentemente definidos como miniaturas de computadores industriais que contém um hardware e um software que são utilizados para realizar as funções de controles. Um CLP consiste em duas seções básicas: a unidade central de processamento (CPU) e a interface de entradas e saídas do sistema. A CPU, que controla toda a atividade do CLP, pode ser dividida em processador e sistema de memória. O sistema de entradas e saídas são conectados fisicamente nos dispositivos de campo (interruptores, sensores, etc.) e provém também uma interface entre a CPU e o meio externo.

O CLP utilizado no trabalho é de fabricação da empresa HI Tecnologia, modelo MCI02-QC (Figura 3.16).



Figura 2. 4 - Controlador Lógico Programável (CLP) MCI02-QC (HI Tecnologia) utilizado no projeto.

A disposição modular do MCI02-QC confere bastante flexibilidade às aplicações. Possui a capacidade de gerenciar pontos discretos e variáveis analógicas, incluindo blocos funcionais de controle.

A arquitetura do MCI02-QC é formada por racks com quatro módulos, podendo ter no máximo 15 racks.

O CLP do protótipo possui a finalidade de gerenciar funções de intertravamentos, acionar motores e leitura de temperatura das termoresistências, além da possibilidade de efetuar controle nas variáveis do processo.

O programa SPDSW é o configurador em ambiente Windows para o MCI02-QC que possui a finalidade de definir o hardware para o sistema, criar lógicas de controle através de diagrama LADDER, criar blocos de função, testar as aplicações e otimizá-las.

O programa LADDER desenvolvido para o protótipo é apresentado no Apêndice B.

2.8 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.

As indústrias químicas, petroquímicas, de refino de petróleo e farmacêutica são usuárias de sistema de refrigeração de grande porte. Este tipo

de indústria requer um nível elevado de projeto e engenharia em virtude do grande porte das instalações e dos elevados custos envolvidos. (STOECKER E JABARDO, 2002).

Um sistema de refrigeração necessita de certa quantidade de energia, em forma de trabalho, para que o ciclo frigorífico se inicie e consiga retirar energia em forma de calor, do meio. Em condições de uso gerais, a parcela de energia rejeitada para o meio é maior que a parcela de energia retirada do espaço refrigerado. A partir destes fatos, torna-se importante alterar parâmetros do sistema, aumentando seu coeficiente de eficácia e consequentemente, diminuindo gastos com energia elétrica (GARCIA e MORENO, 2007).

Lazzarim et al. (2007) analisaram o desempenho de um ar condicionando com capacidade frigorífica de 120 kW, utilizando como dispositivo de expansão, uma válvula de expansão termostática e uma válvula de expansão eletrônica. Os resultados mostraram uma redução no consumo de energia significativa em relação à válvula de expansão termostática. Foi observado também, que a válvula de expansão eletrônica permite uma baixa pressão de condensação, em temperatura ambiente diferentes.

Antunes et al. (2006) analisaram a eficiência de um sistema de refrigeração, frente a técnica da variação da vazão mássica de fluido refrigerante, com a finalidade de manter a temperatura de evaporação em 5°C. Foi utilizado um compressor semi-hermético trifásico, condensador e evaporador de concêntricos e válvula de expansão termostática. Os resultados mostraram que a variação da velocidade do compressor permite que o sistema opere mais confortavelmente e adequadamente para altas e baixas cargas frigoríficas. Os máximos valores alcançados para o COP foram entre 2,49 e 2, 66, onde se encontram aproximadamente a faixa das freqüências de 40 e 55 Hz. Isto ocorreu devido a uma boa capacidade de refrigeração com consumo de potência reduzido.

Aprea et al. (2006) fizeram uma análise em uma planta comercial de um sistema de refrigeração aplicando a técnica de lógica *fuzzy* com a velocidade do compressor a 50 Hz, ajustada através de um inversor de freqüência Comparando o controle termostático clássico, freqüentemente utilizado em sistemas de

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRAFICA

refrigeração, os resultados experimentais mostraram uma redução de energia elétrica significante aproximadamente de 13%. A análise de exergia foi utilizada para verificar o desempenho da lógica *fuzzy* no sistema de refrigeração. Desta forma foi possível comparar a exergia destruída no sistema operando a 50 Hz e a 30 Hz

Buzelin et al. (2005) propuseram o desenvolvimento de um sistema de refrigeração inteligente com a utilização de um inversor de freqüência para o controle de potência do sistema em malha-fechada. Os sistema com controle de potência em malha-fechada apresentou uma variação menor de temperatura e uma redução de 35,24% no consumo de energia elétrica comparado com um sistema de refrigeração com controle tradicional *on-off*.

Cabello et al. (2005) propôs um novo método para analisar o desempenho de energia no sistema de refrigeração. As variáveis deste modelo são: o superaquecimento total, temperatura de condensação e de evaporação. O modelo avalia o fluxo de refrigerante, capacidade de refrigeração, potência consumida pelo compressor e o COP. O resultado da análise do sistema com esta nova metodologia, indica uma precisão de 5% do fluxo, 5% de precisão em relação aos parâmetros de energia e 10% trabalho do compressor. As expressões são foram escritas através de balanço de massa e energia, representações termodinâmicas dos fluidos, correlações experimentais e informações de catálogos técnicos.

Li et al. (2005) compararam o desempenho do controle cascata *fuzzy* com controle cascata PI, em um sistema de refrigeração. O controle cascata *fuzzy* apresentou um controle estável com tempo de reação reduzido e pouco *overshoot* na temperatura.

Jeong et al. (2005) propuseram uma nova metodologia para aumento da capacidade de refrigeração durante um tempo curto, através do controle de fluxo do refrigerante no evaporador. Neste método o refrigerante é armazenado em um reservatório localizado entre a válvula de expansão e o evaporador. Esta metodologia pode ser utilizada em sistemas de refrigeração de pequeno porte.

Al-ataibi et al. (2004) utilizaram para investigar os efeitos da temperatura de evaporação e condensação, sobre perdas de pressão, perdas de exergia,

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRAFICA

eficiência da 2^ª Lei da termodinâmica e o COP. Otimização termo-econômico e análise da primeira lei da termodinâmica foram estudas em um sistema de refrigeração com o objetivo de analisar a eficiência no compressor, evaporador, condensador e motor elétrico. Para esta análise foram definidas condições de operação: temperatura de condensação entre 25°C e 60°C e temperatura de evaporação entre -5°C e -20°C. O coeficiente de desempenho reduz com o aumento da temperatura de condensação e com a redução da temperatura de evaporação para -20°C e o COP diminuem devido à redução da capacidade de refrigeração.

Em sistemas de refrigeração, operações com o sub-resfriamento e superaquecimento melhoram o desempenho do sistema. Entretanto, valores indesejados destes parâmetros afetam seu desempenho. Selbas (2004)utilizou otimização termo-econômica através da análise de exergia foi aplicada para estudar o superaquecimento e o sub-resfriamento do sistema de refrigeração. A vantagem da utilização desta metodologia está relacionada ao fato de que vários componentes do sistema, como compressor, condensador e evaporador, podem ser otimizados. Esta aplicação consistiu em determinar a melhor área do trocador de calor em relação a uma temperatura ótima de sub-resfriamento e superaquecimento. A função do custo foi especificada para condições ideais do sistema. Para os cálculos foram utilizados três refrigerantes: R22, R134a e R407c. As propriedades termodinâmicas dos refrigerantes foram formuladas utilizando a metodologia de Redes Neurais (ANN). Foram comparadas propriedades termodinâmicas dos refrigerantes, e desta forma mostrou-se que a razão de divergência estava dentro dos limites aceitáveis. O Custo do trocador de calor diminuiu e as irreversibilidades aumentaram com a elevação da temperatura de condensação.

Aprea et al. (2003) desenvolveram experimentalmente um sistema capaz de operar como bomba de calor e sistema de refrigeração por compressão. Eles compararam dois controles, um controle termostático clássico "*on/off*" e um algoritmo de controle baseado na lógica *fuzzy*. O *chiller* trabalhou com diferentes "*set point* "(7, 11, e 15°C) Com o algoritmo de controle obteve-se uma redução de

20% no consumo de energia, operando em diferentes condições de operação comparado ao controle termostático clássico.

Além de manter uma diferença de pressão adequada entre os lados de alta e baixa pressão do sistema, o dispositivo de expansão tem a função de controlar a vazão de fluido refrigerante que entra no evaporador. Dispositivos de expansão podem apresentar uma restrição constante, como os tubos capilares, ou variável, como as válvulas de expansão termostáticas (TEVs) e as válvulas de expansão eletrônicas (EEVs). O desempenho do dispositivo de expansão tem um papel crucial em sistemas com compressor de rotação variável, uma vez que o controle ótimo do grau de superaquecimento na saída do evaporador implica num controle preciso da capacidade de refrigeração e uma maior eficiência energética (CHOI e KIM, 2003).

O uso do *economizador* para aumentar a eficiência é usado em muitos sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. Este dispositivo apresenta vantagens e desvantagens na eficiência do sistema. Navarro (2003) realizou testes com três tipos de fluído: R22, R134a, e R407c, com o objetivo de analisar variações de pressão, e fluxo do refrigerante. Dentre as vantagens encontradas foram apresentadas são: aumento do efeito frigorífico no evaporador, sub-resfriamento na fase líquida do refrigerante, minimizando assim, presença de líquido na entrada do compressor. Entre as desvantagens encontradas foi destacado o aumento do volume específico na sucção, aumento da temperatura de descarga, aumento da pressão de sucção.

