

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

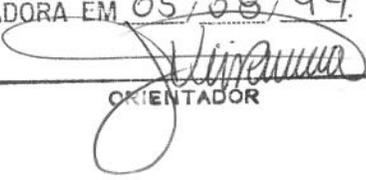
**Avaliação energética e exergetica
de uma instalação experimental de refrigeração por
absorção (água-amônia) para produção de gelo a
partir de vapor de processo.**

Nº Publicação FEM: 32/94

Autor: Andrés da Silva

Orientador: José Tomaz Vieira Pereira†

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR ANDRÉS DA SILVA
E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 05/08/94.


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Dissertação de Mestrado

**Avaliação energética e exergética de uma
instalação experimental de refrigeração por
absorção (água-amônia) para produção de gelo
a partir de vapor de processo.**

Nº Publicação FEM: 32/94

Autor: **Andrés da Silva**

Orientador: **José Tomaz Vieira Pereira**

Curso: Engenharia Mecânica

Unidade: Faculdade de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Trabalho apresentado à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 05 de agosto de 1994.

S.P. - Brasil

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Tese de: **Mestrado**

Título: Avaliação energética e exergetica de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor de processo.

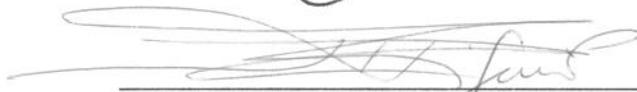
Autor: Andrés da Silva

Orientador: José Tomaz Vieira Pereira

Aprovado por:



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira, Presidente



Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo



Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

Campinas, 05 de agosto de 1994.

Dedicatória

Dedico este trabalho a meus pais,
a meus irmãos Nídia , Tô e Pitu,
e em especial, a minha querida mulher Gabriela.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho e em especial:

Ao Professor **José Tomaz** pela orientação e pelas reflexões sugeridas com a simplicidade e a experiência que o tornam especial;

Ao Professor **Luís Cortez**, coordenador do projeto, grande amigo e com quem pude partilhar de todas as dúvidas, erros e acertos;

Ao Professor **Luis Fernando Brossard Perez**, um homem de muitas idéias e de ideais valiosos, a quem tive a honra e o prazer de conhecer, e cuja determinação ao trabalho contagiou a mim e ao projeto;

Ao Professor **Lincoln de Camargo Neves Filho**, pela assessoria e pelo apoio ao projeto;

Ao Engenheiro **Gilberto Martins** pela ajuda de todas as horas, do martelar ao complexo cálculo das misturas...;

Ao Sr. **José Benedito dos Santos**, experiente técnico em refrigeração e também um excelente professor da matéria !;

E, finalmente, à empresa **MADEF S.A.**, na pessoa do Sr. **Ingo Norberto Mühle**, pela iniciativa e pelo apoio ao propor um projeto de pesquisa à universidade.

*"... afirma-se, frequentemente, que a eficiência da maioria dos processos tecnológicos ... é extremamente baixa ... Uma estimativa das perdas anuais devidas às irreversibilidades somente nas indústrias química e metalúrgica ... oferece certamente uma imagem muito preocupante ... A melhor forma de expressar a tarefa a se realizar no futuro nesta indústrias é o slogan: **Luta contra as irreversibilidades !**"*

Bosnjakovic (1937)

Citado em Valero e Lozano (1994).

Sumário

Capítulo 1 - Introdução	1
Capítulo 2 - Revisão da Literatura	3
2.1 Histórico da tecnologia da refrigeração por absorção	3
2.2 O ciclo de refrigeração por absorção e aplicações.....	5
2.3 Vantagens e desvantagens dos sistemas de refrigeração por absorção.....	7
2.4 Avaliação termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção	8
Cálculo da eficiência do ciclo de absorção	9
2.5 Cálculo das Propriedades termodinâmicas de misturas.....	11
Capítulo 3 - Materiais e métodos.....	14
3.1 Descrição do sistema de absorção instalado na UNICAMP	14
3.2 Descrição do funcionamento do sistema.....	16
3.3 Descrição do sistema de aquisição de dados.....	19
Temperatura.....	20
Pressão.....	21
Concentração	21
Fluxo.....	22
3.4 Metodologia de avaliação termodinâmica do sistema de absorção	23
Evaporador	24
Subresfriador.....	24
Absorvedor	25
Bomba de solução	25
Condensador:	25
Resfriador de Solução pobre.....	26
Pré-aquecedor de solução rica e válvula de expansão de solução.....	26
Gerador + Coluna de retificação	26
Válvula de expansão de amônia	27
3.5 Tabela de estado da operação do sistema	27
3.6 Condução do experimento	30
Capítulo 4 - Resultados	32
Capítulo 5 - Discussão dos Resultados	39
Capítulo 6 - Conclusões e Recomendações.....	40
Referências Bibliográficas	42
Apêndice A - Variação das medidas de temperatura e pressão no sistema de refrigeração por absorção.....	45
Apêndice B - Tabela de estado do sistema de refrigeração por absorção.....	54
Apêndice C - Manual de operação do sistema de refrigeração por absorção instalado na UNICAMP	56
Apêndice D - Resumo do projeto de pesquisa vinculado.....	81

Resumo

No presente trabalho realizou-se a avaliação energética e exergetica de um sistema de refrigeração por absorção (amônia-água) para produção de gelo instalado na Universidade Estadual de Campinas UNICAMP, Brasil.

A unidade experimental, construída pela empresa MADEF S.A. (RS, Brasil), trabalha com o par refrigerante amônia-água e tem capacidade frigorífica nominal de 23,2 kW e temperatura de evaporação de -10°C . A fonte de calor utilizada é vapor de processo (0,2 MPa), aproximadamente 130°C , com uma potência equivalente a 46,5 kW.

Para realização da avaliação foi montada toda a infraestrutura necessária para instalação e operação do sistema de refrigeração, assim como uma câmara para estocagem do gelo produzido. Durante os teste foram coletados dados de temperatura e pressão em diversos pontos através de um sistema de aquisição de dados via computador. A aplicação de uma metodologia de avaliação de segunda lei possibilitou calcular as eficiências e as irreversibilidades envolvidas em cada um dos equipamentos do sistema.

O sistema apresentou um COP de 0,36 e uma eficiência exergetica de 0,10. As maiores irreversibilidade apresentadas se localizaram no gerador (28,8%), no trocador de soluções rica x pobre (22,5 %) e absorvedor (12,2%). O sistema produziu, em média, o equivalente a 4 toneladas de gelo por dia (24 horas). Finalmente, são apresentados os diagramas de fluxo de energia e fluxo de exergia para ciclo.

Os resultados obtidos nos permitem afirmar a viabilidade técnica do uso desta tecnologia para produção de gelo, assim como, sugerir estudos e modificações a serem realizados a fim de se aumentar a eficiência do ciclo. Da experiência obtida durante a montagem e operação da instalação pode-se desenvolver um Manual de Operação do Sistema Refrigeração por Absorção Instalado na UNICAMP, apresentado em anexo a este trabalho.

A unidade experimental montada permitirá ainda atender a demanda de gelo em toda a universidade, além de ser um local para divulgação da tecnologia de absorção.

Abstract

In this work it was done an energetic and exergetic evaluation of an absorption refrigeration system for ice production installed at the Campinas State University (UNICAMP), Brazil.

The experimental equipment was built by the enterprise MADEF S.A. (RS, Brazil) and it works with the refrigerant pair ammonia-water. Its refrigeration capacity is 23,2 kW at -10°C of evaporation temperature. The input of heat is done by saturated vapor at 0,2 MPa (130°C) equivalent to 46,5 kW.

To make possible the thermodynamic evaluation all requirements to equipment installations were done including an insulated room for ice stockage. During the tests temperature and pressure datas were collected by a computer acquisition system. Values of solution and refrigerant concentrations were measured by empirical methods.

The application of an energetic and exergetic evaluation made it possible to calculate the efficiencies and evaluate the irreversibilities in each equipment of the system.

The results showed a COP of 0,36 and an exergetic efficiency of 0,10. The greater irreversibilities were found in the generator (28,8%), solution heat exchanger (22,5%) and in the absorber (12,2%). The system was able to produce 4 tons of ice/24 hours. The diagrams of the energetic and exergetic flows are presented.

From the results we can confirm the technical viability of the use of absorption refrigeration technology for ice-making. From the adquired experience during the installation and operation of the system, has been done and presented as an annex to this work, a manual on the operation procedure of the absorption refrigeration system.

Lista de figuras

- 2.1.1 Sistema de absorção fabricado por Pontifex and Wood (UK) em 1887
- 2.2.1 Princípio do ciclo de refrigeração
- 2.2.2 Ciclo básico de um sistema de refrigeração por absorção
- 2.2.3 Ciclo básico de um sistema de refrigeração por compressão mecânica
- 3.1.1 Esquema geral do sistema de refrigeração por absorção instalado na UNICAMP
- 3.2.1 Fluxograma simplificado do sistema de refrigeração instalado na UNICAMP
- 4.1 Fluxos de energia no sistema de absorção
- 4.2 Fluxos de exergia no sistema de absorção
- A.1 Variação da pressão de baixa e da temperatura de saída do vapor de amônia do subresfriador
- A.2 Variação da pressão de baixa durante um ciclo de congelamento e degelo
- A.3 Variação da temperatura de saída do vapor de amônia da coluna de retificação
- A.4 Variação das temperaturas da SP na saída do gerador e da água de resfriamento
- A.5 Variação da temperatura do vapor na saída do evaporador
- A.6 Variação das pressões de alta e de baixa.
- A.7 Variação das temperaturas ambiente e da água de resfriamento
- A.8 Variação das temperaturas da SR no reservatório de solução rica e da SP na saída do resfriador de solução pobre
- A.9 Variação das temperaturas de entrada e de saída do vapor de amônia no subresfriador
- A.10 Variação das temperaturas de entrada e de saída da amônia no evaporador
- A.11 Variação das temperaturas de entrada e de saída da amônia líquida a alta pressão no subresfriador
- A.12 Variação das temperaturas de entrada e de saída da SR no pré-aquecedor de solução rica
- A.13 Variação das temperaturas de entrada e de saída da SP no pré-aquecedor de solução rica
- A.14 Variação das pressões de alta (coluna) e baixa
- A.15 Variação das temperaturas da SP na saída do gerador e do vapor de amônia na saída da coluna de retificação
- A.16 Variação da temperatura da água de resfriamento e da pressão de alta medida no condensador

Lista de tabelas

- 2.2.1 Potencial de aplicação da refrigeração por absorção no Brasil por setores da economia
- 2.3.1 Comparação dos índices de potencial de destruição da camada de ozônio e de contribuição ao efeito estufa entre a amônia e outros refrigerantes
- 2.3.2 Comparação da energia requerida entre uma instalação de refrigeração por absorção e uma por compressão mecânica de vapor
- 3.3.1 Descrição da configuração dos canais da placa de aquisição de dados utilizada para a leitura dos dados de temperatura e pressão do sistema
- 4.1 Variação do consumo de vapor, produção de gelo e do COP durante a operação do sistema
- 4.2 Valores médios de temperatura e pressão durante a operação do sistema
- 4.3 Balanço de energia
- 4.4 Variação da exergia e cálculo das irreversibilidades em cada equipamento
- 4.5 Eficiências energética e exergetica do sistema de absorção
- 4.6 Comparação dos resultados obtidos com outras avaliações descritas na bibliografia
- B.1 Tabela de estado do sistema de absorção

Nomenclatura

Latinas

CE	- Condensador evaporativo
COP	- Coeficiente de desempenho
\dot{E}_x	- Fluxo de exergia (kJ/h)
\dot{Q}	- Fluxo de calor (kJ/h)
\dot{H}	- Fluxo de entalpia (kJ/h)
\dot{S}	- Fluxo de entropia (kJ/h.K)
SP	- Solução pobre
SR	- Solução rica
I	- Irreversibilidade por unidade de tempo (kJ/h)
P	- Pressão (MPa)
\dot{W}	- Potência (kJ/h)
Q	- Calor transferido (kJ)
T	- Temperatura absoluta (K)
X	- Título (Massa de vapor/Massa total)
c_p	- Calor específico (kJ/kg.K)
e_x	- exergia específica (kJ/kg)
\dot{m}	- fluxo de massa (kg/h)
h	- entalpia específica (kJ/kg)
s	- entropia específica (kJ/kg.K)
t	- temperatura (°C)
v	- fluxo volumétrico (m ³ /h)

Gregas

Δ	- variação (final - inicial)
Ψ	- eficiência exergética
η	- rendimento
v	- volume específico (m ³ /kg)
ξ	- concentração (massa de NH ₃ / massa total)
ρ	- densidade (kg/m ³)
ϕ	- diâmetro (mm)

Subscritos

A	- Absorvedor
BS	- Bomba de solução
C	- Condensador
E	- Evaporador
G	- Gerador
e	- Entrada

- O - Estado de referência (ambiente)
- s - Saída
- v.c. - volume de controle
- i - fluxo genérico

Capítulo 1

Introdução

Diferentes tecnologias estão disponíveis para geração de frio para as mais distintas aplicações industriais, comerciais ou residenciais. Historicamente, a refrigeração a nível mundial consolidou-se no uso da tecnologia de compressão de vapor, tecnologia esta baseada no uso intensivo de energia elétrica.

Atualmente, com o aumento dos custos de geração de energia elétrica e a racionalização do uso das fontes de energia disponíveis, outras tecnologias para geração de frio tornam-se viáveis. Através da tecnologia de refrigeração por absorção pode-se gerar frio a partir de uma fonte de calor, sendo portanto uma alternativa atraente onde haja disponibilidade de fontes de calor a baixo custo.

Na revisão de trabalhos e publicações da área de refrigeração os sistemas de absorção são, muitas vezes, descritos apresentando um baixo rendimento térmico em comparação com os sistemas de compressão mecânica de vapor. No entanto, esta análise é baseada apenas na avaliação do coeficiente de desempenho COP (energia útil / energia entregue ao sistema) dos sistemas. Este coeficiente trata da mesma maneira calor e trabalho e, portanto não pode ser utilizado como um parâmetro de eficiência termodinâmica entre um sistema de compressão e um sistema de absorção.