Yamuratas et al. (2002) fizeram uma análise de exergia em um sistema de refrigeração com amônia, com o objetivo de estudar os efeitos das temperaturas de condensação e evaporação sobre perdas de exergia, perdas de pressão eficiência da segunda lei e o coeficiente de desempenho (COP). Foi utilizado um software para o equacionamento e cálculo numérico das equações obtidas através da analise de exergia. Foi observado que a temperatura de condensação e de evaporação tem forte efeito sobre perdas de exergia no condensador e evaporador.

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. 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.

Palau et al. (1999) realizaram um trabalho usando redes neurais e sistema de controle inteligente para controlar os estágios gás/sólido de um sistema de refrigeração por absorção. A vantagem de utilizar esta metodologia, é que não é necessário ter um conhecimento específico de o processo devido este ter a capacidade de aprender. Usando esta aproximação podem-se reduzir os esforços de engenheiros e estratégias de controle, e predizer a capacidade de refrigeração sobre diferentes condições de operação. Pelo fato de as redes neurais não serem grandes elas podem ser consideradas rápidas assim eles podendo ser aplicados em tempo real para o controle do sistema. O sistema de controle utilizado para controlar os estágios do sistema de refrigeração por absorção teve excelentes resultados. Através da simulação do programa pode-se predizer um tempo necessário para abrir ou fechar a válvula do sistema de refrigeração. Embora a aproximação feita pelo programa O sistema de falhas teve um resultado melhor e mais rápido para sistemas pequenos.

Tassou et al.(1998) analisaram o desempenho um compressor de deslocamento positivo em aplicação de refrigeração com variação de velocidade. Para o estudo foi considerado um compressor aberto a pistão, semi-hermético a pistão e aberto tipo parafuso. Os resultados indicam que todos os compressores foram projetados com eficiência máxima na velocidade nominal. Quando foi aplicada a variação de velocidade, todos os compressores analisados apresentaram economia de energia em relação a seu funcionamento em velocidade fixa. A análise demonstrou uma economia de 12% a 24% no consumo de energia.

CAPÍTULO 3 - MATERIAIS E MÉTODOS.

Neste capítulo são descritos os equipamentos utilizados para a construção do protótipo de resfriamento de líquido. Também será abordada a metodologia utilizada para a realização dos ensaios.

3.1 - MATERIAIS.

3.1.1 - DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Na figura abaixo esta representado o diagrama do protótipo de resfriamento de líquido.



Figura 2.5 - Diagrama representativo do protótipo de resfriamento de líquido (a)



Figura 2. 6 - Diagrama representativo do protótipo de resfriamento de líquido (b)

3.1.1.1- Compressor

O compressor aberto utilizado no sistema frigorífico faz parte da unidade condensadora UC165/2-III da Bitzer Compressores Ltda. Esta unidade condensadora possui um condensador a ar constituído por tubos de cobre e aletas de alumínio, o compressor possui um deslocamento volumétrico de 4,5 m³/h a uma freqüência de 60 Hz. O conjunto padrão de fábrica ainda possui um tanque de armazenamento de refrigerante líquido (Figura 3.1).



Figura 3. 1- Unidade Condensadora UC165/2-III

3.1.1.2- Condensador e Evaporador

Visando promover versatilidade ao protótipo, foi adicionado à unidade condensadora um condensador do tipo placas brasado modelo CB 26M da Alfa

Laval (Figura 3.2a). Este mesmo modelo foi utilizado como evaporador do sistema (Figura 3.2b).

O modelo CB 26M é baseado no princípio de construção de um conjunto de placas soldadas em seu perímetro. Sua característica construtiva oferece altas taxas de transferência de calor pelos fluídos que circulam alternadamente entre suas placas.



(a)

(b)

Figura 3. 2 – (a) Condensador a placas brasado e (b) Evaporador a placas brasado.

3.1.1.3- Ventilador.

Ao condensador a ar foi instalado um ventilador axial (Separis NW/4-350) dotado de hélices de alumínio e é acionado por um motor elétrico blindado, bifásico, quatro pólos, 220 V e 60 Hz.

3.1.1.4- Válvulas de expansão.

O protótipo apresenta uma válvula de expansão termostática e uma válvula de expansão pressostática, em paralelo (Figura 3.3).

A válvula de expansão termostática é mais utilizada em instalações frigoríficas de grande porte, possuindo a função de regular a vazão de líquido refrigerante no evaporador proporcionalmente ao superaquecimento do vapor na sucção. É usual a instalação de válvulas de expansão termostáticas em sistemas de refrigeração para garantir o mínimo superaquecimento estável no evaporador.

O uso atual de válvula de expansão pressoatática em instalações frigoríficas industriais é restrito, entretanto neste trabalho é utilizada para realização de um estudo comparativo de desempenho quando a variável manipulada para o controle da temperatura de evaporação é a freqüência de rotação do compressor. A válvula será utilizada também pelo fato de não interferir no controle do sistema, ao contrário da válvula termostática ter um controle proporcional do superaquecimento.



Figura 3. 3 - Válvulas de expansão termostática (a) pressostática (b).

3.1.1.5-Torre de Resfriamento

Para garantir uma operação estável do condensador a água e uma maior economia no consumo de água, foi construída uma torre de resfriamento (Figura 3.4). A torre funciona através do fluxo cruzado entre ar e água.



Figura 3. 4 - Torre de Resfriamento.

O projeto da torre foi efetuado adotando temperatura de bulbo úmido de 27ºC e diferencial de temperatura de 5ºC no recheio da torre.

O trocador de calor a placas brasado utilizado como condensador do sistema é bastante susceptível à incrustação caso não seja utilizada água tratada em sua operação. Na possível ocorrência de incrustações, além de redução no desempenho de troca térmica do condensador, é comum o entupimento do mesmo e neste caso, por ser brasado, a manutenção é bastante difícil. Por motivos financeiros, o tratamento da água utilizada no circuito da torre de resfriamento foi impossibilitado. Desta forma, uma solução paliativa foi adotada para o uso do condensador.

Foi montado um circuito fechado com fluido propilenoglicol (não incrustante) que troca calor com o fluido refrigerante R-22 no condensador. O calor trocado no condensador é rejeitado em um trocador de calor casco e tubo (Figura 3.5) montado na linha de água da torre de resfriamento. Esta linha está representada nessa figura.



Figura 3. 5 - Trocador de calor intermediário casco e tubo para resfriamento da água da linha de condensação.

Para o circuito da água e do propilenoglicol do condensador dispõe-se de duas bombas centrífugas KSB Hydrobloc P500 0,5 HP 220 V trifásica (figura 3.6a) com vazão máxima de 2400 L/h.

Na linha do fluido secundário (propilenoglicol) que passa pelo evaporador utiliza-se uma bomba de deslocamento positivo RZR modelo RZR500 (Figura 3.6b) acionada por um motor de 0,75 HP de potência.



Figura 3. 6 - Bombas centrífuga KSB (a) e deslocamento positivo RZR (b).

As rotações das bombas de condensação e de evaporação são manipuladas através do uso de inversores de freqüência.

3.1.1.6-Resistências elétricas

O sistema é submetido à carga térmica artificial com resistências elétricas de imersão (Figura 3.7) fabricadas com elementos tubulares blindadas em aço inoxidável, 220 V, 2000 W, com cabeça de latão sextavada e rosca BSP 2".

O conjunto de resistências pode ser acionado parcialmente, utilizando-se um variador de potência (Figura 3.8) com o objetivo de se impor carga modulada ao sistema, onde a comunicação 4-20 mA é efetuada através da automação empregada (CLP). O ajuste fino da carga térmica é de fundamental importância na determinação da capacidade frigorífica do sistema além de possibilitar simulações de variações de carga que ocorrem nos processos reais de refrigeração além de suprir as oscilações elétricas da rede, permitindo repetibilidade aos ensaios.




Figura 3. 7 - Resistência elétrica.

. Figura 3. 8 - Variador de potência.

3.1.1.6- Linhas de Propilenoglicol e Água

O propilenoglicol resfriado no evaporador segue, como refrigerante secundário, para um tanque de aço inoxidável (Figura 3.9a) onde recebe uma carga térmica artificial, proveniente das resistências elétricas. A tubulação é de PVC devidamente isolada (Figura 3.9b), para evitar perdas de calor na linha.

A tubulação de PVC não apresenta problemas quanto à compatibilidade com o propilenoglicol, sendo reduzidos os problemas com possíveis indícios de corrosão.

A linha de água e propilenoglicol do circuito da torre de resfriamento também são de PVC.



(a) (b) Figura 3. 9 - Tanque de propilenoglicol (a) e linha de propilenoglicol (b).

No apêndice D são apresentados os diâmetros das tubulações utilizadas no sistema de refrigeração e nas linhas de água e propilenoglicol.

Os isolamentos do evaporador, do tanque de propilenoglicol e das tubulações de sucção e propilenoglicol foram efetuados utilizando-se borracha elastomérica com espessura de 19 mm. Optou-se pelo uso deste isolante em virtude de sua baixa taxa de transferência de calor e facilidade de manuseio. Atenção especial foi dedicada ao isolamento da linha de sucção no intuito de se evitar, o máximo possível, os efeitos do superaquecimento do refrigerante principal.

3.1.1.7- Acessórios

Na montagem do sistema de refrigeração foram implementados alguns acessórios para garantir a segurança e aumentar ao desempenho dos equipamentos. Na Figura 3.10 são apresentados os acessórios utilizados no protótipo.





(c)





(**d**)



Figura 3. 10 - Acessórios utilizados no sistema de refrigeração: (a) filtro secador de refrigerante R-22; (b) separador de óleo; (c) separador de líquido; (d) visor de líquido e (e) pressostato diferencial e de baixa.

O sistema de refrigeração apresenta um pressostato de baixa e um pressostato diferencial. O pressostato conjugado (alta e baixa) é um dispositivo de segurança que desliga o sistema quando as pressões das linhas de descarga e/ou sucção apresentarem valores de pressão fora dos limites estabelecidos. O pressostato diferencial é um interruptor de proteção para o compressor contra pressões de óleo insuficientes. Em caso de queda de pressão de óleo, o pressostato desligará o compressor.

3.1.2 - ESPECIFICAÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO.

A instrumentação utilizada no protótipo possibilitou o acesso a uma maior quantidade de informações das variáveis de processo e de controle do sistema com confiabilidade e precisão e possibilitou uma supervisão completa das condições de operação.

Os sensores de temperatura (termoresistência Pt100), pressão (transdutores de pressão piezoresistivos), e vazão (transdutores de vazão tipo magnético e turbina) foram instalados em locais importantes para a identificação das condições operacionais do sistema como mostrado na Figura 3.11.



Figura 3. 11 - Fluxograma da Instrumentação proposta para este trabalho

Com o sistema de refrigeração para resfriamento de líquido, instrumentado nas variáveis de processo e de controle, têm-se as informações necessárias das condições do processo e podendo-se efetuar correções de possíveis desvios ocorridos, e assim, realizar ensaios com diferentes perturbações das variáveis de processo, sob o mesmo cenário, e verificar o comportamento do processo, submetido a diferentes estratégias de controle, pois ter-se-ão diferentes atuações sob as variáveis controlada.

3.1.3 - SENSORES DE TEMPERATURA.

Para as medidas de temperatura no sistema de resfriamento de líquido foram utilizados termo resistências Pt100 a três fios com cabeçote. As temperaturas no circuito de refrigeração foram obtidas por contato direto com poço em inox do sensor de temperatura com os fluidos de processo através de conexões BSP (Figura 3.12).

25



Figura 3. 12 - Sensor de temperatura tipo Pt100 instalado no sistema de refrigeração.

Na Tabela 3 é apresentada à localização dos sensores de temperatura no protótipo de refrigeração.

Tabela 3. I- Localização dos sensores de temperatura no sistema de refrigeraç
--

Sensor	Localização	Sensor	Localização
TE_101	Entrada V. Exp. Termost.	TE_202	Tanque da Torre
TE_102	Entrada V.Exp. Manual	TT_102	Saída Evaporador
TE_103	Descarga Cond. Tubo	TT_101	Descarga
TE_104	Descarga Cond. Placas	TT_102	Condensação ar
TE_201	Tanque de Resfriamento	TT_103	Condensação água
TT_104	Evaporação	TT_105	Saída do Evaporador
TT_106	Sução	TT_201	Entrada Evap. Placas
TT_202	Saída Evap. Placas	TT_203	Entrada Cond. Placas
TT_204	Saída Cond. Placas		

3.1.4 - SENSORES DE PRESSÃO.

O compressor aberto do sistema possui dois manômetros (de alta e baixa pressão) da marca Imperial para acompanhamento visual das pressões. Porém, para o desenvolvimento do trabalho foram adquiridos quatro sensores de pressão piezoresistivos da marca Danfoss modelos 06011G25, para pressões entre 0 e 10

bar, e 06011G05, para pressões entre 0 e 40 bar, com sinal de saída de 4 a 20 mA e precisão de ±0,3% do fundo de escala, já aferidos pelo fabricante (Figura 3.13). Os sensores foram instalados adequadamente para medidas das pressões descarga, condensação, evaporação e sucção conforme a Tabela 3.13.



Figura 3. 13- Sensor de Pressão Piezoresistivos instalado no sistema de refrigeração.

Tabela	a 3.	2 –	Localiza	ção do	s sensores	de	pressão	no	sistema	de	refrigeração.
				3			1				<i>U</i> ,

Sensor de Pressão	Localização
PT_101	Saída do Compressor (Descarga)
PT_102	Saída do Condensador
PT_103	Saída Evaporador
PT_104	Entrada do Compressor (Sucção)

3.1.5 - SENSORES DE VAZÃO.

Foram especificados dois sensores de vazão para o protótipo: um sensor de vazão magnético da marca Incontrol modelo VMS 019 (Figura 3.14a) para vazão entre 0,31 a 10,2 m³/h e um medidor de vazão turbina da marca Incontrol modelo VPL 11 (Figura 3.14b) para vazão entre 1,13 a 10,3 m³/h, todos com sinal de saída de 4 a 20 mA e já aferidos pelo fabricante. Os sensores foram instalados

adequadamente para medidas das vazões no evaporador, condensador e linha de líquido refrigerante R-22.



Figura 3. 14 - Sensores de Vazão (a) Magnético e (b) Turbina instalados no sistema de refrigeração.

Tabela 3.3 - Localização dos sensores de vazão no sistema de refrigeração.

Sensor de Vazão	Localização
FT_101	Linha de Líquido R22
FT_201	Entrada do Condensador

3.1.6 - INVERSOR DE FREQÊNCIA

O inversor de freqüência Danfoss VLT 2822 foi utilizado para modular a velocidade de rotação do motor do compressor através da variação da freqüência objetivando um controle contínuo da capacidade do sistema de refrigeração.

Um inversor de freqüência Danfoss VLT 2815 também é utilizado na linha de propilenoglicol com a finalidade de promover variações na vazão, pois a utilização de bomba de deslocamento positivo inviabiliza a utilização de válvulas de controle de vazão, devido à possibilidade de pressão excessiva na linha do refrigerante secundário.

Os inversores de freqüência (Figura 3.15) possuem a capacidade de medir da potência consumida pelos motores durante os ensaios e comunicá-la para a rede de dados.



Figura 3. 15 – Inversores de freqüência (a) Danfoss VLT 2822 (b) Danfoss VLT2815.

3.1.7 - MONTAGEM DO QUADRO DE COMANDO.

A montagem do quadro de comando do sistema viabiliza o controle lógico e a operação manual do processo. O quadro consiste basicamente de contatoras, fusíveis, botões de comando e *leds* indicadores de estado como pode ser visto na Figura 3.16. O Controlador Lógico Programável, os transmissores de temperatura, fontes de alimentação, variador de potência e os inversores de freqüência do compressor e da bomba alternativa de propilenoglicol foram instalados no quadro de comando pela facilidade de configuração e visualização dos mesmos.



Figura 3. 16 - Quadro de comando do sistema de refrigeração.

O protótipo opera sob os modos remoto e manual. O modo remoto é gerenciado via CLP/Microcomputador, onde os intertravamentos e seqüências de comandos são realizados de acordo com o programa LADDER implementado. No modo manual cada equipamento pode ser acionado individualmente através da ação direta sobre o painel.

3.1.8 - DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA SUPERVISÓRIO.

Sistemas supervisórios monitoram e rastreiam informações de um processo produtivo ou instalações físicas coletadas através equipamentos de aquisição de dados que podem ser manipulados, analisados, armazenados e apresentados ao usuário posteriormente. Para a monitoração do sistema de refrigeração foi utilizado o Sistema Supervisório *INDUSOFT WEB STUDIO 6.1*. As informações foram armazenadas em um banco de dados e posteriormente foram analisadas as variáveis em função do tempo. As telas de supervisão serão apresentadas no capítulo 4.

3.2 - MÉTODO.

3.2.1 - MONTAGEM DO PROTÓTIPO DE RESFRIAMENTO DE LÍQUIDO.

Todos os componentes do circuito frigorífico foram especificados com o objetivo principal de se alcançar a máxima versatilidade de aplicações. O planejamento e a montagem do protótipo flexibilizaram os experimentos e permitiram um maior conhecimento das tecnologias envolvidas e dos instrumentos utilizados, concebendo uma maior independência quanto a manutenções preventivas e corretivas.

As especificações dos componentes do circuito frigorífico foram definidas rigorosamente sob aspecto técnico, respeitando-se as exigências de versatilidade apresentada pelo próprio protótipo.

3.2.3 - INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE LÍQUIDO

A instrumentação proposta e instalada seguiu a determinação de se obter a maior quantidade possível de informações das variáveis de processo, de maneira confiável e precisa, possibilitando maior monitoração das condições de operação. 4. 1

As temperaturas no circuito de refrigeração e na linha de propilenoglicol foram efetuadas por Pt100 a três fios com cabeçote e poço em aço inox de contato direto com o fluído através de conexões BSP.

O método de calibração dos sensores de temperatura por comparação é considerado preciso para a maioria dos trabalhos laboratoriais e industriais. O procedimento de calibração seguiu o uso de um banho termostático com circulação, Ultra-Termostato Criostato OPTHERM, nas temperaturas de trabalho. Uma solução propilenoglicol 50% foi utilizada no banho de circulação.