Foi esta a motivação que nos levou a estudar a eficiência de operação de um sistema de refrigeração por absorção utilizando uma metodologia de avaliação termodinâmica a partir da segunda lei. Desta maneira poderemos comparar os resultados obtidos com os de outras tecnologias de geração de frio, além de levantar os equipamentos do sistema de absorção onde se encontram as maiores perdas e irreversibilidades.

A partir do interesse da empresa MADEF S.A. (Canoas/RS) em desenvolver estudos junto com a universidade sobre a viabilidade do uso de outras fontes de energia tais como biogás, lenha, biomassa, etc... na operação de sistemas de refrigeração por absorção optou-se pela montagem na Universidade de uma unidade experimental de refrigeração por absorção para produção de gelo.

O projeto e a construção do sistema foram feitos pela empresa MADEF S.A.. O sistema de refrigeração por absorção instalado, trabalha com o par refrigerante água-amônia, e possui uma capacidade frigorífica nominal de 20.000 kcal/h. A fonte de calor utilizada foi vapor de processo, disponível junto ao setor de caldeiras do Hospital Universitário da UNICAMP, mas está previsto o uso de outras fontes de calor para operação do sistema. Optou-se pela produção de gelo dado o seu valor e grande potencial de utilização pelo próprio hospital e pelo restante do campus.

Com a doação do sistema pela MADEF S.A. à UNICAMP, e com o auxílio de recursos da FAPESP e da própria UNICAMP foi realizada a montagem da unidade experimental envolvendo desde a construção de um galpão (12 x 6 m) e toda a infraestrutura necessária, a montagem da câmara frigorífica para estocagem de gelo e a instalação do sistema propriamente dito¹

¹ A unidade experimental de refrigeração por absorção para produção de gelo a partir de vapor instalada no Hospital Universitário da UNICAMP, foi inaugurada em 11 de novembro de 1993 em uma homenagem ao ex-Professor Dr. László Halász, da Faculdade de Engenharia de Alimentos e precursor desta tecnologia na UNICAMP.

Foram feitas diversas modificações no sistema a fim de que o mesmo pudesse operar adequadamente e com as condições mínimas de segurança. A unidade experiencial envolve ainda uma sala de instrumentação e um sistema de aquisição de dados de temperatura e pressão via computador. No apêndice 4 encontra-se um resumo dos recursos dotados ao projeto e das atividades desenvolvidas no período de novembro de 1992 à julho de 1994.

Esta montagem, além de suprir às necessidades de gelo da universidade, permitirá que no futuro outras pesquisas sejam realizadas na área contribuindo para o aperfeiçoamento e maior uso desta tecnologia.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 Histórico da tecnologia da refrigeração por absorção

A tecnologia da refrigeração por absorção teve o seu grande desenvolvimento a partir do ano de 1850 com os trabalhos de Ferdinand E. Carré, apesar de existirem relatos de estudos e construção de equipamentos desde o início do século. De 1859 até 1862, 14 patentes de sistemas de absorção trabalhando com o par refrigerante água-amônia foram registradas. Diversos sistemas foram construídos a partir de então como o mostrado na figura 2.1.1, (Stephan, 1983), utilizados para produção de gelo e para aplicações industriais em processos contínuos. Naquela época Ferdinand E. Carré descrevia as futuras aplicações desta tecnologia, tais como condicionamento de ar, controle de processos de fermentação e concentração, dentre outras.

A partir de 1880 com o desenvolvimento da refrigeração por compressão a vapor de Carl V. Linde nos E.U.A. os sistemas de refrigeração por absorção se tornaram-se menos atrativos. Somente em épocas quando o custo da energia aumentava (e.g. no período após a primeira guerra mundial) e a necessidade de aproveitamento de calores rejeitados se tornava importante é que os sistemas de absorção voltaram a serem utilizados em larga escala.

Na Suécia foi desenvolvido, por volta de 1930, o refrigerador Eletrolux de uso doméstico baseado nas patentes de Platen e Munters. Estes refrigeradores foram comercializados em muitos países até os anos 50, quando foram colocados de lado frente ao avanço tecnológico dos refrigeradores por compressão mecânica.

Uma grande parte dos fundamentos desta tecnologia foi desenvolvida entre os anos 1920 a 1940, conhecendo-se já naquela época os sistemas de 2 estágios, o uso de absorventes sólidos e líquidos, além de grandes unidades terem sido construídas por toda a Europa, Stephan (1983).

Os princípios teóricos dos ciclos de refrigeração foram estabelecidos a partir dos trabalhos desenvolvidos por Merkel e Bosnjakovic (1929) com a introdução do diagrama de entalpia X concentração e os estudos de Nesselmann e Altenkirch. Com base nestes trabalhos Niebergall estabeleceu (1938) os métodos de avaliação (Leistungsregeln) para os ciclos de refrigeração por absorção.

Altenkirch (1880-1953) foi, de acordo com Stephan (1983), o pioneiro no estudo da tecnologia da absorção. Com um excelente conhecimento em termodinâmica de misturas e tendo realizado estudos em segunda lei, ele analisou cuidadosamente o processo e estabeleceu as linhas básicas para a minimização das perdas exergéticas a fim de tornar o processo o mais próximo possível do reversível. Altenkirch propôs o refluxo de solução no gerador e no absorvedor, o uso do calor de retificação, os sistemas de múltiplos estágios, o uso de um gás inerte, além de demonstrar a alta eficiência dos ciclos de resorção².

Nos EUA destacaram-se o desenvolvimento dos sistemas de ar condicionado por absorção.

²Nos ciclos de resorção as temperaturas de evaporação e condensação são variáveis a fim de se obter uma diferença constante de temperatura no evaporador (entre o meio a ser resfriado e fluido refrigerante) e no condensador (entre o refrigerante e o meio). Desta forma as irreversibilidades devido a transferência de calor são minimizadas, Halász (1989).

Os sistemas utilizavam, a princípio o par água-cloreto de lítio e mais tarde água-brometo de lítio. Empresas como a Carrier e a Servel durante os anos 40 fabricaram sistemas com esta tecnologia,

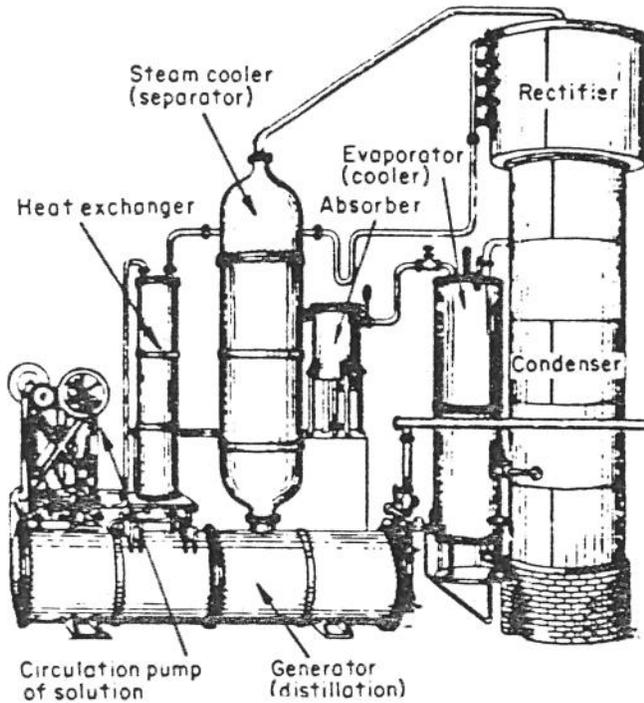


Figura 2.1.1: Sistema de absorção fabricado por Pontifex e Wood (UK) em 1883. Citado por Stephan (1983).

(Bjurström et al, 1981).

Recentemente, um novo interesse nesta tecnologia pode ser atribuído ao fato dos sistemas de absorção utilizarem uma fonte de energia térmica de baixa temperatura, tornando-se economicamente atrativos em projetos de cogeração e recuperação de calor rejeitado. Atualmente, empresas como a Trane Co., Carrier e York nos EUA associadas a grandes empresas japonesas detêm uma alta tecnologia neste setor (Guimarães, 1993). No Japão, em 1984, foram vendidos equipamentos de absorção (água-brometo de lítio) equivalentes a 260.000 TR, de tamanhos de 40 a 400 TR (Perez-Blanco, 1986).

2.2 O ciclo de refrigeração por absorção e aplicações

O princípio básico do ciclo de refrigeração (figura 2.2.1) é de transferir calor de um reservatório de baixa temperatura (T_E) para um outro reservatório de mais alta temperatura que pode ser o próprio meio (T_O).

No ciclos de compressão este processo é feito através do trabalho mecânico de compressão do vapor refrigerante (figura 2.2.2).

O vapor a baixa temperatura e baixa pressão é succionado pelo compressor que entrega ao condensador o refrigerante a alta pressão a fim de ser condensado através da liberação de calor para o meio (Q_O).

O refrigerante, então passa por uma válvula de expansão sofrendo um processo adiabático de redução de pressão e temperatura.

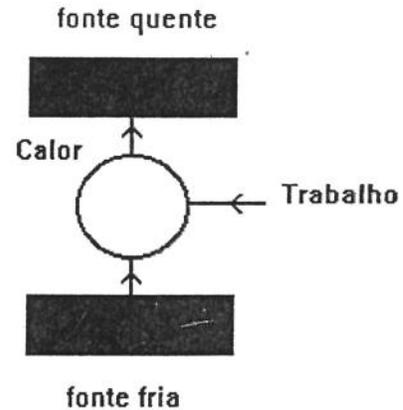


Figura 2.2.1: Princípio do ciclo de refrigeração.

No evaporador através da evaporação a baixa pressão transfere-se calor do meio a ser refrigerado para o vapor (Q_O), gerando-se o efeito refrigerante.

O ciclo de absorção (figura 2.2.3) baseia-se no fato de os vapores de alguns fluidos frigorígenos serem absorvidos em grandes quantidades por certos líquidos ou soluções salinas. O fluido frigorígeno pode ser separado da solução da solução resultante da absorção, por aquecimento. Os pares refrigerantes mais conhecidos são amônia(refrigerante)-água(absorvente) e água (refrigerante) e brometo de lítio (absorvente). Assim nos ciclos de absorção substitui-se o compressor pelo conjunto gerador-absorvedor e bomba, enquanto que o evaporador e o condensador funcionam da mesma forma como no ciclo de compressão.

No gerador através da transferência de calor (Q_G) de uma fonte térmica de alta temperatura (T_G) para uma solução concentrada (refrigerante+absorvente), faz-se a separação à alta pressão do vapor de refrigerante. No absorvedor o vapor do refrigerante a baixa pressão e temperatura é absorvido pela solução de baixa concentração proveniente do gerador. Este processo é exotérmico e, portanto calor é transferido para o meio (Q_A). Na saída do absorvedor temos a solução concentrada que deve ser novamente enviada para o gerador. Como o gerador está na parte de alta pressão deve-se fazer uso de uma bomba.

Os ciclos reais de absorção apresentam diversas modificações em relação ao ciclo básico apresentado, com o objetivo de aumentar a eficiência do ciclo. Uma descrição completa dos ciclos de absorção e os cálculos térmicos envolvidos são apresentados por diversos autores. ASHRAE (1993) apresenta o cálculo de uma instalação por absorção para dois pares refrigerantes (água-amônia e água-brometo de lítio). Halász (1989) descreve desde as propriedades das misturas binárias, máquinas frigoríficas de 1 ou mais estágios ao balanço de energia. Martins (1991) descreve detalhadamente os processos reais do ciclo de absorção e apresenta os sistemas de refrigeração por absorção utilizando gás inerte.

Diversas simulações e modelamentos teóricos para projeto e cálculo de sistemas de absorção são encontrados na bibliografia, entre as quais podemos citar Figueiredo (1980) no projeto e modelamento de um sistema de refrigeração por absorção (água-amônia) movido a energia solar. Milanés (1990) desenvolveu um programa para projeto de sistemas de absorção (água-amônia) com temperaturas evaporação de até 5 °C

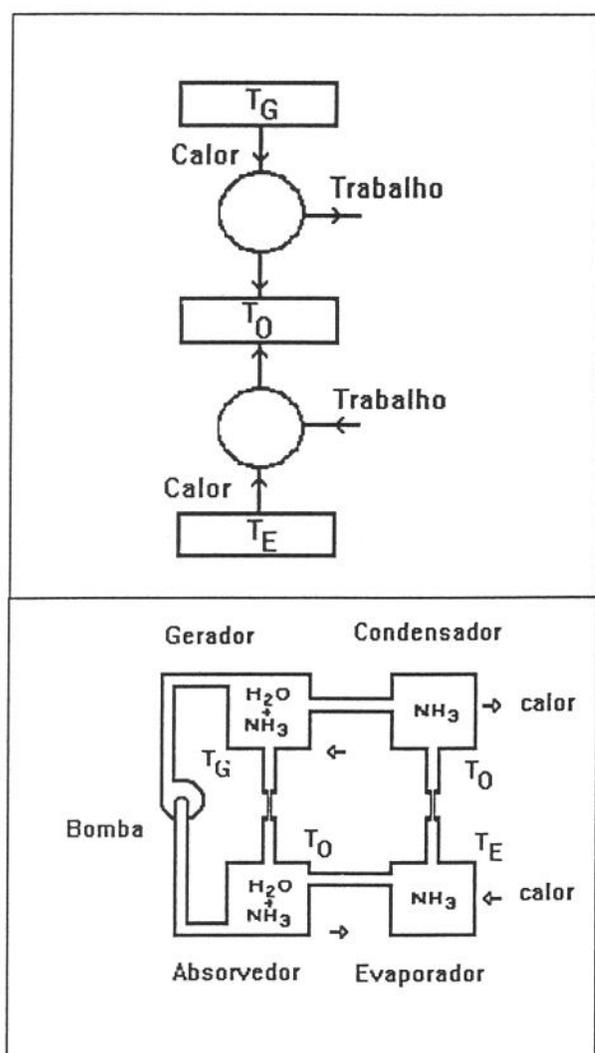


Figura 2.2.2: Ciclo básico de um sistema de refrigeração por absorção.

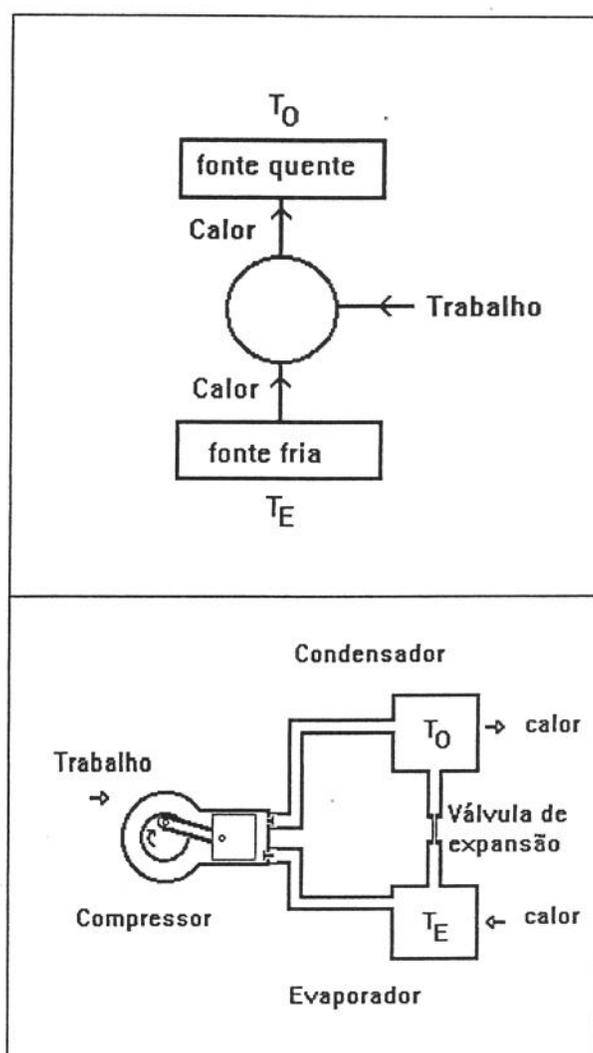


Figura 2.2.3: Ciclo básico de um sistema de compressão mecânica.

Zuritz et al (1993) apresentam um modelo para um sistema de absorção solar para armazenamento de produtos agrícolas perecíveis. Kaushik et al (1982) apresentam uma análise teórica para sistemas de refrigeração água-amônia movidos a energia solar, Vianna (1974) apresenta uma simulação digital de um sistema de refrigeração por absorção (água-amônia), Borgat (1982) apresenta um programa para cálculo dos fluxos de calor de um sistema de absorção (água-brometo de lítio).

Uma grande quantidade de trabalhos refere-se às aplicações e o uso da tecnologia de absorção. Na própria UNICAMP, temos o trabalho de Lutke (1977) no qual é projetado e construído um ciclo de absorção intermitente com regeneração solar. Neste trabalho é apresentado um modelo numérico simples para simulação de operação do sistema. Nos anos 80, destacam-se os trabalhos de Figueiredo (1980), acima citado, e a tese de mestrado de Martins (1989) adaptando-se uma geladeira de absorção com gás inerte (tipo eletrolux) a um fogão a lenha. Le Goff et al (1990) estudam a viabilidade do uso da absorção para recuperação de calores residuais

nos processos industriais, Harvey (1991) faz uma revisão da aplicação dos sistemas de absorção em países em desenvolvimento, Perez-Blanco et al (1986) descrevem a importância que a tecnologia da absorção pode tomar no setor de refrigeração frente aos avanços tecnológicos principalmente em trocadores de calor e pares refrigerantes. Izquierdo (1992) descreve o uso de um sistema de absorção para condicionamento de ar em veículos automotores (ônibus urbanos), Jingcheng (1993) faz uma avaliação do uso da absorção no transporte ferroviário.

Cortez et al (1994) faz um estudo do potencial de aplicação da refrigeração por absorção no Brasil mostrando que é pouco utilizada se comparada com uso da tecnologia de compressão. Destacam-se no Brasil na fabricação de equipamentos de absorção as empresas Consul (SC) na fabricação de sistemas de refrigeração com gás inerte (Eletrolux) e a empresa Madef (RS) que já construiu algumas instalações de maior porte, principalmente em frigoríficos.

Carvalho (1990) ressalta as alternativas para o uso do gás natural, no Brasil, em sistemas de refrigeração por absorção demonstrando a viabilidade econômica deste tipo de sistema.

Setor da economia	Atividade	Processo	Fontes de calor disponíveis
Primário	Hortifrutigranjeiros	Resfriamento de produtos Estocagem frigorificada	Lenha, resíduos agrícolas e biogás
Secundário	Usinas de açúcar e álcool; indústrias de papel e celulose; indústrias têxtil, química e petroquímica	Resfriamento de dornas de fermentação Resfriamento, congelamento e estocagem de produtos Resfriamento de fluxos	Aproveitamento das fontes usuais de energia via co-geração Gás natural, resíduos agroindustriais (bagaço, palha de arroz etc...), calor de processo (e.g. vinhoto em destilarias) etc...
	Indústria de alimentos: laticínios, abatedouros, indústrias de bebidas e pescado	Condicionamento de ar e câmaras frigoríficas	
Terciário	Restaurantes, padarias, hotéis, hospitais, shopping centers, centros comerciais, transporte rodoviário, ferroviário ou marítimo	Câmaras frigoríficas Ar condicionado Produção de gelo Água fria	Lenha Gás natural Gases de exaustão de motores, caldeiras, aquecedores ou fornos

Tabela 2.2.1: Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia, citado por Cortez et al (1994).

2.3 Vantagens e desvantagens dos sistemas de refrigeração por absorção

A principal vantagem dos sistemas de absorção é o uso de energia térmica de baixa temperatura o que faz destes sistemas uma alternativa interessante nos projetos de cogeração. Podemos citar outros pontos ainda que isoladamente não sejam propriamente vantagens:

- Consumo de 5 a 10% da energia elétrica de uma instalação de refrigeração por compressão de mesma capacidade frigorífica (tabela 2.3.2);
- Rendimento constante com capacidade reduzida (MADEF, 1990);
- Tecnologia totalmente disponível a nível nacional;
- Manutenção reduzida pela ausência de peças móveis (exceto a bomba de solução);

- Operação segura, pois não há riscos de aspiração de líquido, permite fácil eliminação de ar, não apresenta problemas de umidade e os evaporadores não estão sujeitos a presença de óleos;
- Menor redução da capacidade frigorífica com o abaixamento da temperatura de evaporação (MADEF, 1990);
- Uso, no caso da operação com o par água-amônia, de um refrigerante (amônia) que não contribui para os danos à camada de ozônio, e tampouco para o efeito estufa (ver tabela 2.3.1);

As principais desvantagens da tecnologia da absorção:

- Atualmente, não há tradição do uso desta tecnologia no Brasil;
- Os equipamentos tendem a ser mais pesados e ocupar maiores espaços;
- No caso do uso da amônia como refrigerante é necessário o uso de sistemas de segurança devido a sua toxicidade;

	R717	R22	R134a	R123
Composição	NH ₃	CHClF ₂	CH ₂ F-CH ₃	CHCl ₂ CF ₃
Potencial de destruição da camada de ozônio (ODP)	0	0,05	0	0,02
Efeito estufa (GWP)	0	0,04	0,31	0,02

Tabela 2.3.1: Comparação das propriedades da amônia com outros refrigerantes. Adaptado de Jabardo (1994).

Temperatura de evaporação (°C)	Energia requerida compressor (kWh)	Energia requerida no gerador (MWh)	Mínima temperatura necessária no gerador (°C)	Energia requerida na bomba de solução (kWh)
10	158	1,79	95	14
5	193	1,84	100	16
0	229	1,93	107	18
-5	267	2,06	115	20
-10	306	2,17	120	21
-15	347	2,30	128	23
-20	389	2,50	137	25
-25	432	2,67	145	27
-30	478	2,90	152	29
-35	526	3,27	162	31
-40	576	3,74	170	32
-45	627	4,30	172	34
-50	628	5,05	175	35

Tabela 2.3.2: Comparação da energia requerida entre uma instalação de compressão e de absorção para condensação a 35°C e mesma capacidade frigorífica (1.000 Mcal/h). Citado por Cortez et al (1994).

2.4 Avaliação termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção

A avaliação termodinâmica de primeira lei, (ASHRAE, 1993), é importante para estudos sobre novos pares refrigerantes, melhoramentos nos ciclos, avaliação dos efeitos da variação das condições de operação etc... . O uso da segunda lei é descrito como a forma para se obter a quantificação das irreversibilidades em cada componente dos sistemas.

A avaliação termodinâmica de sistemas de refrigeração por absorção é descrita por diversos autores na bibliografia, no entanto o uso da segunda lei nas avaliações nem sempre é verificado. No Handbook of Fundamentals (1993) da ASHRAE a avaliação exergética de um ciclo de refrigeração somente é apresentada para um sistema de compressão mecânica.

A avaliação exergética dos ciclos de absorção já era utilizada por Altenkirch e Nierbergall no início do século quando grande parte do desenvolvimento teórico desta tecnologia foi feita. Koshkin (1968) explica que o Coeficiente de desempenho (COP) não mostra o desempenho termodinâmico de todos os processos envolvidos, não revela as perdas exergéticas e as causas que as determinam em cada equipamento. A metodologia exergética por sua vez leva em conta não somente as quantidades de calor transmitidas, como também o potencial de temperatura que determina sua capacidade de realização de trabalho de cada fluxo.

A metodologia para o cálculo dos fluxos de exergia e as variações de exergia (ou irreversibilidades) de cada componente é descrito por Szargut (1988). Também Kotas (1985) descreve detalhadamente as irreversibilidades associadas aos processos de separação, mistura, trocas de calor e expansão. Jordan (1985) descreve detalhadamente uma metodologia para avaliação exergética de um ciclo de absorção.

Cálculo da eficiência do ciclo de absorção

O ciclo teórico de um sistema de refrigeração por absorção pode ser definido a partir de um ciclo de Carnot dadas as temperaturas da água de resfriamento, de evaporação e de geração. . As restrições citadas por Martins (1991) para o ciclo de Carnot são as seguintes:

- expansão adiabática do refrigerante líquido entre o condensador e o evaporador, e também da solução pobre entre o gerador e o absorvedor, fornecendo esta última ao processo a energia necessária para o bombeamento da solução rica;
- o vapor que deixa o gerador é puro, isto é, o absorvente não evapora com o refrigerante;
- A solução de dois componentes é uma mistura ideal.

Do balanço de energia e da aplicação da segunda lei para o ciclo temos que o coeficiente de desempenho (COP) de Carnot (ideal) pode ser calculado da seguinte forma:

$$\text{COP}_{\text{IDEAL}} = \frac{T_E \times (T_G - T_O)}{(T_O - T_E) \times T_G} \quad (1)$$

Onde:

T_G = Temperatura do gerador;

T_E = Temperatura do evaporador;

T_O = Temperatura do meio ao qual se regeita o calor.

Em um ciclo real o COP (coeficiente de desempenho) é medido pela seguinte expressão:

$$\text{COP}_{\text{real}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \leq \text{COP}_{\text{ideal}} \quad (2)$$

A igualdade se dá para um processo reversível, ou seja, um COP máximo. A relação entre o COP efetivo de um sistema em operação e o COP máximo pode ser uma medida da eficiência do ciclo.

É importante ressaltar que na equação (1) os valores das temperaturas de operação não são aleatórios. Existe uma dependência entre as temperaturas de operação de cada um dos componentes do sistema, fazendo com que o COP não seja na maioria dos sistemas superior a 0,7.

Para uma avaliação de segunda lei pode-se empregar a equação descrita por Szargut (1988). Adotando-se o sinal positivo para o calor que é transferido ao fluido de trabalho no gerador, pode-se escrever a seguinte equação:

$$\psi^Q = -\frac{Q_E}{Q_G} \times \frac{(T_E - T_O)}{T_E} \times \frac{T_G}{(T_G - T_O)} \quad (3)$$

A equação acima calcula a exergia transferida no gerador e no evaporador a partir da quantidade de calor transferida em cada um destes equipamentos supondo que o processo ocorra sob temperaturas constantes de T_G , T_E e T_O . No processo real a transferência de calor se dá com a variação da temperatura, perda de carga etc... Desta forma podemos calcular diretamente a eficiência de segunda lei do ciclo a partir dos fluxos de exergia do fluido refrigerado (e.g. gelo) e do meio de aquecimento (e.g. vapor). Kotas (1988) define esta relação entre a exergia útil e a exergia que entra no sistema de eficiência racional (\square):

$$\psi = \frac{\Delta Ex_{\text{gelo}}}{\Delta Ex_{\text{vapor}}} \quad (4)$$

Podemos considerar também para cálculo da eficiência exergética os fluxos de exergia referentes ao trabalho realizado pela bomba de solução e outros equipamentos acessórios (e.g. ventilador e bomba d'água do condensador evaporativo (CE) e a bomba d'água do gerador de gelo). Assim a equação anterior pode ser reescrita:

$$\psi = \frac{\Delta \dot{E}x_{\text{gelo}}}{\Delta \dot{E}x_{\text{vapor}} + \dot{W}_{\text{bomba}} + \dot{W}_{\text{acessórios}}} \quad (5)$$

Szargut (1988) apresenta ainda uma análise da influência da irreversibilidade da transferência de calor na eficiência exergética dos sistemas de absorção. Para um sistema de absorção que opere sob um ciclo ideal a irreversibilidade será somente consequência da diferença finita de temperatura entre a fonte calor e o fluido de trabalho. A seguinte equação para um sistema de refrigeração por absorção é apresentada:

$$\psi_{ideal} = \frac{(T_G - T_O - 2 \times \Delta T) \times (T_E - \Delta T) \times (T_O - T_E) \times T_G}{(T_O - T_E + 2 \times \Delta T) \times (T_G - \Delta T) \times (T_G - T_O) \times T_E} \quad (6)$$

A equação anterior nos dá um parâmetro máximo possível para a eficiência do ciclo de absorção em comparação com as outras eficiência exergéticas descritas anteriormente.