Termômetros de bulbo de mercúrio aferidos (AST, erro de ⁺_0,1ºC) foram usados como sensores padrões. As leituras das temperaturas dos sensores Pt100 e do sensor padrão foram realizadas após a estabilização da temperatura do banho no valor desejado para calibração.

Foram especificados e instalados transmissores de pressão com comunicação analógica 4-20 mA para monitoração das pressões de condensação e descarga.

As medidas das vazões dos fluídos do sistema foram realizadas por diferentes medidores. Medidor de vazão magnético, para o propilenoglicol; medidor tipo turbina para refrigerante R22.

Os variadores de freqüência foram configurados e instalados no compressor de refrigeração e na bomba de evaporação.

O sistema foi submetido à carga térmica artificial com resistência elétrica de imersão fabricada com elemento tubular blindada em aço inoxidável. Esta resistência pode ser acionada parcialmente, utilizando um variador de potência THERMA. Modelo TH6200A10, com o objetivo de se impor carga modulada ao sistema.

Para o gerenciamento do sistema utilizou-se o programa supervisório Indusoft versão 6.1

3.2.4 - DETERMINAÇÃO DAS CONDIÇÕES INICIAIS DOS ENSAIOS.

Para o desenvolvimento dos ensaios de determinação de carga térmica, foi necessária a definição das condições iniciais dos ensaios.

As realizações dos ensaios consistiram em colocar o sistema em funcionamento, com a freqüência do motor do compressor em 60 Hz e com a resistência do tanque de propilenoglicol desligada. Quando a temperatura do propilenoglicol saída do evaporador (TT_204) chegasse a -1°C, o sistema era desligado, logo após a temperatura de evaporação aumentar acima de 5°C, o sistema era religado com a freqüência do compressor no valor desejado. Após a temperatura de evaporação chegar em -15,4°C, a resistência era ligada,

promovendo uma carga térmica artificial. O ensaio foi finalizado com o estabelecimento do regime permanente das variáveis monitoradas do sistema.

A determinação na carga térmica a ser utilizada nos ensaios foi definida através das condições que protótipo iria trabalhar (temperatura de condensação, temperatura de evaporação, diâmetro da polia do motor e capacidade frigorífica do evaporador). Foi utilizado o catálogo da BITZER (fabricante do compressor), para a determinação na carga térmica.

Os ensaios foram realizados com a variação da freqüência do compressor em 70 Hz, 60 Hz, 50 Hz e 40 Hz. Em todos os ensaios utilizou-se uma carga térmica de 1800, 1500, 1200 e 900 W.

CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES.

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos nos ensaios realizados com o sistema de refrigeração operando com condensação a ar e a água. Segue-se a estes discussões pertinentes ao observado em cada condição.

4.1 - MONTAGEM DO PROTÓTIPO DE RESFRIAMENTO DE LÍQUIDO.

Neste trabalho foram montadas duas estruturas para o protótipo de resfriamento de líquido. Estas foram projetadas, com o objetivo de facilitar a operação e manutenção de todos os equipamentos do sistema. Pode-se observar na Figura 4.1 (a) o protótipo de resfriamento de líquido, inicialmente, montado sobre uma estrutura de canaleta em "L" galvanizado perfurado, e (b) o protótipo de resfriamento de líquido montado em uma estrutura de metalon 30x30 mm, ambos montados no Laboratório de Controle e Automação de Processos (LCAP) na FEQ/UNICAMP.

A primeira estrutura montada apresentou fragilidade nas bases que sustentavam o compressor, tanque de propilenoglicol e bomba de evaporação. Estas foram feitas de placas de madeira (MDF) e não resistiram ao excesso de condensação de água, proveniente da bomba de evaporação que operava em baixas temperaturas.

A distribuição de forças, na estrutura não foi corretamente realizada, com isso ocorreu um excesso de vibrações em toda a estrutura comprometendo os equipamentos e consequentemente a segurança para a realização dos ensaios. Por estas razões foi necessário projetar e montar uma nova estrutura (Figura 4.1b).

34





Figura 4. 1 - (a) Protótipo de resfriamento de líquido (configuração inicial estrutura de canaleta), (b) Protótipo de resfriamento de líquido (montagem final,estrutura de metalon).

A nova estrutura foi montada em metalon de aço carbono 30x30 mm, com chapas de aço carbono 3 mm revestidas com manta de borracha. A estrutura apresentou excelente resistência às vibrações provocadas pelos motores do sistema. O problema com condensação de água foi solucionado uma vez que a manta de borracha isolou a chapa de aço carbono impedindo sua oxidação. A estrutura foi projetada visando facilitar as manutenções e a operação dos equipamentos.

4.2 – CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA.

Os dados de calibração foram tratados obtendo-se curvas de calibração para cada sensor de temperatura do sistema. As equações lineares dos sensores de temperatura são apresentadas na Tabela 4.1, onde pode-se observar que todas as equações de calibração apresentam altos valores de coeficiente de correlação, apresentando assim uma excelente concordância com o modelo Linear. Os gráficos de calibração são apresentados no (Apêndice A), neste podemos observar a consistência e exatidão dos dados obtidos.

Sensores	Equações de Ajuste	Erro (ºC)	(R ²)
TT-101	$T_{c} = 0,9985^{*}T + 0,1349$	0,2	0,9999
TT-102	T _c = 1,0026*T - 0,1842	0,1	0,9999
TT-103	T _c = 0,9936*T - 0,2841	0,2	0,9995
TT-104	T _c = 0,9945*T + 0,0609	0,2	0,9998
TT-105	T _c = 0,9816*T - 0,1282	0,3	0,9995
TT-106	T _c = 0,9514*T - 0,4822	0,2	0,9990
TT-201	T _c = 0,9871*T - 0,6932	0,1	0,9998
TT-202	T _c = 0,9928*T - 0,3983	0,2	0,9993

Tabela 4.1 - Equações das curvas de calibração dos sensores de temperatura

4.3 – DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA SUPERVISÓRIO.

O programa utilizado para o desenvolvimento das telas de monitoração e controle foi o INDUSOFT WEB STUDIO versão 6.4. As telas desenvolvidas no supervisório podem ser visualizadas das Figuras 4.2 até a Figura 4.7.



Figura 4. 2 - Tela de abertura do supervisório do sistema de refrigeração.



Figura 4. 3 - Tela de supervisão do processo de evaporação.



Figura 4. 4 - Tela de supervisão do processo de condensação.



Figura 4.5 - Tela de supervisão geral das temperaturas do sistema de refrigeração.



Figura 4. 6 - Tela de supervisão das pressões do ciclo frigorífico.



Figura 4. 7 - Tela de supervisão das vazões do refrigerante e do propilenoglicol no condensador.

As telas foram projetadas priorizando o conceito de funcionalidade na operação manual e a facilidade de visualização das variáveis do processo.

Uma atenção especial foi dada para as telas de gráficos de temperatura, pressão, vazão e potência do compressor permitindo a monitoração das variáveis, em tempo real, armazenando estes resultados em um histórico de dados para análise posterior.

4.4 - ENSAIOS COM CONDENSAÇÃO A AR E CONDENSAÇÃO A ÁGUA.

Durante os ensaios no protótipo de resfriamento de líquido os valores, em regime permanente, armazenados no banco de dados foram utilizados para os cálculos termodinâmicos de vazão mássica, volume específico na sucção, entalpias e volume deslocado real.

Estes cálculos foram realizados com o auxílio do *software COOLPACK*. O calor de compressão, rendimento volumétrico, COP Total e COP Útil também foram calculados através das informações adquiridas através deste *software*.

Nas Tabelas 4.2 a 4.5 são apresentados os valores para ensaios com o sistema de refrigeração submetido a cargas térmicas de 1800, 1500, 1200 e 900 W utilizando freqüência de rotação do compressor de 40 a 70 Hz com condensação a ar.

Nas Tabelas 4.6 a 4.9 são apresentados os valores para ensaios com o sistema de refrigeração submetido a cargas térmicas de 1800, 1500, 1200 e 900 W utilizando freqüência de rotação do compressor de 40 a 70 Hz com condensação a água.

Tabela 4. 2 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 70 Hz e condensação a ar.