Os valores de COP descritos na literatura para chillers de absorção (água-brometo de lítio) com capacidade frigorífica de 10 kw chegam a 0,47 e para sistemas com aquecimento direto a gás (GEHP) podem chegar até 0,89 de acordo com Carvalho (1990). Para os ciclos comuns (de 1 estágio) de sistemas de água-amônia os valores de COP tendem a serem mais baixos (0,4 a 0,5) devido as irreversibilidades que ocorrem na separação e retificação do refrigerante serem maiores.

Para os ciclos de compressão valores de COP de 1,7 (para sistemas de 1 estágio) a 3,4 (para sistemas de 2 estágios) são descritos, ASHRAE (1981). Auracher (1979) apresenta o valores característicos para um sistema simples de refrigeração por compressão mecânica (R12) com temperatura de evaporação de -25°C (temperatura do meio resfriado a -2°C) e temperatura do meio a 17°C. O COP calculado é de 3 e a eficiência exergética é de 0,44. As maiores irreversibilidades são no compressor (23%), na válvula de expansão (14%) e no condensador (11%).

Szargut (1988) apresenta uma avaliação exergética de um sistema de refrigeração por absorção (água-amônia) de um estágio com capacidade frigorífica de 140 kw e temperatura de evaporação de -33°C. O meio de aquecimento utilizado é vapor d'água a 158°C. O COP apresentado é de 39,5% e o rendimento exergético, incluindo o trabalho mecânico do equipamentos auxiliares, é de 8%. As maiores irreversibilidades são encontradas no gerador (19,5%), absorvedor (16%), evaporador (13,9%) e condensador (8,4%). Jordan (1985) em uma avaliação de um ciclo teórico de refrigeração por absorção com temperaturas de evaporação de -4°C (salmoura), de geração 155°C (vapor) obteve uma eficiência exergética de 17%. As maiores irreversibilidades são apontadas no gerador (21,6%), no trocador de calor entre as soluções rica e pobre (22,9%) e no absorvedor (13,3%).

2.5 Cálculo das Propriedades termodinâmicas de misturas

Para o cálculo das propriedades termodinâmicas de substâncias simples geralmente são utilizadas equações de estado as quais são adequadas para cada tipo de substância.

As propriedades termodinâmicas de misturas podem ser calculadas a partir dos dados para as substâncias simples e das leis de mistura ou a partir de uma equação de estado que leve em conta a concentração da mistura. A consistência dos resultados com os dados experimentais nos dirá o método mais adequado.

Outra forma usualmente utilizada é a aproximação via equações polinomiais dos dados contidos nas tabelas de propriedades termodinâmicas de misturas. Jain e Gable (1971) apresentam equações polinomiais para a mistura água-amônia para as faixas de 250 a 350 psia e 50 a 80 psia (17,1 a 23,8 atm e 3,4 a 5,4 atm) baseadas nos dados experimentais do Institute of Gas Technology (IGT). Este tipo de equação foi utilizado por diversos autores, como por exemplo Figueiredo (1980) na simulação de um sistema de absorção solar, e Kaushick et al (1982) em uma análise teórica de ciclos de refrigeração e condicionamento de ar por absorção. Zuritz et al (1993)

propõem equações polinomiais para água-amônia baseadas nos dados experimentais de Scarchart et al (1947). No entanto, estas aproximações não apresentam equações para cálculo de entropia e tão pouco são válidas para todas as faixas pressão e temperatura.

Uma breve revisão das propriedades termodinâmicas das misturas água-amônia é feita por El-Sayed et al (1985). As propriedades da água pura e da amônia pura estão bem estabelecidas desde nos trabalhos de Keenan e Keyes em 1964 para água e por Haar e Gallagher em 1978 para a amônia. Reynolds, em 1980, desenvolveu programas de computador para estas substâncias. Em 1938, Jennings e Shannon foram os primeiros a rever os dados experimentais da literatura apresentando uma tabela de propriedades de água-amônia saturado para análises de ciclos de absorção no 33rd annual Meeting of American Society of Refrigeration Engineering (ASRE). Scatchard et al (1947) publicam uma tabela de propriedades termodinâmicas de solução água amônia. Em 1964 uma nova revisão é preparada por Macriss et al no IGT. Os dados de literatura foram combinados com as suas próprias medições, estabelecendo um diagrama entalpia x concentração na faixa de 1 a 500 psia (7 kPa a 3,4 MPa) correspondendo a -100 a 450 °F (-73,3 a 232,2 °C). Esta revisão foi baseada nos trabalhos de Bosnjakovic e Merkel de 1929, de Zinner de 1934 e de Scatchard de 1939 como fonte de dados experimentais. O IGT assumiu correlações PVT generalizadas para a fase gasosa.

A maioria dos estudos analíticos utilizaram compilações do IGT. Schultz (1971) desenvolveu equações de estado separadas para fase vapor e para fase líquida nas temperaturas de saturação para a faixa de -100 a 350 F (-73,3 a 176,7 °C) e de 1 a 360 psia (7 kPa a 2,48 MPa). Uma expressão para energia livre de Gibbs para solução na fase líquida é desenvolvida. Ziegler e Trepp (1984) baseados na equação de Schulz desenvolvem uma nova correlação ampliando a faixa de temperatura até 227°C e a pressão até 5 MPa. Diversos autores utilizaram os trabalhos de Ziegler e Trepp para o cálculo de propriedades de água e amônia, como por exemplo: Ataer (1991) desenvolve um estudo comparativo das irreversibilidades em um sistema de refrigeração por absorção, Butz e Stephan (1989) fazem a simulação dinâmica de uma bomba de calor por absorção, e Martins (1994) desenvolve um programa em pascal para cálculo de propriedades água-amônia.

Gillespie e Wilso em 1983 na Weltic Research Company fizeram medições de equilíbrio líquido vapor para temperaturas de 250 a 600 °F (121,4 a 315,6 °C) correspondendo a pressões de 30 a 3000 psia (0,2 a 20,7 MPa). Segundo El-Sayed (1985) os resultados de Schultz e de Weltic apresentam discordâncias.

Outros estudos analíticos descritos por EL-SAYED (1985) são as equações de estado generalizadas feitas por Lyderson, Yen e Alexandre, Soave e Peng-Robinson. A Equação de Soave é usualmente utilizada para fluídos não polares. A Equação de Peng-Robinson pode ser usada utilizando-se um parâmetro adicional. Renon et al (1986) desenvolvem uma equação cúbica de Redlich-Kwong para misturas de água-amônia.

O trabalho realizado por El-Sayed (1985) faz uma revisão dos trabalhos acima descritos e desenvolve uma metodologia para cálculo das propriedades da mistura água-amônia. O trabalho de El-Sayed baseia-se nos dados experimentais do IGT e da Weltic, no trabalho de Schultz e nas equações de Reynolds acima citados.

Ruiter (1990) apresenta um modelo simplificado para misturas e soluções de diversos pares refrigerantes utilizadas em sistemas de absorção.

Jordan (1992) apresenta um programa ("AQUAM") para cálculo de propriedades de água e amônia puras e de misturas de água-amônia. O programa de mistura calcula a partir de dados de pressão e concentração, ou temperatura e concentração para a estados saturados, as demais

propriedades termodinâmicas, inclusive os valores de entropia e de exergia. Para o cálculo dos valores de vapor superaquecido e de líquido subresfriado são necessários os dados de temperatura, pressão e concentração. O programa, baseado nos estudos de Ziegler (1984) e Reynolds (1980) é de fácil utilização e trabalha com unidades SI ou inglesas, e a versão executável do programa está disponível e será empregada na avaliação termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção em estudo.

Capítulo 3

Materiais e métodos

3.1 Descrição do sistema de absorção instalado na UNICAMP

O sistema de refrigeração por absorção instalado no Hospital Universitário da UNICAMP foi projetado e construído pela empresa MADEF S.A. (Canoas /RS). O sistema opera com o par água-amônia como fluido de trabalho e utiliza como fonte de calor uma pequena parte do vapor de processo gerado nas caldeiras a óleo do hospital.

As principais características do sistema são descritas a seguir:

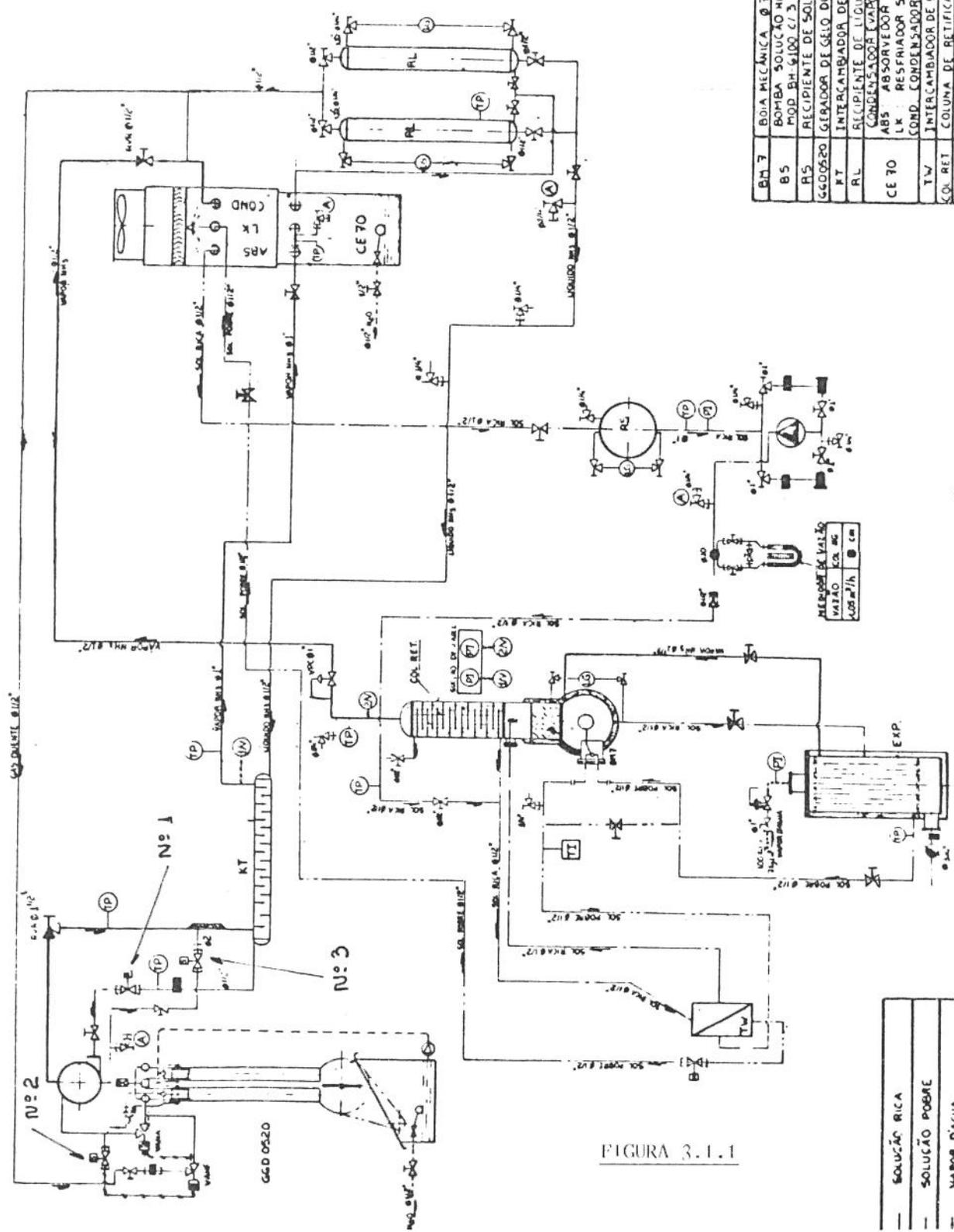
- Capacidade de Refrigeração: 20.000 kcal/h.
- Temperatura de evaporação: -10°C .
- Condensador, Absorvedor e Resfriador de solução pobre refrigerados através de um condensador evaporativo.
- Uso de energia térmica: 40.000 kcal/h a 110°C .
- Potência elétrica instalada (220 v - trifásico):
 - bomba de solução: 1,0 cv;
 - bomba d'água do condensador: 0,5 cv;
 - ventilador do condensador: 1,0 cv;
 - bomba d'água do gerador de gelo: 0,5 cv;
 - britador de gelo: 1,0 cv;
- Evaporador tipo inundado para produção de gelo em escama.
- Capacidade nominal de produção de gelo: 20 kg de gelo tipo escama /ciclo.
- Duração do ciclo de congelamento: 10 minutos.
- Descongelamento feito com gás quente (do condensador).
- Duração do ciclo de descongelamento: 1 minuto.
- Espessura do gelo: 5 a 6 mm.

As características dos equipamentos são descritas a seguir:

- Evaporador: gerador de gelo inundado tipo GGD 0520 com 5 tubos anulares (o gelo se forma por dentro e fora dos tubos) de 2 metros cada;
- Absorvedor, Condensador e Resfriador de Solução Pobre: tipo serpentina colocados dentro de um condensador evaporativo modelo CE 70
- Gerador: tipo casco-tubo com solução de amônia entre os tubos e vapor d'água entrando por dentro dos tubos;
- Pré-aquecedor de Solução Rica: tipo tubo concêntrico com solução pobre por dentro dos tubos;
- Coluna de Retificação: retificação é feita com a solução rica em um trocador de calor casco e tubo, onde a solução rica está por fora dos tubos e o vapor de amônia sobe por entre os tubos preenchidos com anéis Rashing de aço. A coluna possui um controle de nível para manter o nível de solução rica estável dentro do gerador e coluna;
- Subresfriador: tipo casca e tubo com a amônia líquida dentro do tubo e vapor de amônia entre os tubos;
- Bomba de Solução: marca HIDROMAR modelo BH 6100 com três pistões niquelados e válvulas com assento de teflon;
- Medidor de vazão de solução rica tipo orifício ($\phi 10$ mm).

SIMBIOLOGIA	
(A)	BOMBA DE SOLUÇÃO
(G)	NÍVEL ALTO TIPO MADEF
(A)	AMOSTRA
(PI)	PANÔMETRO
(TP)	POCO P/ TERMÔMETRO
(TI)	TERMÔMETRO DIGITAL
(V)	VÁLVULA RETENÇÃO UM SO SENTIDO
(P)	PURGADOR
(R)	REGISTRO 90° RA
(R)	REGISTRO 180° RA
(R)	REGISTRO 90° RA C/PEÇA DE SOLDA
(R)	REGISTRO VÁLVULA RETENÇÃO 380°
(R)	VÁLVULA DE SEGURANÇA VS-4
(R)	VÁLVULA P/ VAPOR
(R)	VÁLVULA SOLENOIDE
(F)	FILTRO DE LINHA C/PEÇA SOLDA
(F)	FILTRO DE LINHA
(F)	FILTRO ESPECIAL
(V)	VÁLVULA PRESSÃO CONSTANTE
(V)	VÁLVULA REGULADORA PRESSÃO
(V)	VÁLVULA NORMALMENTE FECHADA
(V)	VÁLVULA NORMALMENTE ABERTA
(I)	ISOLAMENTO
(F)	FLANGE S
(E)	ESTRANGULADOR
(R)	REGISTRO VÁLVULA RETENÇÃO 90°

BM 7	BOMBA MECÂNICA Ø 7	Ø 6"	13 kg
BS	BOMBA SOLUÇÃO MICROHAR	1 CV - 11/2" P/ Ø 100 - 2A	70 kg
RS	RECIPIENTE DE SOLUÇÃO	Ø 290 - 2A/31,7 mm	85 kg
GD 0520	GERADOR DE GELO DUPLEX	Ø 314 x 2000	850 kg
RT	INTERCAMBIADOR DE NH3	1050 x 1310 x 3820	40 kg
RL	RECIPIENTE DE LÍQUIDO	Ø 4" x 1330	23 kg
CE 70	ABS ABSORVEDOR	Ø 6" x 1200	870 kg
LK	RESFRIADOR	510 x 1010 x 2060	355 kg
TV	COND. CONDENSADOR	170 x 600 x 311	205 kg
COL RET	COLUNA DE RETIFICAÇÃO	Ø 250 x Ø 314 x 1670	285 kg
EXP	EXPULSOR	Ø 385 x 1050	1450
COND	CONDENSADOR	Ø 385 x 1050	285 kg
DIMENSÕES			



DADOS DA INSTALAÇÃO

- Q₀₂ = 20000 kcal/h
- t₀₂ = -10°C
- t_{ce} = +35°C
- P₀₂ = 2 kg/cm²
- P_c = 15 kg/cm²

—	SOLUÇÃO RICA
—	SOLUÇÃO POBRE
—	VAPOR D'ÁGUA
—	LÍQUIDO H ₂ O
—	VAPOR NH ₃
—	LÍQUIDO DE NH ₃
—	INSTRUMENTAÇÃO
—	SENTIDO DO FLUO

FIGURA 3.1.1

Figura 3.1.1. Esquema geral do sistema de refrigeração por absorção instalado na UNICAMP.

Na figura 3.1.1 podemos ver um esquema detalhado do sistema de refrigeração, onde aparecem alguns detalhes do ciclo além dos equipamentos auxiliares como válvulas, registros, etc.... É importante, no entanto, ressaltar o ciclo de descongelamento e o sistema de "secagem de amônia".

O ciclo de congelamento acima descrito é controlado por um relé temporizador que mantém, durante 9 minutos, aberta a válvula solenóide da linha de amônia líquida (figura 3.1.1, N° 1) e fechada a válvula solenóide da linha de gás quente (figura 3.1.1, N° 2).

Quando completa-se o ciclo de congelamento inverte-se a posição das válvulas solenóides, e portanto vapor de amônia a alta pressão existente no condensador, passa para o evaporador entrando nos tubos de congelamento pela parte superior. A amônia líquida que se encontra dentro dos tubos, devido o aumento da pressão é empurrada para parte superior do evaporador por um tubo cuja entrada está na parte inferior dos tubos de congelamento.

A condensação do gás quente no interior dos tubos provoca a liberação de calor que desprenderá o gelo formado na parte interna e externa do tubo anular. Este ciclo tem a duração de, aproximadamente, 1 minuto, ao final do qual a posição das válvulas solenóides inverte-se novamente, iniciando um novo ciclo de congelamento. Para evitar que haja uma queda de pressão na coluna de retificação (o que prejudicaria a estabilidade do processo de separação e retificação) existe no topo da coluna uma válvula de pressão constante que durante o ciclo de descongelamento mantém a pressão da coluna estável.

Outro detalhe importante no evaporador é o sistema de retirada de água do evaporador ou "secagem de amônia". Quando o gerador de gelo é ligado, a válvula solenóide N° 3 (figura 3.1.1) é ligada e permite a passagem de amônia líquida do reservatório de amônia líquida no gerador de gelo diretamente para a saída do evaporador (na entrada do subresfriador). Este fluxo é reduzido por um orifício existente na própria válvula solenóide. A amônia então evapora-se no subresfriador aumentando o efeito de subresfriamento da amônia que entra no evaporador. Este sistema é importante, pois como a retificação nunca será perfeita, haverá sempre uma pequena quantidade de água que tenderá a acumular-se no evaporador devido à baixa temperatura de evaporação, o que diminuiria o efeito frigorífico (Martins, 1991).

3.2 Descrição do funcionamento do sistema

A partir do estudo do esquema detalhado (figura 3.1.1) foi elaborado o fluxograma simplificado do ciclo, mostrado na figura 3.2.1, que facilita a compreensão do funcionamento do sistema. Como podemos ver, os equipamentos que trabalham em alta pressão (pressão do gerador) estão desenhados na parte superior do esquema, e os equipamentos que trabalham na pressão de evaporação, na parte inferior. No ciclo podemos, também, distinguir três temperaturas principais: à direita, a alta temperatura do gerador (T_G), no centro a temperatura da água de resfriamento (T_O), e à esquerda a temperatura de evaporação (T_E).

No **gerador** através do aquecimento pelo vapor d'água temos a separação, a alta pressão, da solução rica (solução de água e amônia) que entra no gerador através do ponto (17). Na parte superior do gerador há formação de vapor de amônia a uma alta concentração que através de (1) passa para a **coluna de retificação**, onde encontra a solução rica descendo em contra-corrente havendo, portanto, uma transferência de calor e massa, e um conseqüente aumento da concentração de amônia no vapor. O vapor continua subindo na coluna até a parte superior onde

será resfriado através do fluxo de solução rica que passa pelo topo da coluna. Quando o vapor é resfriado há uma condensação parcial de vapor (maior parte de vapor d'água) aumentando ainda mais a concentração de amônia no vapor que sai em (2).

O vapor segue então para o **condensador evaporativo** onde será resfriado até que todo ele seja condensado e siga para o **reservatório de líquido** (3). Deste a amônia líquida passará pelo **subresfriador** onde cederá calor para o vapor de amônia que sai do evaporador. Do subresfriador a amônia segue (5) para a **válvula de expansão** onde sofrerá um processo de redução de sua pressão até a pressão de evaporação (6) com o conseqüente abaixamento da temperatura. No **evaporador** a amônia evapora-se por dentro dos tubos anulares de evaporação retirando calor da água que escorre pela parte externa dos tubos anulares e produzindo gelo.

O vapor de amônia, assim formado, sai do evaporador (7) e segue para o subresfriador onde sofrerá um processo de superaquecimento a baixa pressão. O vapor segue então para o **absorvedor** (8), onde entra em contato com a solução pobre na entrada do absorvedor (9). A solução pobre (solução de amônia e água com baixa concentração de amônia) à alta pressão, proveniente da parte inferior do gerador (18) sofre um processo de expansão, reduzindo-se a sua pressão até a pressão de absorção, e segue por (19) para o **pré-aquecedor de solução rica** onde cederá calor para a solução rica. Deste a solução pobre segue (20) para o condensador evaporativo onde será subresfriada no **resfriador de solução pobre** até a temperatura ideal para o início da absorção em (9). No **absorvedor** a solução pobre sobe pela serpentina absorvendo o vapor proveniente do evaporador, aumentando a sua concentração de amônia, e formando assim, a solução rica que será armazenada no **reservatório de solução rica**. Esta solução passa por um conjunto de filtros (10) para então ser bombeada pela bomba de solução (11) até a pressão do gerador (12). Esta solução é pré-aquecida quando passa pela coluna de retificação (13) e pelo pré-aquecedor de solução rica (15). A solução em (16) entra dentro da coluna e escoar em contracorrente com o vapor proveniente do gerador e segue então para o gerador (17), onde será novamente separada completando o ciclo.

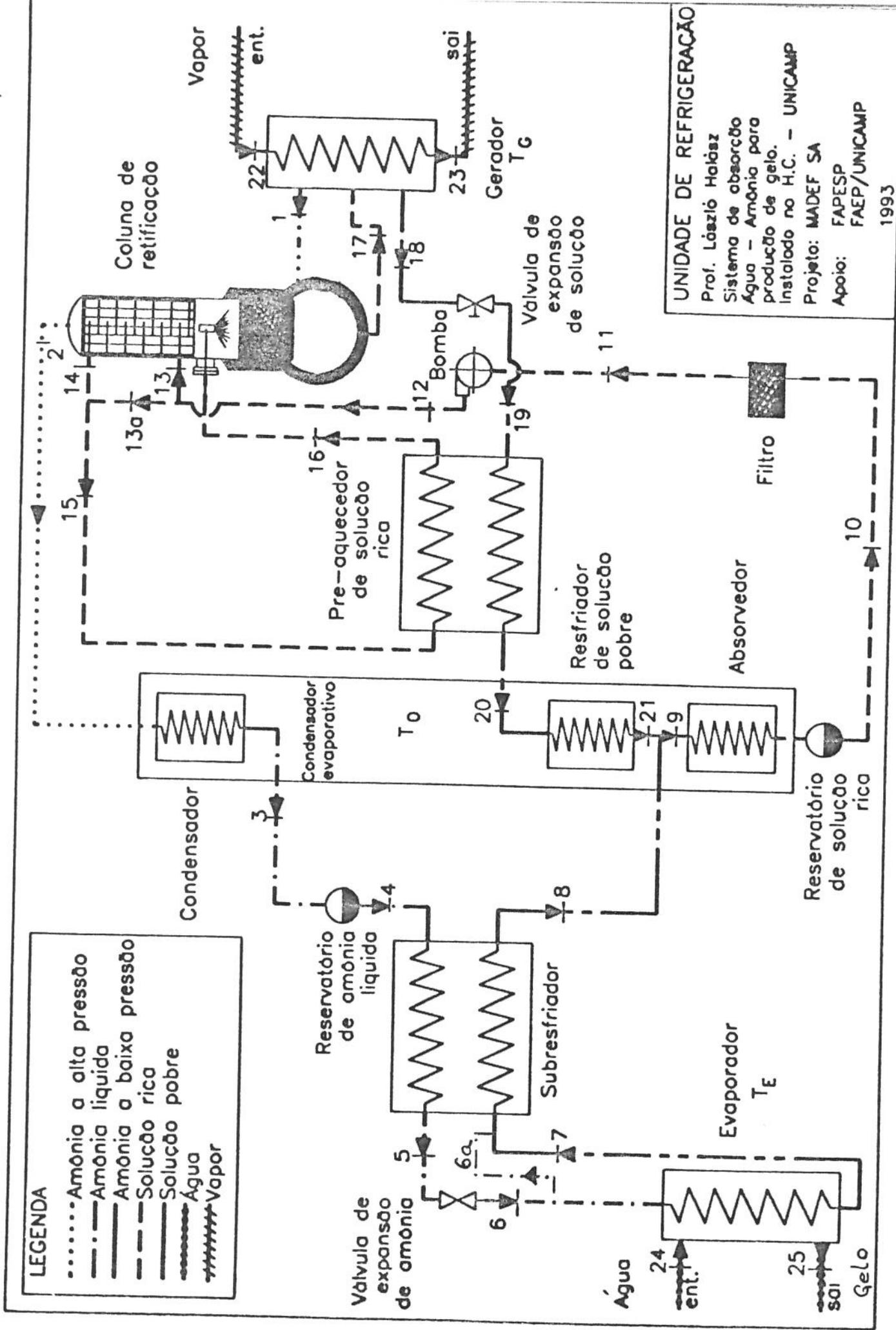


FIGURA 3.2.1

3.3 Descrição do sistema de aquisição de dados

O sistema de refrigeração por absorção da forma pela qual foi montado pela empresa Madef S.A. previa a tomada de dados de temperatura via poços para termômetro e medidas de pressão via manômetros comuns. Para medida de fluxo o sistema foi enviado a UNICAMP equipado com uma placa de orifício para medida do fluxo de solução rica e de dois reservatórios de líquido para medida do fluxo de amônia na saída do condensador.

Para a realização dos testes foi adaptado ao sistema de absorção um sistema de aquisição de dados via computador cujos recursos foram adquiridos via um projeto de pesquisa vinculado (ver apêndice D). Diversas modificações foram feitas na instalação a fim de se obter os dados necessários para a avaliação termodinâmica. Foi construído ao lado do sistema de refrigeração uma sala de instrumentação. Nesta sala foi instalado um micro-computador PC-IBM 386 adaptado com uma placa de aquisição de dados (CAD12/32) e um condicionador de sinais. Através de um software foi feito o monitoramento e o tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores instalados no sistema de refrigeração.

Principais características da placa de aquisição de dados:

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: CAD 12/32.
- Canais: 32 entradas simples ou 16 diferenciais.
- Resolução: 12 bits (4096 níveis).
- Tempo de Conversão: 32 ms.

Principais características do condicionador de sinais:

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: PCX 0802.
- Canais: 8 entradas configuráveis através de um conjunto de impedâncias, podendo ler tensões (± 10 V, ± 5 V, $\pm 2,5$ V, ± 2 V, ± 1 V, $\pm 0,5$ V, $\pm 0,1$ V), correntes (0-5 mA ou 0-20 mA) e termopares (tipos J, K, T, S, R).
- Ajuste de zero e saídas de 0-5 V ou ± 5 V.
- Sensor de temperatura interno.