Variávois	Capacidade Frigorífica (kW)						
Vanaveis	Unidade	1,8	1,5	1,2	0,9		
Temperatura de Descarga	(ºC)	99,3	85,1	84,0	82,2		
Temperatura de Condensação	(ºC)	35,1	31,9	31,4	33,5		
Temperatura de Evaporação	(ºC)	-17,9	-20,3	-21,7	-22,7		
Temperatura de Saída do Evaporador	(ºC)	19,4	-7,1	-11,8	-17,1		
Temperatura de Sucção	(ºC)	21,6	0,8	-2,7	-15,3		
Temperatura do propilenoglicol (Entrada)	(ºC)	17,9	0,0	-4,0	-4,7		
Temperatura do propilenoglicol (Saída)	(ºC)	16,8	-0,1	-4,7	-4,9		
Superaquecimento Total	(K)	39,5	19,5	19,0	7,4		
Pressão de Descarga	(kPa)	1245,70	1140,04	1123,04	1193,60		
Pressão de Condensação	(kPa)	1223,70	1118,44	1107,60	1174,25		
Pressão de Sucção	(kPa)	139,78	121,70	110,69	102,47		
Pd/Ps		8,91	9,37	10,15	11,65		
Potência	(W)	1486,79	1486,76	1486,60	1486,84		
Entalpia Descarga	(kJ/kg)	471,25	460,92	460,15	457,99		
Entalpia do Líquido Sub-resfriado	(kJ/kg)	239,18	234,99	234,59	237,26		
Entalpia do Vapor Saturado	(kJ/kg)	398,34	397,28	396,82			
Entalpia do Vapor Superaquecido	(kJ/kg)	426,69	413,48	411,47	403,74		
Volume específico sucção	(kg/m³)	0,10362	0,10398	0,10939	0,10776		
Calor de Compressão	(kW)	0,50395	0,52617	0,54012	0,61380		
vazão mássica	(kg/s)	0,00968	0,00865	0,00702	0,00545		
Volume deslocado Real	(m³/h)	3,61	3,24	2,76	2,11		
Volume DeslocadoTeórico	(m³/h)	5,71	5,71	5,71	5,71		
Rendimento Volumétrico		0,63	0,57	0,48	0,37		
Consumo de Energia	(kW/h)	8,70	8,68	8,66	8,65		
COP Total		1,21	1,01	0,81	0,61		
COP Util		3,57	2,85	2,22	1,47		
COP Carnot		4,82	4,84	4,74	4,46		

Tabela 4. 3- Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 60 Hz e condensação a ar.

Variávois	Capacidade Frigorífica (kW)						
Vanaveis	Unidade	1,8	1,5	1,2	0,9		
Temperatura de Descarga	(ºC)	82,9	82,0	79,5	77,1		
Temperatura de Condensação	(ºC)	33,4	35,6	32,9	30,8		
Temperatura de Evaporação	(ºC)	-13,7	-16,0	-17,0	-20,5		
Temperatura de Saída do Evaporador	(ºC)	0,9	-3,6	-11,3	-15,2		
Temperatura de Sucção	(ºC)	6,6	2,4	-6,1	-10,7		
Temperatura do propilenoglicol (Entrada)	(ºC)	8,7	0,4	-3,7	-8,0		
Temperatura do propilenoglicol (Saída)	(ºC)	7,7	-0,4	-4,1	-8,1		
Superaquecimento Total	(K)	20,3	18,4	10,9	9,8		
Pressão de Descarga	(kPa)	1209,36	1150,36	1196,36	1116,36		
Pressão de Condensação	(kPa)	1185,36	1136,36	1172,36	1103,36		
Pressão de Sucção	(kPa)	189,36	165,36	156,36	125,36		
Pd/Ps		6,39	6,96	7,65	8,91		
Potência	(W)	1271,23	1268,74	1271,26	1271,10		
Entalpia Descarga	(kJ/kg)	458,43	458,24	455,84	454,70		
Entalpia do Líquido Sub-resfriado	(kJ/kg)	237,17	239,99	236,50	233,83		
Entalpia do Vapor Saturado	(kJ/kg)	400,21	399,20	398,70	397,30		
Entalpia do Vapor Superaquecido	(kJ/kg)	415,84	413,71	408,41	406,72		
Volume específico sucção	(kg/m³)	0,08237	0,08955	0,08880	0,10027		
Calor de Compressão	(kW)	0,47020	0,50345	0,52635	0,52832		
vazão mássica	(kg/s)	0,01029	0,00883	0,00712	0,00531		
Volume deslocado Real	(m³/h)	3,05	2,85	2,28	1,92		
Volume DeslocadoTeórico	(m³/h)	4,89	4,89	4,89	4,89		
Rendimento Volumétrico		0,62	0,58	0,47	0,39		
Consumo de Energia	(kW/h)	7,41	7,38	7,37	7,35		
COP Total		1,49	1,30	1,00	0,81		
COP Util		3,83	2,98	2,28	1,70		
COP Carnot		5,51	4,98	5,13	4,92		

Tabela 4. 4 - Condições obtidas em regime permanente, dos ensaios realizados no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 50 Hz e condensação a ar.

Mariánala	Capacidade Frigorífica (kW)						
variaveis	Unidade	1,8	1,5	1,2	0,9		
Temperatura de Descarga	(ºC)	78,7	76,0	78,9	79,4		
Temperatura de Condensação	(ºC)	33,5	32,0	33,0	31,0		
Temperatura de Evaporação	(ºC)	-10,0	-12,3	-14,4	-17,3		
Temperatura de Saída do Evaporador	(ºC)	8,2	-0,2	-4,6	-5,1		
Temperatura de Sucção	(ºC)	11,0	4,3	2,3	2,7		
Temperatura do propilenoglicol (Entrada)	(ºC)	6,4	1,2	-0,8	-0,9		
Temperatura do propilenoglicol (Saída)	(ºC)	5,9	0,7	-1,2	-1,4		
Superaquecimento no Total	(K)	21,0	16,6	16,7	20,0		
Pressão de Descarga	(kPa)	1210,36	1171,37	1196,37	1122,36		
Pressão de Condensação	(kPa)	1188,36	1151,36	1176,36	1108,36		
Pressão de Sucção	(kPa)	236,36	208,36	184,36	147,36		
Pd/Ps		5,12	5,62	6,49	7,62		
Potência	(W)	1053,92	1053,85	1054,05	1053,98		
Entalpia Descarga	(kJ/kg)	455,01	453,27	455,31	456,48		
Entalpia do Líquido Sub-resfriado	(kJ/kg)	237,27	235,36	236,61	234,03		
Entalpia do Vapor Saturado	(kJ/kg)	401,61	400,71	399,90	398,60		
Entalpia do Vapor Superaquecido	(kJ/kg)	4168,08	414,13	413,29	414,23		
Volume específico sucção	(kg/m³)	0,07282	0,07728	0,08306	0,09317		
Calor de Compressão	(kW)	0,40449	0,42608	0,46320	0,46211		
vazão mássica	(kg/s)	0,01006	0,00854	0,00697	0,00514		
Volume deslocado Real	(m³/h)	2,64	2,37	2,08	1,72		
Volume DeslocadoTeórico	(m³/h)	4,07	4,07	4,07	4,07		
Rendimento Volumétrico		0,65	0,58	0,51	0,42		
Consumo de Energia	(kW/h)	6,23	6,14	6,11	6,05		
COP Total		1,71	1,42	1,14	0,85		
COP Util		4,45	4,22	3,89	3,90		
COP Carnot		6.05	5.89	5,46	5.30		

Tabela 4. 5 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 40 Hz e condensação a ar.

Variávaja (Capacidade Frigorífica (kW)						
vanaveis	Unidade	1,8	1,5	1,2	0,9		
Temperatura de Descarga	(ºC)	68,9	68,8	69,1	67,9		
Temperatura de Condensação	(ºC)	31,4	31,7	29,2	30,5		
Temperatura de Evaporação	(ºC)	-4,7	-5,9	-11,7	-12,7		
Temperatura de Saída do Evaporador	(ºC)	10,8	6,4	-0,4	-6,0		
Temperatura de Sucção	(ºC)	13,2	10,0	5,9	-4,2		
Temperatura do propilenoglicol (Entrada)	(ºC)	10,3	7,4	4,5	0,6		
Temperatura do propilenoglicol (Saída)	(ºC)	9,3	6,6	4,3	-2,4		
Superaquecimento noTotal	(K)	17,9	15,9	17,6	8,5		
Pressão de Descarga	(kPa)	1146,36	1154,36	1074,36	1111,36		
Pressão de Condensação	(kPa)	1224,36	1133,36	1058,36	1057,36		
Pressão de Sucção	(kPa)	306,36	289,36	220,36	207,36		
Pd/Ps		3,74	3,99	4,88	5,36		
Potência	(W)	839,40	838,30	838,18	839,21		
Entalpia Descarga	(kJ/kg)	447,89	447,36	448,62	447,92		
Entalpia do Líquido Sub-resfriado	(kJ/kg)	234,62	234,99	231,8	233,44		
Entalpia do Vapor Saturado	(kJ/kg)	403,57	403,26	400,90	400,58		
Entalpia do Vapor Superaquecido	(kJ/kg)	418,34	416,47	414,98	408,61		
Volume específico sucção	(kg/m³)	0,06019	00,06208	0,07602	0,07542		
Calor de Compressão	(kW)	0,31483	0,33043	0,35808	0,42335		
Vazão mássica	(kg/s)	0,01065	0,01070	0,01064	0,01077		
Volume deslocado Real	(m³/h)	2,14	1,87	1,84	1,40		
Volume DeslocadoTeórico	(m³/h)	3,26	3,26	3,26	3,26		
Rendimento Volumétrico		0,66	0,57	0,56	0,43		
Consumo de Energia	(kW/H)	4,92	4,87	4,75	4,72		
COP Total		2,14	1,79	1,43	1,07		
COP Util		5,72	5,45	5,03	4,25		
COP Carnot		7,44	7,11	6,39	6,03		

Tabela 4. 6 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 70 Hz e condensação a água.