Principais características do software:

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: AQDADOS - Versão 5.1.
- Interface homem-máquina simples e eficiente através de "menus", permitindo a configuração e programação dos canais de entrada, armazenamento em disco em tempo real, impressão de relatórios, visualização dos dados até 4 canais em tempo real etc...
- Manipulação dos dados, construindo gráficos, separando ou eliminando trechos, alteração de valores individuais, redução de taxa de amostragem, avaliação dos valores máximos e mínimos de um trecho, área sobre a curva, média e desvio padrão de um trecho de dados, etc...

A montagem do sistema de aquisição de dados permite a coleta de 14 dados de temperatura e 2 dados de pressão.

- Canal 0: temperatura de referência da placa.
- Canais de 1 a 13: tomada de temperatura.
- Canais 14 e 15: tomada de pressão.

Temperatura

Os dados de temperatura foram tomados através de termopares do tipo T (Cobre-Constant) com isolamento mineral e proteção de aço inoxidável a fim de evitar problemas de corrosão pela amônia. Os termopares deste tipo T são bastante resistentes a corrosão e podem ser utilizados desde temperaturas abaixo de 0°C até 371°C. Os termopares T são os únicos a terem disponíveis o limites de erro para faixas abaixo de 0°C (ASTM, 1981).

Os sinais em mV foram transmitidos através de um cabo de compensação tipo T até o condicionador de sinais no interior da sala de instrumentação.

A seguinte configuração dos canais 0 a 13 da CAD12/32 foi montada:

Canal da CAD12/32	Descrição das temperaturas	Ponto equivalente na figura 3.2.1
0	Temperatura ambiente	24
1	Saída da SP na parte inferior do gerador	18
2	Saída do vapor de NH ₃ do subresfriador	8
3	Saída da SP do resfriador de solução pobre (CE)	21
4	Saída de vapor de NH ₃ do topo da coluna de retificação	2
5	Água de resfriamento no condensador evaporativo (CE)	26
6	Entrada da SP no trocador de calor SR x SP	19
7	Saída da SR do trocador de calor SR x SP	16
8	Entrada da SR no trocador de calor SR x SP	15
9	Saída SP do trocador de calor SR x SP	20
10	Saída do vapor de NH ₃ do evaporador	7
11	Entrada da NH ₃ líquida no evaporador	5
12	Saída da SR do reservatório de solução rica	10
13	Amônia no reservatório de líquido após o condensador (CE)	4

Tabela 3.3.1: Descrição dos canais da CAD 12/32 para leitura dos ponto de temperatura durante os testes.

Os termopares foram zerados via software medindo-se a tensão gerada em mV em um banho de gelo a zero graus e comparando-se com um termometro padrão calibrado com menor divisão de 0,1 °C.

O sistema de aquisição de dados foi calibrado utilizando-se uma fonte geradora de tensão em mV calibrada (marca DIGI-CAL, modelo AN6503).

A transformação dos valores lidos em mV em graus centígrados foi feita pelo próprio software utilizando-se como referência a temperatura de junta fria medida pela CAD 12/32 e a tabela de conversão de mV x °C da ASTM (1981) para a faixa de -20 a 200 °C.

O sistema de refrigeração possui poços para termômetro na maioria dos pontos da figura

3.2.1. São por volta de 30 pontos de temperatura a serem monitorados. No entanto, o sistema de aquisição tem condições de monitorar, ao mesmo tempo, apenas 13 pontos. Pode-se ampliar a capacidade de aquisição do sistema através da compra de outro condicionador de sinais duplicando assim o número de canais a monitorar.

Pressão

Os dados de pressão foram tomados a partir de 2 transmissores de pressão instalados um na parte de alta pressão e outro na parte de baixa pressão do sistema de refrigeração correspondentes aos canais 14 e 15 da CAD 12/32 respectivamente.. Os transmissores de pressão (marca SODMEX) são alimentados por uma fonte de tensão de 12 a 30 V e fornecem um sinal linear de 4 a 20 mA para uma faixa de pressão de 0 a 17 bars. O sinal em mA pode ser transmitido diretamente ao condicionador de sinais sem maiores problemas. Os transmissores de pressão são conectados ao sistema através de um registro e uma junta com rosca. Isto permite que através da instalação de outros pontos de tomada de pressão (registro mais união), se faça a leitura de outros pontos de pressão no sistema.

Durante os testes foram lidas as pressões de alta na coluna de retificação e no condensador alternando-se a posição do transmissor de pressão. A pressão de baixa foi lida somente na saída do subresfriador.

Canal da CAD12/32	Descrição das pressões	Ponto equivalente na figura 3.2.1
14	Pressão de sucção na saída de amônia do subresfriador	8
15	Pressões de alta na coluna de retificação ou no condensador	2 ou 3

Quadro 1: Descrição dos canais de leitura de pressão da CAD 12/32 utilizados nos testes.

O sistema de refrigeração possui manômetros tipo Bourdon instalados nos pontos 8 (pressão de baixa) e 2 (pressão de alta).

As pressões do vapor d'água antes e após a válvula reguladora de pressão instalada na entrada do gerador foram tomadas através de manômetros tipo Bourdon com menor divisão de $0,2 \text{ kgf/cm}^2$.

Concentração

Quando se trabalha com misturas é fundamental, para se determinar todas as propriedades termodinâmicas, conhecer ao menos 3 propriedades independentes. A temperatura e a pressão são as mais fáceis de se avaliar. A terceira propriedade que pode ser medida é a concentração. Para a determinação da concentração de soluções amoniacaais temos dois processos que poderão ser empregados com certa facilidade:

- Para determinação da concentração da amônia líquida: devido a dificuldade de se retirar uma amostra de amônia a alta pressão (devido ao perigo de intoxicação) devemos retirar uma amostra no ponto (6a da figura 3.2.1) onde temos a amônia já a baixa pressão. Neste ponto coleta-se em

um tubo de ensaio graduado um volume conhecido de amostra, a qual à pressão ambiente tenderá a evaporar a amônia. Após um determinado período o líquido restante será uma solução com alta concentração de água e a partir do seu volume podemos ter uma estimativa da concentração de amônia da amostra. Durante os teste utilizou-se um tubo de ensaio graduado de volume de 10 ml.

- Para a determinação da concentração das soluções rica e pobre: são tomadas amostras (mantidas em banho de gelo a fim de minimizar a evaporação de amônia) nos pontos (12) e no ponto (21). As amostras têm, então, a sua densidade e temperatura medidas e sua concentração determinada através de um diagrama $\rho \times \xi$ ou através de uma equação de estado. O volume de amostra necessária é dado em função do recipiente e do tamanho do densímetro e do termômetro utilizados. Durante os teste utilizou-se um termômetro de mercúrio (escala -10 a 100°C, menor divisão de 1°C), um densímetro (escala 0,9 a 1,0). O volume de solução retirado para cada amostra foi de 500 ml.

Um terceiro método descrito por Brossard-Pérez et al (1992) pode ser utilizado para averiguar a precisão dos métodos descritos anteriormente. Este método utiliza um procedimento de titulação da solução a fim de determinar a concentração.

Fluxo

O fluxo de amônia no ponto (3) pode ser determinado utilizando-se os dois reservatórios de líquido do sistema de refrigeração (ver figura 3.1.1). Enquanto se utiliza a amônia contida em um dos reservatórios armazena-se a amônia proveniente do condensador no outro reservatório. Através do visor de nível de cada um dos reservatórios temos condições de medir o fluxo.

O fluxo de solução rica pode ser medido através da placa de orifício instalada após a bomba de solução no ponto (12). Com a leitura do diferencial de pressão no tubo em U podemos através da equação abaixo determinar o fluxo:

$$\dot{v} = d^2 \times K \times \sqrt{\Delta P \times \rho} \quad (6)$$

onde:

- d = diâmetro estrangulador;
- \dot{v} = fluxo de solução;
- ΔP = perda de pressão no orifício;
- ρ = densidade da solução;
- K = fator de calibração do orifício.

A placa de orifício instalada no sistema de refrigeração foi calibrada na fábrica (Madef S.A.) e possui as seguintes características:

- d = 10 mm.
- K = 30.
- \dot{v} = fluxo de solução em m³/h;
- ΔP = perda de pressão em kgf/cm²;
- ρ = densidade da solução em kg/dm³.

A vazão de solução em kg/h pode ser calculada:

$$\dot{m}_{SR} = \frac{\dot{v}}{v_{SR}} \quad (7)$$

As vazões de solução pobre e de amônia podem ser calculadas a partir da vazão de solução rica e das concentrações de cada um dos fluxos a partir das seguintes equações:

$$\dot{m}_{SP} = \dot{m}_{SR} \times \left(\frac{\xi_{NH3} - \xi_{SR}}{\xi_{NH3} - \xi_{SP}} \right) \quad (8)$$

$$\dot{m}_{NH3} = \dot{m}_{SR} - \dot{m}_{SP} \quad (9)$$

O vazão de massa de vapor pode ser calculado através da medida do volume de condensado na saída do gerador por unidade de tempo. Para se evitar a evaporação de parte do condensado resfria-se com água ou gelo a tubulação por onde escoo o condensado. Durante os testes mediu-se o tempo necessário para se recolher 900 ml de condensado a temperatura por volta de 90°C. A vazão de vapor em kg/h pode então ser calculado da seguinte forma:

$$\dot{m}_{vapor} = 3,6 \times \left(\frac{\dot{v}}{v_{condensado}} \right) \quad (10)$$

onde:

\dot{v} = fluxo de condensado em l/s;

v = volume específico (m³/kg) do condensado à temperatura de medição.

A quantidade de gelo produzida foi medida coletando-se o gelo produzido em cada ciclo e pesando-se em uma balança comum. A quantidade de gelo produzida em kg/h pode ser calculado somando-se a quantidade de gelo produzida em um hora de operação do sistema ou multiplicando-se o valor medido pelo número de ciclos por hora (6 ciclos/hora) e em seguida calculando-se a média dos valores.

Durante os testes não foi medido o consumo de água no condensador evaporativo.

3.4 Metodologia de avaliação termodinâmica do sistema de absorção

Para se realizar a avaliação termodinâmica do sistema utilizou-se o fluxograma da figura 3.2.1 para definir os volumes de controle a serem estudados. As seguintes considerações para cada volume de controle foram feitas:

- considerou-se que os volumes de controle em cada equipamento envolviam apenas os fluidos de trabalho: solução rica, solução pobre e vapor de amônia. No gerador foi incluído o vapor d'água e seu condensado, assim como no evaporador foi incluído a água de congelamento e

o gelo formado.

- as trocas de calor com o ambiente, exceto no condensador evaporativo (absorvedor, condensador e resfriador de solução pobre), foram consideradas nulas;
- não foram consideradas as perdas de carga nas tubulações, registros e válvulas;
- para cálculo da variação de exergia no condensador, no absorvedor e no resfriador de solução pobre foi considerado que a temperatura da água de resfriamento fosse igual a T_0 , e portanto a variação de exergia devido a transferência de calor neste equipamentos é zero.
- considerou-se que o sistema opera em regime permanente;
- expansão isoentalpica na válvula de expansão de amônia;

A partir destas considerações podemos escrever as seguintes equações gerais para o balanço de massa e energia, variação de exergia e cálculo das irreversibilidades:

Equação da continuidade	$\Sigma \dot{m}_e = \Sigma \dot{m}_s$ (11)
Conservação da energia	$\dot{Q}_{v.c.} + \Sigma (\dot{m}_e \times h_e) = \Sigma (\dot{m}_s \times h_s) + \dot{W}_{v.c.}$ (12)
Variação de exergia	$\Delta \dot{E}x_{v.c.} = \Sigma (\dot{m}_e \times ex_e) - \Sigma (\dot{m}_s \times ex_s) + \dot{W}_{v.c.}$ (13)
Cálculo da irreversibilidade	$I = \dot{W}_{v.c.} - \Delta \dot{E}x_{v.c.} - \Delta \dot{E}x_{v.c.}^Q$ (14)
Cálculo da exergia específica	$ex_i = ex_0 + (h_i - T_0 \times s_i) - (h_0 - T_0 \times s_0)$ (15)

A aplicação destas equações para cada um dos seguintes volumes de controle da figura 3.2.1 é descrita a seguir:

Evaporador

Durante os testes a válvula solenóide de secagem de amônia foi desligada interrompendo-se o fluxo de refrigerante diretamente para a entrada do subresfriador. Desta forma o fluxo de entrada de refrigerante é igual ao de saída. Com a monitoração da temperatura no ponto 2 verificamos que a temperatura de retificação ficou dentro da faixa adequada (entre 35 a 45°C). Desta forma assegura-se uma baixa concentração de água na amônia, e portanto, o efeito de acúmulo de água no evaporador e conseqüente perda frigorífica no evaporador é desprezível durante as primeiras horas de operação. A concentração do refrigerante foi considerada igual a 1.

As seguintes relações podem escritas para este volume durante o ciclo de congelamento:

Pontos de entrada:	6 e 24.
Pontos de saída:	7 e 25.
Balanços de massa	$\dot{m}_7 = \dot{m}_6$ $\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25}$
Balanço de energia	$\dot{Q}_E = \dot{H}_{24} - \dot{H}_{25} = \dot{H}_7 - \dot{H}_6$
Variação de exergia	$\Delta \dot{E}x_{GELO} = \dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24}$
Irreversibilidade	$\dot{I} = \dot{E}x_{25} + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_6 - \dot{E}x_{24}$

Subresfriador

Não foi considerada a transferência de calor do meio para o subresfriador, e como a válvula

de secagem de amônia foi desligada o equacionamento é bastante simples. Neste caso nos interessa somente a irreversibilidade do processo de transferência de calor. Portanto, os valores da variações de exergia de cada um dos fluxos isoladamente não foram apresentados.