Veriévoie	Capacidade Frigorífica (kW)						
variaveis	Unidade	1,8	1,5	1,2	0,9		
Temperatura de Descarga	(ºC)	88,6	92,1	90,1	82,3		
Temperatura de Condensação	(ºC)	34,8	34,6	32,7	33,6		
Temperatura de Evaporação	(ºC)	-17,0	-18,9	-22,2	-22,6		
Temperatura de Saída do Evaporador	(ºC)	-5,6	-8,4	-13,6	-18,3		
Temperatura de Sucção	(ºC)	1,4	-0,6	-4,0	-18,8		
Temperatura do propilenoglicol (Entrada)	(ºC)	4,7	-0,5	-6,5	-7,0		
Temperatura do propilenoglicol (Saída)	(°C)	4,3	-0,6	-6,5	-6,6		
Superaquecimento Total	(K)	18,4	18,3	18,2	3,8		
Pressão de Descarga	(kPa)	1245,22	1239,04	1169,04	1205,88		
Pressão de Condensação	(kPa)	1207,77	1207,62	1141,29	1173,97		
Pressão de Sucção	(kPa)	144,08	130,86	103,60	102,82		
Pd/Ps		8,64	9,47	11,28	11,73		
Potência	(W)	1487,57	1485,60	1486,50	1484,88		
Entalpia Descarga	(kJ/kg)	462,78	465,60	464,67	458,07		
Entalpia do Líquido Sub-resfriado	(kJ/kg)	238,97	238,66	236,25	237,39		
Entalpia do Vapor Saturado	(kJ/kg)	398,74	411,00	396,55	396,42		
Entalpia do Vapor Superaquecido	(kJ/kg)	413,45	412,42	410,78	401,56		
Volume específico sucção	(kg/m³)	0,09187	0,09814	0,11090	0,10499		
Calor de Compressão	(kW)	0,55576	0,55544	0,60513	0,63962		
vazão mássica	(kg/s)	0,01127	0,01044	0,01123	0,01132		
Volume deslocado Real	(m³/h)	3,50	3,14	2,84	2,07		
Volume DeslocadoTeórico	(m³/h)	5,71	5,71	5,71	5,71		
Rendimento Volumétrico		0,61	0,55	0,50	0,36		
Consumo de Energia	(kW/h)	8,71	8,69	8,67	8,65		
COP Total		1,21	1,01	0,81	0,61		
COP Util		3,24	3,24	2,97	2,81		
COP Carnot		4,94	4,75	4,57	4,46		

Tabela 4. 7 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 60 Hz e condensação a água.

Variávaja	Capacidade Frigorífica (kW)						
variaveis	Unidade	1,8	1,5	1,2	0,9		
Temperatura de Descarga	(ºC)	84,9	86,8	88,6	89,1		
Temperatura de Condensação	(ºC)	34,6	33,9	33,8	32,4		
Temperatura de Evaporação	(ºC)	-14,3	-16,6	-18,4	-20,7		
Temperatura de Saída do Evaporador	(ºC)	-3,2	-7,6	-9,6	-11,9		
Temperatura de Sucção	(ºC)	3,2	-0,2	-1,0	-2,6		
Temperatura do propilenoglicol (Entrada)	(ºC)	5,0	-1,4	-4,7	-5,9		
Temperatura do propilenoglicol (Saída)	(ºC)	4,7	-1,5	-5,7	-5,9		
Superaquecimento Total	(K)	17,5	16,8	17,4	18,1		
Pressão de Descarga	(kPa)	1230,97	1214,28	1198,14	1663,58		
Pressão de Condensação	(kPa)	1207,37	1187,53	1180,28	1139,91		
Pressão de Sucção	(kPa)	178,49	156,23	138,38	113,82		
Pd/Ps		6,90	7,77	8,66	14,62		
Potência	(W)	1269,11	1269,56	1269,17	1253,96		
Entalpia Descarga	(kJ/kg)	459,80	461,54	463,07	463,89		
Entalpia do Líquido Sub-resfriado	(kJ/kg)	238,70	237,88	237,68	235,58		
Entalpia do Vapor Saturado	(kJ/kg)	399,86	398,93	398,21	397,21		
Entalpia do Vapor Superaquecido	(kJ/kg)	413,98	412,20	412,02	411,47		
Volume específico sucção	(kg/m³)	0,08295	0,08965	0,09633	0,10499		
Calor de Compressão	(kW)	0,51176	0,55146	0,57242	0,58378		
vazão mássica	(kg/s)	0,01117	0,01118	0,01121	0,01114		
Volume deslocado Real	(m³/h)	3,14	2,86	2,47	2,00		
Volume DeslocadoTeórico	(m³/h)	4,89	4,89	4,89	4,89		
Rendimento Volumétrico		0,64	0,58	0,50	0,41		
Consumo de Energia	(kW/h)	7,42	7,40	7,38	7,36		
COP Total		1,42	1,18	0,95	0,72		
COP Util		3,52	3,26	3,14	3,08		
COP Carnot		5,29	5,08	4,88	4,75		

Tabela 4. 8 - Condições obtidas em regime permanente, dos ensaios realizados no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 50 Hz e condensação a água.

Variáveis	Capacidade Frigorífica (kW)					
	Unidade	1,8	1,5	1,2	0,9	
Temperatura de Descarga	(ºC)	78,5	78,3	78,1	86,3	
Temperatura de Condensação	(ºC)	33,9	33,2	32,2	32,6	
Temperatura de Evaporação	(ºC)	-10,0	-13,2	-16,2	-17,2	
Temperatura de Saída do Evaporador	(ºC)	-0,8	-4,6	-8,4	-7,4	
Temperatura de Sucção	(ºC)	5,0	1,4	-2,7	0,9	
Temperatura do propilenoglicol (Entrada)	(ºC)	5,9	0.0	-2,4	-1,8	
Temperatura do propilenoglicol (Saída)	(ºC)	5,2	-0,4	-2,7	-2,2	
Superaquecimento Total	(K)	9,2	8.6	7,8	9,8	
Pressão de Descarga	(kPa)	1208,76	1178,16	1148,17	1155,12	
Pressão de Condensação	(kPa)	1185,29	1158,56	1123,86	1141,48	
Pressão de Sucção	(kPa)	232,74	192,77	161,55	151,99	
Pd/Ps		5,19	6,11	7,11	7,60	
Potência	(W)	1053,43	1053,55	1053,15	1053,22	
Entalpia Descarga	(kJ/kg)	454,89	455,03	455,26	461,63	
Entalpia do Líquido Sub-resfriado	(kJ/kg)	237,78	236,91	235,64	236,12	
Entalpia do Vapor Saturado	(kJ/kg)	401,59	400,18	399,24	398,50	
Entalpia do Vapor Superaquecido	(kJ/kg)	414,16	412,54	410,49	412,99	
Volume específico sucção	(kg/m³)	0,07090	0,07897	0,08728	0,09262	
Calor de Compressão	(kW)	0,44756	0,46844	0,49258	0,53918	
vazão mássica	(kg/s)	0,01099	0,01102	0,01100	0,01109	
Volume deslocado Real	(m³/h)	2,66	2,48	2,20	1,75	
Volume DeslocadoTeórico	(m³/h)	4,07	4,07	4,07	4,07	
Rendimento Volumétrico		0,65	0,61	0,54	0,43	
Consumo de Energia	(kW/h)	6,15	6,12	6,10	6,08	
COP Total		1,71	1,42	1,14	0,85	
COP Util		4,02	3,84	3,65	3,34	
COP Carnot		5,99	5,60	5,31	5,14	

Tabela 4. 9 - Condições obtidas, em regime permanente, dos ensaios realizados no sistema de refrigeração com freqüência de rotação do compressor de 40 Hz e condensação a água.

Variáveis	Capacidade Frigorífica kW)					
	Unidade	1,8	1,5	1,2	0,9	
Temperatura de Descarga	(°C)	71,5	74,0	75,2	73,5	
Temperatura de Condensação	(ºC)	33,8	32,8	30,8	32,1	
Temperatura de Evaporação	(ºC)	-4,2	-8,0	-12,1	-13,1	
Temperatura de Saída do Evaporador	(ºC)	5,6	1,7	-2,5	-6,4	
Temperatura de Sucção	(ºC)	8,8	6,6	4,2	-4,4	
Temperatura do propilenoglicol (Entrada)	(ºC)	7,5	5,5	2,8	-0,2	
Temperatura do propilenoglicol (Saída)	(ºC)	6,4	4,8	2,4	-0,6	
Superaquecimento Total	(K)	13,0	14,6	16,3	8,7	
Pressão de Descarga	(kPa)	1200,30	1168,45	1097,73	1142,96	
Pressão de Condensação	(kPa)	1178,44	1152,62	1084,34	1126,28	
Pressão de Sucção	(kPa)	306,31	259,79	209,84	197,78	
Pd/Ps		3,92	4,50	5,23	5,78	
Potência	(W)	840,56	840,84	840,96	840,60	
Entalpia Descarga	(kJ/kg)	449,32	451,64	453,40	451,55	
Entalpia do Líquido Sub-resfriado	(kJ/kg)	237,67	236,41	233,83	235,42	
Entalpia do Vapor Saturado	(kJ/kg)	403,83	402,31	400,79	400,32	
Entalpia do Vapor Superaquecido	(kJ/kg)	415,35	414,73	414,06	408,67	
Volume específico sucção	(kg/m³)	0,05790	0,06593	0,07657	0,07638	
Calor de Compressão	(kW)	0,36799	0,40047	0,42413	0,46807	
vazão mássica	(kg/s)	0,01083	0,01085	0,01078	0,01092	
Volume deslocado Real	(m³/h)	2,14	2,03	1,88	1,44	
Volume DeslocadoTeórico	(m³/h)	3,26	3,26	3,26	3,26	
Rendimento Volumétrico		0,66	0,62	0,58	0,44	
Consumo de Energia	(kW/h)	4,93	4,88	4,85	4,81	
COP Total		2,14	1,78	1,43	1,07	
COP Util		4,89	4,49	4,24	3,85	
COP Carnot		7,08	6,50	6,09	5,75	

4.4.1 – ANÁLISE DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO DO SISTEMA DE REFIGERAÇÃO

Em um sistema de refrigeração valores altos de temperatura de condensação não são desejáveis e devem ser evitados. Quando mais alta é a temperatura de condensação maior é a pressão de descarga do sistema, exigindo maior potência de compressão e consequentemente maior consumo de energia elétrica.

A temperatura de evaporação é extremamente importante, pois está diretamente relacionada à capacidade frigorífica do sistema e às condições de projeto.

Na Figura 4.8 e 4.9 são apresentados os comportamentos das temperaturas de evaporação e condensação frente a variações da carga térmica e da freqüência de rotação do compressor para condensação a ar e água, respectivamente.



Figura 4. 8 - Comportamento das Temperaturas de Evaporação (a) e Condensação (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de rotação do compressor com condensação a ar.



Figura 4. 9 - Comportamento das Temperaturas de Evaporação (a) e Condensação (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de rotação do compressor com condensação a água.

A variação da freqüência de rotação do compressor altera a temperatura de evaporação, como é observado na figura 4.9 (a). Valores maiores de freqüência de rotação do compressor promovem maior vazão de refrigerante no sistema, tornando maior a capacidade de troca térmica (maior efeito frigorífico) e consequentemente menor temperatura de evaporação. O menor efeito frigorífico é observado em menores freqüências de rotação do compressor.

Na figura 4.8 (b) é apresentado o comportamento da temperatura de condensação em relação à capacidade frigorífica e a variações na freqüência de rotação do compressor. Não existe uma tendência explícita na figura que expliquem as interrelações destas variáveis apesar de terem uma relação teórica bem definida. Este comportamento pode ser explicado pelo fato de que os experimentos foram realizados sob condições ambientais diferentes, apesar da tentativa de se minimizar estes efeitos colocado o sistema em um ambiente climatizado.

51

4.4.2 – ANÁLISE DO COP TOTAL E COP ÚTIL

Sabe-se que o coeficiente de desempenho tem maior valor para maiores temperaturas de evaporação, principalmente devido a maior capacidade frigorífica nestas temperaturas.

O coeficiente de desempenho total é utilizado como parâmetro de eficiência do sistema frigorífico e é definido como uma relação entre a capacidade frigorífica do sistema e a potência elétrica consumida no compressor.

O COP Útil é calculado através da razão entre a capacidade frigorífica e o trabalho de compressão, sendo, portanto uma variável independente do consumo de energia.

Na Figura 4.10 e 4.11 são apresentados os comportamentos do COP Total e COP Útil frente a variações da carga térmica e da freqüência de rotação do compressor para condensação a ar e água, respectivamente.



Figura 4. 10 - Comportamento do COP Total (a) e COP Útil (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de rotação do compressor com condensação a ar.



Figura 4. 11 – Comportamento do COP Total (a) e COP Útil (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de rotação do compressor com condensação a água.

Observa-se nas figuras 4.10 e 4.11 (a) e (b) que o aumento da freqüência de rotação do compressor promove uma redução nos valores dos coeficientes de desempenho. Apesar de que o aumento da freqüência de rotação do compressor eleva a capacidade frigorífica do sistema, esse efeito requer uma potência elétrica consumida maior, impactando negativamente nestes indicadores de desempenho.

4.4.3 – ANÁLISE DA TEMPERATURA DE DESCARGA E CALOR DE COMPRESSÃO

A temperatura de descarga de um sistema frigorífico não deve ultrapassar certos limites para que não seja prejudicada a lubrificação do compressor. A falta de lubrificação pode ocasionar desgaste excessivo ou redução da vida útil das válvulas, em especial das válvulas de descarga.



Figura 4. 12 – Comportamento da temperatura de descarga (a) e calor de compressão (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de rotação do compressor com condensação a ar.



Figura 4. 13– Comportamento da temperatura de descarga (a) e calor de compressão (b) em função à variação da capacidade frigorífica e freqüência de rotação do compressor com condensação a água.

O calor de compressão é definido como o produto da vazão mássica do refrigerante pela diferença das entalpias na saída e entrada do refrigerante no compressor.

Na Figura 4.12 e 4.13 são apresentados os comportamentos da temperatura de descarga e do calor de compressão a variações da carga térmica e da freqüência de rotação do compressor para condensação a ar e água, respectivamente.

O fluido refrigerante quando em temperaturas de evaporação muito baixas apresentam um maior volume específico, aumentando a necessidade de um maior "esforço" de compressão para o atendimento da necessidade frigorífica do sistema. Observa-se na figura 4.12 e 4.13 (a) o aumento da temperatura de descarga em função da variação da capacidade frigorífica e da rotação do compressor. Nota-se na figura 4.12 e 4.13 (b), um aumento do trabalho de compressor, provocado pela variação do volume específico na sucção.

4.4.4 – CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA

A temperatura de condensação tem grande influência no consumo de energia do sistema frigorífico, sendo afetada pelo tipo e operação do condensador empregado, assim como pelas condições do clima da região onde está instalado o equipamento (NEVES, 1997).

Outro ponto importante é a temperatura de evaporação desejada, pois o consumo de energia para a mesma carga térmica é um tanto maior quanto menor o valor desta temperatura (NEVES, 1997).

Na Figura 4.9 é apresentado os comportamentos do consumo de energia frente a variações da carga térmica e da freqüência de rotação do compressor de 70 à 40 Hz, para condensação a ar.



Figura 4. 14- Comportamento dos consumos de energia para variação da freqüência do compressor de 70 a 40 Hz, em função à variação da capacidade frigorífica para condensação a ar.

Nota-se na figura 4.14, um aumento do consumo de energia frente à variação da capacidade frigorífica. O aumento do consumo de energia está relacionado à elevação da vazão massiva e do volume deslocado em função da variação da capacidade frigorífica e rotação do compressor.

Na Figura 4.15 é apresentado os comportamentos do consumo de energia frente a variações da carga térmica e da freqüência de rotação do compressor de 70 a 40 Hz, para condensação a água.



Figura 4. 15- Comportamento dos consumos de energia para variação da freqüência do compressor de 70 a 40 Hz, frente à variação da capacidade frigorífica para condensação a água.

Na figura 4.10 observa-se um aumento do consumo de energia elétrica em relação à capacidade frigorífica do sistema. As variações da pressão de sucção e do volume específico na sucção são fatores influenciam no aumento do consumo de energia.

Nota-se nas figuras 4.14 e 4.15, maior variações do consumo de energia elétrica em relação à variação da freqüência do compressor.
4.4.5 – RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

Nas Figuras 4.16 a 4.19 são apresentados os rendimentos volumétricos frente a razão de compressão (PD/PS) para as variações de freqüência de rotação do compressor de 70, 60, 50 e 40 Hz e condensação a ar.



Figura 4. 16– Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para freqüência de rotação do compressor de 70 Hz. (Condensação a ar).



Figura 4. 17- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para freqüência de rotação do compressor de 60 Hz. (Condensação a ar).



Figura 4. 18- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para freqüência de rotação do compressor de 50 Hz. (Condensação a ar).



Figura 4. 19- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para freqüência de rotação do compressor de 40 Hz. (Condensação a ar).

Nas Figuras 4.20 a 4.23 são apresentados os rendimentos volumétricos frente a razão de compressão (PD/PS), para as variações na freqüência de rotação do compressor em 70, 60, 50 e 40 Hz utilizando condensação a água.



Figura 4. 20- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para freqüência de rotação do compressor de 70 Hz. (Condensação a água).



Figura 4. 21- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para freqüência de rotação do compressor de 60 Hz. (Condensação a água).



Figura 4. 22- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para freqüência de rotação do compressor de 50 Hz. (Condensação a água).



Figura 4. 23- Curva de rendimento volumétrico do sistema de refrigeração para freqüência de rotação do compressor de 40 Hz. (Condensação a água).

Observa-se um maior rendimento volumétrico para freqüência do compressor em 50 e 40 Hz, em condensação a ar e a água.

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

Observa-se que os ensaios realizados com condensação a água apresentaram valores de temperaturas de condensação maior.

Os ensaios realizados com condensação a água e a ar, apresentaram temperatura de descarga dentro do limite operacional, não comprometendo o compressor. Valores maiores desta temperatura estão presentes em ensaios realizados com condensação a água.

Os resultados da análise do consumo de energia dos ensaios realizados com os dois tipos de condensação mostraram que quanto maior a temperatura de condensação, maior o calor de compressão, esse resultados estão de acordo com a teoria estabelecida. A redução da pressão de evaporação, provocada pela menor carga térmica imposta ao sistema, promove um menor pressão de sucção justificando assim o aumento do calor de compressão para estes ensaios.

O coeficiente de desempenho apresenta valores menores para os ensaios realizados com condensação a água, este valores altos se devem ao fato do sistema trabalhar com temperatura de condensação maior.