Pontos de entrada	4 e 7
Pontos de saída	5 e 8
Balanço de massa	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$
Balanço de energia	$\dot{Q}_{SUB} = \dot{H}_4 - \dot{H}_5 = \dot{H}_8 - \dot{H}_7$
Irreversibilidade	$\dot{I} = -\Delta\dot{E}x_{SUB} = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_6 - \dot{E}x_4 - \dot{E}x_7$

Absorvedor

Pontos de entrada	8 e 21
Ponto de saída	10
Balanços de massa	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{21}$ $\dot{m}_{10}\xi_{10} = \dot{m}_8\xi_8 + \dot{m}_{21}\xi_{21}$
Balanço de energia	$\dot{Q}_{ABS} = \dot{H}_8 + \dot{H}_{21} - \dot{H}_{10}$
Irreversibilidade	$\dot{I} = -\Delta\dot{E}x_{SUB} = \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_8 - \dot{E}x_{21}$

Bomba de solução

Na bomba de solução a diferença de entalpia na solução foi calculada em função do trabalho mínimo e da eficiência mecânica da bomba (0,7) e do motor elétrico (0,6).

Ponto de entrada	11
Ponto de saída	12
Balanço de massa	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$
Balanço de energia	$\Delta h = \frac{v_{11} \times (\Delta P_{(11-12)})}{\eta_{bomba}}$ $\dot{W} = \frac{\dot{m} \times \Delta h}{\eta_{motor}}$
Variação de exergia	$\Delta\dot{E}x_{BS} = \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}$
Irreversibilidade	$\dot{I} = \dot{W} - \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{12}$

Condensador:

Ponto de entrada	2
Ponto de saída	3
Balanço de massa	$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$

Balanço de energia	$\dot{Q}_C = \dot{H}_3 - \dot{H}_2$
Irreversibilidade	$\dot{I} = -\Delta\dot{E}x_C = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3$

Resfriador de Solução pobre

Ponto de entrada:	20
Ponto de saída:	21
Balanço de massa	$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{20}$
Balanço de energia	$\dot{Q}_{RSP} = \dot{H}_{20} - \dot{H}_{21}$
Irreversibilidade	$\dot{I} = -\Delta\dot{E}x_{RSP} = \dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}$

Pré-aquecedor de solução rica e válvula de expansão de solução

Neste caso o volume de controle envolve a válvula de expansão de solução pobre da figura 3.2.1, localizada entre os pontos 18 e 19. Na realidade, no sistema de absorção a queda de pressão entre o gerador e o absorvedor é distribuída entre a perda de carga na tubulação e trocadores de calor, na expansão na entrada do absorvedor, válvulas e registros na linha e na passagem da bóia mecânica que controla o nível de solução rica dentro da coluna de retificação. Devido a falta de pontos de leitura de pressão nesta linha tivemos dificuldade de determinar as pressões em cada um dos pontos. Assim o ponto 19 foi excluído da análise e a queda de pressão da SP se dá entre os pontos 18 e 20

Ponto de entrada	15 e 18
Ponto de saída	20 e 16
Balanços de massa	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$ $\dot{m}_{18} = \dot{m}_{20}$
Balanço de energia	$\dot{Q}_{PSR} = \dot{H}_{16} - \dot{H}_{15} = \dot{H}_{18} - \dot{H}_{20}$
Irreversibilidade	$\dot{I} = -\Delta\dot{E}x_{PSR} = \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{20}$

Da mesma forma como no subresfriador interessa-nos neste trabalho apenas a irreversibilidade do processo de transferência de calor, assim não foram apresentadas as variações de exergia de cada um dos fluxos de SR e de SP ao passar pelo volume de controle formado pelo pré-aquecedor de solução rica.

Gerador + Coluna de retificação

Como os pontos 1, 14 e 17 não foram medidos tomamos como volume de controle todo o gerador e a coluna de retificação, equipamentos estes responsáveis pela separação da amônia da

solução rica.

Pontos de entrada	22, 12 e 16
Pontos de saída	15, 2, 23 e 18
Balances de massa	$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}$ $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_2$ $\dot{m}_{12} \xi_{12} = \dot{m}_2 \xi_2 + \dot{m}_{18} \xi_{18}$
Balanco de energia	$\dot{Q}_{G'} = \dot{H}_{22} - \dot{H}_{23}$
Irreversibilidade	$\dot{I} = -\Delta \dot{E}x_{G+CR} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15}$ $- \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{18}$

Válvula de expansão de amônia

Foi considerado um processo de expansão isoentálpico.

Ponto de entrada:	5
Ponto de saída:	6
Balances de massa	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$
Balanco de energia	$\dot{H}_6 - \dot{H}_5 = 0$
Irreversibilidade	$\dot{I} = -\Delta \dot{E}x_{valv. exp.} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$

3.5 Tabela de estado da operação do sistema

A partir dos valores medidos para cada ponto do diagrama de fluxo do sistema (figura 3.2.1) foi montada uma tabela de estado de operação do sistema através dos dados de entalpia, entropia e exergia fornecidos pelo programa de cálculo de propriedades termodinâmicas de soluções amoniacas (o programa também calcula as propriedades de amônia e água pura) desenvolvido por Jordan (1993).

A tabela de estado fornece para cada ponto uma descrição do fluxo, a temperatura (T), a pressão (P), a concentração de amônia na mistura (ξ), o título da mistura (X), a entalpia específica (h), a entropia específica (s), a exergia específica (e_x), o fluxo de massa (\dot{m}), entalpia por unidade de tempo (\dot{H}), entropia por unidade de tempo (\dot{S}) e exergia por unidade de tempo ($\dot{E}x$).

A partir dos valores desta tabela poderemos calcular o balanço de energia, a variação de exergia e irreversibilidade de cada equipamento definidos nos volumes de controle, assim como a eficiência do ciclo como um todo.

O estado de cada um dos pontos da figura 3.2.1 pode ser então definido:

Ponto (1): Vapor saturado de amônia em equilíbrio com a solução pobre que sai da parte inferior do gerador em (18).

- Ponto(2): Vapor de amônia retificado com concentração muito próxima a 1. Nos cálculos realizados a concentração do refrigerante foi considerada igual a 1. Sua temperatura deve estar acima da temperatura de saturação para a dada pressão caso contrário condensa-se. Portanto será vapor superaquecido. Neste ponto temos o valor da temperatura e da pressão. A concentração do refrigerante será medida no evaporador.
- Ponto(3): Líquido saturado na saída do condensador com a mesma pressão e concentração da saída do retificador (2). Medimos a temperatura e a pressão neste ponto.
- Ponto(4): Saída do reservatório de líquido. Podemos considerar igual ao ponto (3) em regime permanente.
- Ponto(5): Líquido subresfriado na saída do subresfriador. A amônia líquida perde calor, e portanto a temperatura é menor que a temperatura de saturação. Neste ponto medimos a temperatura. A pressão é considerada a mesma do condensador.
- Ponto(6): Líquido expandido na saída da válvula de expansão. A sua entalpia é considerada igual a entalpia do ponto (5). A pressão no ponto 6 foi considerada a mesma do ponto (7). Com a pressão e a entalpia encontramos o título da mistura. Este ponto, no entanto, é de difícil acesso, pois a expansão é realizada por um orifício que está dentro da bóia que controla o nível de amônia na entrada do evaporador.
- Ponto(6a): Este ponto representa o fluxo de amônia líquida saturada que sai do reservatório de amônia do evaporador e vai diretamente para a entrada do subresfriador. Este ponto apresenta a concentração mínima da amônia no interior do evaporador. Durante os teste este fluxo permaneceu interrompido.
- Ponto(7): Vapor saturado de amônia na saída do evaporador. Medimos a temperatura e, portanto temos a pressão de saturação correspondente.
- Ponto(8): Vapor superaquecido. Medimos a temperatura e a pressão deste ponto.
- Ponto(9): Entrada do absorvedor onde se dá o início do processo de absorção. A definição do estado neste ponto é complexa e não há tomada de dados neste ponto.
- Ponto(10): Saída do reservatório de solução rica do líquido subresfriado com temperatura próxima a temperatura da água de resfriamento do condensador evaporativo, e menor que a temperatura de saturação para a dada pressão e concentração. Foi medida a temperatura neste ponto. A concentração é a mesma do ponto 10 ao ponto 16. Foi considerada a pressão de baixa, igual ao ponto 8.
- Ponto(11): Saída da solução rica do conjunto de filtros. A menos que se considere as perdas de carga devido aos equipamentos e tubulações as propriedades deste ponto podem ser consideradas iguais a do ponto (10).
- Ponto(12): Saída da solução rica da bomba de solução. O estado continua líquido subresfriado.

Neste ponto retira-se amostra para cálculo da concentração de SR. A pressão é igual a pressão de alta do sistema (ponto 2). A temperatura do ponto 12 não foi medida, mas pode ser calculada a partir da equação abaixo:

$$T_{12} = T_{11} + \frac{\Delta h \times (1 - \eta_{\text{bomba}})}{c_p} \quad (16)$$

onde:

Δh = trabalho realizado pela bomba (kJ/kg)

c_p = calor específico da solução rica (kJ/kg K)

η_{bomba} = eficiência mecânica da bomba de solução.

O calor específico de soluções amoniacais pode ser rapidamente calculado pela seguinte equação, Guillen (1983):

$$c_p = [41785 + 0,00314(T-35)^2] \times (1-\xi) + \xi \times [4200 + (410 + 6,2 \times T + 0,044 \times T^2) \times \xi] \quad (17)$$

onde:

T = temperatura da solução em °C;

ξ = concentração da solução amoniacal (kg amonia / kg solução);

c_p = calor específico da solução amoniacal (J/kg K).

O fluxo de solução rica é medido neste ponto através de uma placa de orifício.

- Ponto (13): Somente uma parte da solução rica é utilizada na retificação. A temperatura e a pressão neste ponto são as mesmas do ponto 12. O fluxo do ponto 13 não foi medido.
- Ponto (13a): Quando a temperatura do ponto (2) está muito baixa (menor que a temperatura de saturação do ponto 2) é preciso diminuir o fluxo (13), e portanto desvia-se parte do fluxo diretamente para a saída do retificador no ponto (14). O fluxo em 13a não foi medido.
- Ponto (14): A temperatura de saída da solução rica do retificador não foi medida.
- Ponto (15): A temperatura de entrada da SR no pré-aquecedor de SR foi medida. A pressão foi considerada a pressão de alta.
- Ponto (16): Saída da solução rica do pré-aquecedor. Se a temperatura for maior que a temperatura de saturação há a formação de vapor, caso contrário continua líquido subresfriado. Foi medida a temperatura neste ponto. A pressão foi considerada igual a pressão de alta.
- Ponto (17): A solução rica quando entra na coluna de retificação passa em contra-corrente com o vapor proveniente do gerador (1). Neste processo ocorre uma transferência de massa e energia. A solução acumula-se, então, na parte inferior da coluna de

segue para o gerador por (17). A determinação do ponto (17) é complexa a menos que se tenha o valor da concentração neste ponto o que não foi possível. Tampouco foi medida a temperatura neste ponto.

Ponto(18): Saída da solução pobre do gerador. Pode ser considerado líquido saturado, ou subresfriado se a temperatura for menor que a temperatura de saturação e a concentração for conhecida. Foi medida a temperatura neste ponto.

Ponto(19): Líquido expandido. A solução pobre passa da pressão do gerador para a pressão de absorção.

Ponto(20): A solução pobre perde calor para a solução rica no pré-aquecedor de solução rica. O estado é de líquido subresfriado. Medimos a temperatura neste ponto. A pressão é considerada igual a pressão de sucção.

Ponto(21): Saída de solução pobre subresfriada do resfriador de solução pobre. A sua temperatura é próxima da temperatura da água de resfriamento do condensador evaporativo. Neste ponto medimos a temperatura e recolhemos amostras da SP para análise de concentração.

Ponto(22): Entrada de vapor no gerador. Por simplificação foi assumido que o vapor esteja em estado saturado saturado. A sua pressão pode ser regulada por uma válvula reguladora de pressão. Através da pressão encontramos a temperatura de saturação.

Ponto(23): Saída de líquido saturado pelo purgador a mesma pressão e temperatura do ponto (22). Medimos a quantidade de condensado por unidade de tempo.

Ponto(24): Entrada de água no gerador de gelo controlado por uma bóia que mantém o nível constante de água no reservatório inferior do gerador de gelo. A temperatura d'água de entrada no gerador foi considerada igual à temperatura ambiente.

Ponto(25): Saída do gelo produzido do evaporador. A temperatura de saída do gelo foi considerada à 0°C. Medimos a quantidade de gelo produzida em cada ciclo.

3.6 Condução do experimento

Para se realizar a coleta de dados do sistema procurou-se fazer com que o sistema operasse da forma mais estável possível. Para tanto operou-se o sistema durante alguns dias até se obter uma regulagem adequada de cada um dos equipamentos, eliminando-se a presença de ar e, principalmente, qualquer acúmulo de água no evaporador (ver procedimentos no apêndice C).

Durante os testes optou-se por desligar a a válvula de secagem de amônia a fim de que os cálculos no subresfriador e no evaporador ficassem mais simples.

Na primeira parte do teste o sistema é ligado e espera-se, praticamente, 2 horas até que o sistema se estabilize e a produção de gelo se mantenha aproximadamente constante. A partir deste

momento são coletados os dados de operação por 93 minutos, durante os quais nenhuma interferência é realizada. Após este período modifica-se a posição do transmissor de pressão de alta do sistema a fim de monitorar a pressão de condensação, principalmente, durante o degelo. Coleta-se dados por mais 30 minutos com o sistema operando sob as mesmas condições. A temperatura ambiente não é controlada.

Durante cada período de congelamento (9 minutos) mediu-se a produção de condensado, a pressão do vapor d'água antes e após a válvula reguladora de pressão, assim como o gelo produzido ao fim de cada período de degelo.

Mediu-se a vazão de SR e a vazão de amônia (nos reservatórios de líquido). Foram medidas também a concentração da SR e da SP. A concentração da amônia foi medida uma vez no início de operação do sistema e outra no final de coleta de dados.

Os resultados obtidos durante a segunda fase foram tratados a fim de se obter a média dos valores de temperatura e pressão para cada ponto da figura 3.2.1 Com a média dos dados realizou-se a avaliação termodinâmica do ciclo de absorção.