O consumo de energia elétrica foi maior para ensaios com condensação a água.

CAPÍTULO 6 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Através das experiências obtidas na montagem do protótipo, especificação da instrumentação, realização de ensaios e análise dos resultados podemos sugerir algumas modificações e propostas para trabalhos futuros:

- Válvula de expansão eletrônica;
- Adaptar sensores de temperatura para medir a temperatura de entrada do ar no condensador;
- Medição do consumo de energia elétrico através de um wattímetro.

Através da montagem e análise de energia do protótipo, umas séries de projetos podem ser abordadas tais como:

- Implementação de controladores avançados, para controle do superaquecimento,
- Implementação de controladores avançados para controle da temperatura de condensação e evaporação;
- Utilização da análise de exergia, para comparar a eficiência dos controladores;
- Análise do consumo de energia, entre os controladores utilizados.
- Projeto de controladores neuro-fuzzy.

CAPÍTULO 7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANTUNES, ARTHUR; GARCIA, FRANCISCO; FILHO, ENIO. Avaliação experimental de um sistema de refrigeração com variação da rotação do compressor. CREEM 2007. XIV Congresso nacional de estudantes de engenharia mecânica, 2007.

APREA C.; GRECO A. Performance evaluation of R22 and R407C in a vapour compression plant with reciprocating compressor. **Applied Thermal Engineering**. 23: 215–227, 2003.

APREA. C; MASTRULLO R.; RENNO C. Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. **International Journal of Refrigeration**. 27: 639– 648,2004.

APREA. C; MASTRULLO R.; RENNO C. Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed. Applied Thermal Engineering. 27: 983–992, 2006.

AL-OTAIBI, D.; DINCER, I.; KALYON, M. Thermoeconomic optimization of vapor compression refrigeration systems. **Int. Comm. Heat MassTransfer**, v. 31,p 95-107, 2004.

BUZELIN, L.; AMICO, S.; VARGAS, J.; PARISE, J. Experimental development of an intelligent refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**. 28: 165–175, 2005.

CABELLO R.; TORRELLA E.; NAVARRO J. Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a, R407C and R22 as working fluids. **Applied Thermal Engineering.** 24: 1905–1917, 2004.

CARDOSO, GUILHERME. Potencial de redução do consumo de energia elétrica em eletroposto frigorífico. Dissertação de Mestrado. 78p. Universidade Federal Paulista, Bauru, 2004.

64

CHOI, JONGMIN; KIM, YONGCHAN. Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions. **International Journal of Refrigeration.** 27: 378–384, 2004.

DOSSAT, R.J. Princípios de Refrigeração. Editora Hemmus, 1985.

FILHO,L;N;C. ,Refrigeração e Alimentos. v 2004, Campinas, 2004.

GARCIA, F.E.M., 2007. Estudo experimental de um controle adaptativo para um sistema de refrigeração, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) -Universidade Federal de Uberlândia.

JEONG, SANGKWON; JANG, KITAE; KO JUNSEOK. A novel concept of rapid cooling method of refrigeration system. **International Journal of Refrigeration.** 28: 176–182, 2005.

J.L SAIS JABARDO, W.F STOECKER. Refrigeração Industrial. Editora Edgard Blücher, 2002.

J. PIMENTA; P TEIXEIRA. Estudo da aplicação de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes. MERCOFRIO 2004. **Congresso de ar condicionado, refrigeração, aquecimento e ventilação do mercosul,** 2004.

JEONG, SANGKWON , JANG KITAE, KO JUNSEOK. A novel concept of rapid cooling method of refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**. 28: 176–182, 2005

LI, SHUZE; ZHANG, RONGRONG; LV, DEXU; HUANG, ZHEN. Cascade fuzzy control for gas engine driven heat pump. **International Journal of Refrigeration.** 46: 1757–1766,2005.

KOURY, R.; L., MACHADO ; K, ISMAIL. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. International Journal of Refrigeration. 24: 192 -200, 2001.

LAZZARIN R.; NORO, M. Experimental comparison of electronic and thermostatic expansion valves performances in an air conditioning plant. International Journal of Refrigeration. XXX: I-6, 2007.

NAVARRO-ESBRI'; CABELLO J.; TORRELLA. E. Experimental evaluation of the internal heat exchanger influence on a vapour compression plant energy efficiency working with R22, R134a and R407C. **Energy**. 30: 621-636,2005.

PANESI, ANDRÉ. Fundamentos de Eficiência Energética. Editora Ensino Fundamental. 189p, 2006

SILVA; F;V., **Comparação do desempenho de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido, controlado a diferentes modos de controle.** Dissertação de Doutorado. 238p. Faculdade de Engenharia de Alimentos, Unicamp, Campinas, 2003.

SILVA; F;V., Avaliação do Comportamento Experimental do Sistema de Refrigeração de um Túnel de Congelamento com R-502 e R-408A. Dissertação de Mestrado. 302p. Faculdade de Engenharia de Alimentos, Unicamp, Campinas, 2003.

STOECKER, WILBERT; JONES, JEROLD. Refrigeração e Ar Condicionado. Editora Mcgraw-Hill, 1985.

YUMRUTA RECEP; KUNDUZ MEHMET; KANO GLU MEHMET. Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. **Exergy, an International Journal.** 2: 266–272, 2002.

APÊNDICE A

Gráficos de Calibração dos Sensores de Temperatura



Figura A. 1– Curva de Calibração do Pt- Figura A. 2– Curva de Calibração do Pt-100 (TT_101). 100 (TT_102).



Figura A. 3– Curva de Calibração do Pt- Figura A. 4– Curva de Calibração do Pt-100 (TT_103). 100 (TT_104).





Figura A. 5- Curva de Calibração do Pt- Figura A. 6 - Curva de Calibração do Pt-100 (TT_105).

100 (TT_106).



Figura A. 7 – Curva de Calibração do Pt-100 (TT_201).



APÊNDICE B

Programação Ladder

R0000	R0006	R0007		0000
	-N			
 R0001	R0004	 R0006	R0007	000
_ _	N	N		
R0002	R0006	R0007	1 1	000
	N			
R0003	R0004	R0006	R0007	000:
	N	_N_		
R0004	R0001	R0006	R0007	0003
	-N	N		
Intrada	as Anald	ógicas	(EO à E7)	
-MOV-	-MOV-	-MOV-	MOV	
E0000	_E0001	_E0002	E0003	
D0000	D0001	D0002	D0003	
MOV	_MOV_	_MOV_	MOV	
E0004	_E0005	_E0006	E0007	
D0004	D0005	D0006	D0007	
MOV	_MOV_	_MOV_		
E0008	E0009	_E0010	E0011	
D0008	D0009	D0010	D0011	
MOV	MOV	MOV		
E0012	E0013	E0014	E0015	
D0012	D0013	D0014	D0015	
-MOV-	-MOV-	-MOV-		
E0016	E0017	E0018	E0019	
D0016	D0017	D0018	D0019	
MOV_	_MOV_	-MOV-		
E0020	E0021	E0022		







-MUL-	_SUB_	-MUL-	_SUB_	·	
D0046	D0075	D0048	D0077		
00028	KUUUU	00028	KUUUU		
20020	110000	20020	10000		
D0075	D0076	D0077	D0078		
-MUL-	-SUB-	-MUL-	_SUB_		
-D0050-	D0079	D0052	D0081		
00028	коооо	00028	колол		
20020	100000	20020			
D0079	D0080	D0081	D0082	-	
				<u>A</u>	
AUT	aup	N CLIT	aun	~	
-MUL-	_SUB_	-MUL-	_SUB_		
-D0054	-D0083-	-D0056-	-D0082		
- Q0028	K0000	Q0028	K0000		
D0083	D0084	D0085	D0086		
Condon	do Di				
Sensore	es de Pi	Lesau			
				2	
-MUL-	-MUL-	-MUL-	-MUL-		
-D0011		_D0013	D0014		
- 00030	00030	00031	00031		
20000	20000	20001	20001		
D0088	D0090	D0092	D0094	1	







APÊNDICE C

Figura C. 1 - Diagrama P x h, para condensação a ar e freqüência do compressor a 70 Hz.



Figura C. 2 – Diagrama P x h, para condensação a água e freqüência do compressor a 70 Hz.



Figura C. 3– Diagrama P x h, para condensação a ar e freqüência do compressor a 60 Hz.



Figura C. 4– Diagrama P x h, para condensação a água freqüência do compressor a 60 Hz.



Figura C. 5– Diagrama P x h, para condensação a ar e freqüência do compressor a 50 Hz.



Figura C. 6– Diagrama P x h, para condensação a água e freqüência do compressor a 50 Hz.



Figura C. 7Figura C. 7 – Diagrama P x h, para condensação a ar e freqüência do compressor a 40 Hz.



Figura C. 8– Diagrama P x h, para condensação a água e freqüência do compressor a 40 Hz.

<u>.</u>

APÊNDICE D

Linha do refrigerante R-22					
	1/2" (descarga)				
Tubulações de cobre	3/8" (líquido)				
	5/8" (sucção)				
Linha de propilenoglicol					
Tubulações em PVC	3/4"				
Linha de água do condensador					
Tubulações em PVC	3/4"				

Tabela D 1- Diâmetros das tubulações do protótipo.