Capítulo 4

Resultados

A produção de gelo durante o início de operação do sistema e durante os testes pode ser observada na tabela 4.1 abaixo. Esta tabela fornece, também, o estado e o consumo e vapor d'água, e portanto, o valor do COP medido.

HORA HH:MM	VAPOR (kg/h)	PRESSÃO (vap sat) (MPa)	Q vapor (Q _V) (kJ/h)	Temp água (oC)	GELO a 0°C (kg/ciclo)	Q gelo (Q _G) (kJ/h)	COP (medido) (Q _G /Q _V)
Início de operação do sistema							
8:05	89,25	0,239	195070	19	1,5	3725	----
8:15	69,52	0,219	152523	19	21,3	52896	----
8:25	76,98	0,199	169544	19	16,5	40976	0,24
8:35	92,84	0,219	203676	19	25,5	63326	0,31
8:45	89,25	0,199	196555	19	25,6	63574	0,32
8:55	91,01	0,239	198932	19	26,0	64568	0,32
9:05	105,29	0,239	230125	19	26,0	64568	0,28
9:15	92,84	0,239	202927	19	27,1	67299	0,33
9:25	89,25	0,239	195070	19	28,2	70031	0,36
9:35	92,84	0,239	202927	19	28,0	69535	0,34
9:45	92,84	0,278	201593	19	28,3	70280	0,35
MEDIA:	89,26	0,232	195358		23,1	57343	0,29
Operação do sistema estabilizado							
9:55	91,01	0,278	197624	18,0	29,5	72519	0,37
10:05	100,83	0,278	218938	22,0	26,5	67805	0,31
10:15	92,84	0,278	201593	22,2	28,5	73066	0,36
10:25	92,84	0,297	200065	23,0	31,1	80356	0,40
10:35	92,84	0,278	201593	23,2	29,5	76370	0,38
10:45	105,29	0,278	228612	24,0	29,0	75658	0,33
10:55	100,83	0,278	218938	24,2	28,8	75281	0,34
11:05	102,13	0,278	221764	25,6	28,5	75498	0,34
11:15	85,88	0,278	186486	25,8	27,8	73784	0,40
MEDIA:	96,06	0,280	208401	23,1	28,8	74482	0,36

Tabela 4.1: Variação do consumo de vapor, produção de gelo e do COP.

Os valores médios das medidas de temperatura e pressão através da placa de aquisição de dados (CAD12/32) no período em que o sistema operou de forma estável são apresentados na tabela 4.2. Também são apresentados os valores máximos e mínimos para cada canal, assim como os desvios padrões. A coleta de dados foi feita com uma frequência de 0,033 Hz, o que equivale para este período a um total de 185 pontos por canal.

Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (kgf/cm ²)	Desv. Padrão	Valor Máximo	Valor Mínimo
24	24,3		1,444	26,7	21,5
18	113,1		0,834	115,0	111,1
8	13,7		1,881	16,8	9,5
21	35,9		0,433	37,1	34,9
2	40,7		0,623	42,1	39,5
CE	27,5		0,659	28,8	25,7
19	89,7		0,916	91,3	87,5
16	89,4		0,862	91,0	87,4
15	45,3		0,612	46,6	43,8
20	52,5		0,858	54,6	50,9
7	-6,3		1,312	-3,6	-10,2
5	12,5		2,504	16,7	5,5
10	34,6		0,545	35,9	33,1
4	26,9		1,307	30,1	24,7
8		2,108	0,278	2,9	1,57
2		12,256	0,296	12,8	11,3
3		11,834	0,658	12,3	9,1

Tabela 4.2: Valores médios de temperatura e pressão, para operação estável

No apêndice A pode-se ver a variação dos valores de temperatura e pressão cada um dos pontos em função do tempo tanto para a fase inicial de operação do ciclo (figuras A1 a A6) como para a fase de operação estável e de coleta de dados (figuras A7 a A16). A figura A16 mostra a variação da pressão no condensador quando o transdutor de pressão foi instalado na saída do condensador.

Os valores das concentrações das soluções pobre e rica durante a fase inicial de operação do sistema foram de 0,39 (solução rica) e 0,32 (solução pobre). Nesta fase foi analisada apenas uma amostra (às 9:00 hs) quando o sistema já estava mais estável.

Durante a fase de coleta de dados foram retiradas 3 amostras de cada solução com um intervalo de 30 minutos. A média dos valores foi de 0,38 para solução rica e 0,31 para solução pobre.

A concentração de água no evaporador foi medida no início de operação do sistema e mostrou-se menor que 0,1%. No final da fase de coleta de dados a porcentagem de água no evaporador ficou menor que 2%. Para os cálculos consideramos a concentração de amônia igual a 1.

A vazão de solução rica medido na placa de orifício foi praticamente constante. Na realidade durante o final da fase de congelamento (quando a pressão de baixa atingia o mínimo) o fluxo de solução rica tendia a diminuir um pouco (máximo 5%), assim como durante o degelo com o aumento da pressão de baixa a vazão aumentava (máximo 5%). Para os cálculos foi considerado o valor médio de 727,82 kg/h.

Calculou-se o fluxo de amônia e de solução pobre a partir das concentrações e do fluxo de solução rica.

O cálculo das demais propriedades, assim como dos fluxos de entalpia e exergia para cada

um dos pontos da figura 3.2.1 são apresentados na tabela de estado do sistema no apêndice B.

A partir dos valores calculados na tabela de estado podemos realizar o balanço de energia do sistema.

BALANCO ENERGETICO			
EQUIPAMENTO	Q(+) (kJ/h)	Q(-) (kJ/h)	W(+) (kJ/h)
GERADOR	208581		
CONDENSADOR		87215	
VALVULA VI		0	
EVAPORADOR	75249		
ABSORVEDOR		123232	
BOMBA DE SOLUÇÃO			1240
AUXILIARES			2647
RESFRIADOR DE SP		38229	
TOTAL	283830	248675	3887

Tabela 4.3: Balanço de energia

As variações de exergia e cálculo das irreversibilidades são mostrados na tabela abaixo:

EQUIPAMENTO	Ex (+)		I		Ex (útil)	
	(kJ/h)	(%)	(kJ/h)	(%)	(kJ/h)	(%)
GERADOR	54706	93,37	16882	28,81		
BOMBA DE SOL.	1240	2,12	294	0,50		
AUXILIARES	2647	4,52	529	0,90		
CONDENSADOR			2437	4,16		
EVAPORADOR			4259	7,27	6078	10,37
ABSORV			7145	12,19		
VÁLVULA EXP.			369	0,63		
PRE-AQUEC. SR			13181	22,50		
SUBRESFRIADOR			1181	2,02		
RESFR. DE SP			4120	7,03		
PERDAS			2118	3,61		
TOTAL	58594	100,00	52516	89,63	6078	10,37

Tabela 4.4: Fluxos de exergia e irreversibilidades em cada equipamento.

O cálculo das eficiências energéticas e exergéticas pode ser visto na tabela abaixo:

Os diagramas dos fluxos de energia e exergia são mostrados nas figuras 4.1 e 4.2.

Durante o degelo o vapor de amônia que está no condensador é enviado para o evaporador, condensando-se devido a baixa temperatura. A fim de avaliar a quantidade de amônia que é enviada para o evaporador durante o período de degelo (1 minuto) foi considerado que toda a amônia produzida durante este período seja enviada para o evaporador. Desta forma a partir da temperatura da amônia na saída da coluna (40,7°C), a temperatura do evaporador (-10°C), a diferença de entalpia da amônia entre este dois pontos (13.355,8 kJ/kg) e a quantidade de amônia

produzida durante um minuto (1,231 kg), encontramos o valor de 1.668,52 kJ transferidos no evaporador durante cada ciclo de degelo. Como são 6 ciclos de degelo por hora encontramos a quantidade de calor por hora transferida no evaporador devido ao descongelamento por gás quente (10.011 kJ/h).

Eficiência do sistema de refrigeração por absorção		
Energéticas	Equação	Valor
COP _{ideal} (Carnot)	$\frac{T_E \times (T_G - T_O)}{(T_O - T_E) \times T_G}$	2,014
COP _(bruto)	$\frac{\dot{Q}_{\text{gelo}}}{\dot{Q}_{\text{vapor}}}$	0,361
COP	$\frac{\dot{Q}_{\text{gelo}}}{\dot{Q}_{\text{vapor}} + \dot{W}_{\text{total}}}$	0,354
Exergéticas	Equação	Valor
Ψ_{ideal} (Szargut)	$\frac{(T_G - T_O - 2 \times \Delta T) \times (T_E - \Delta T) \times (T_O - T_E) \times T_G}{(T_O - T_E + 2 \times \Delta T) \times (T_G - \Delta T) \times (T_G - T_O) \times T_E}$	0,304
Ψ_Q	$-\frac{Q_E}{Q_G} \times \frac{(T_E - T_O)}{T_E} \times \frac{T_G}{(T_G - T_O)}$	0,179
Ψ_{bruta} (Kotas)	$\frac{\Delta Ex_{\text{gelo}}}{\Delta Ex_{\text{vapor}}}$	0,111
Ψ (Kotas)	$\frac{\Delta \dot{E}x_{\text{gelo}}}{\Delta \dot{E}x_{\text{vapor}} + \dot{W}_{\text{bomba}} + \dot{W}_{\text{acessórios}}}$	0,104

Tabela 4.5: Eficiência energética e exergética do ciclo.

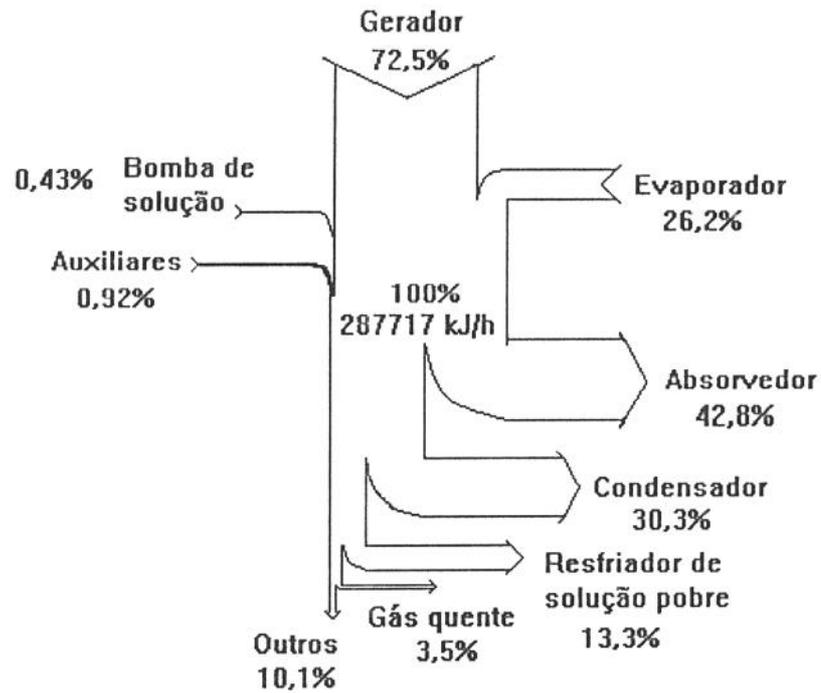


Figura 4.1 : Fluxo de ENERGIA no sistema de absorção.

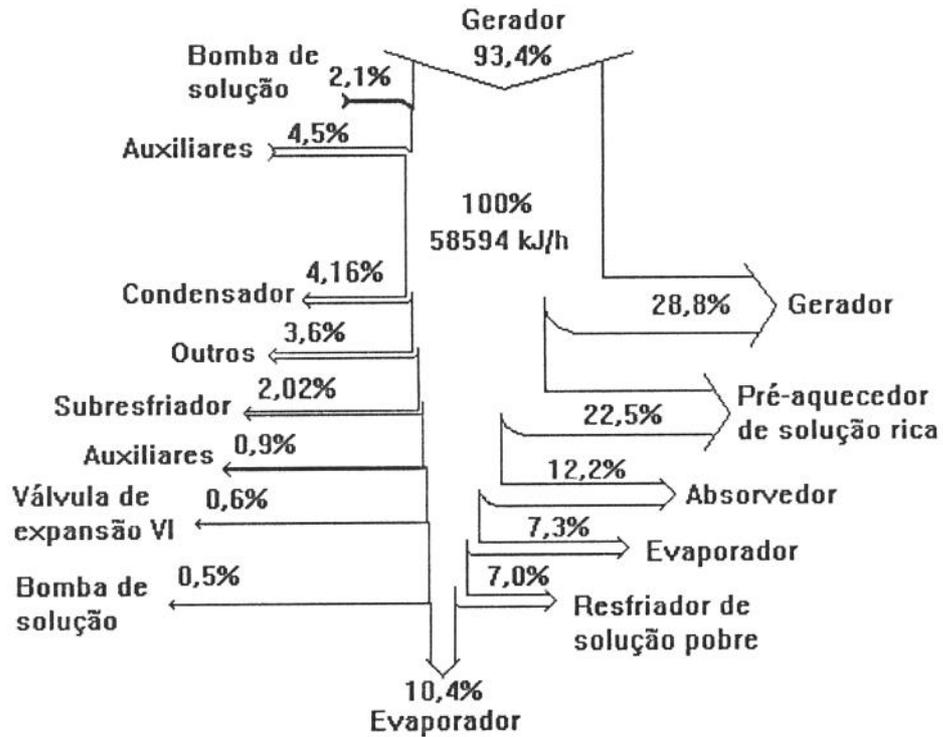


Figura 4.2 : Fluxo de EXERGIA do sistema de absorção.

Na tabela 4.6 são apresentados os resultados obtidos em avaliações exergeticas de sistemas de refrigeração por absorção por Szargut (1988) e por Jordan (1985) em comparação com os resultados obtidos no presente trabalho.

CARACTERÍSTICAS	HC-UNICAMP (1994)	SZARGUT (1988)	JORDAN (1985)
Par refrigerante	água-amônia	água-amônia	água-amônia
Capacidade Frigorífica (kW)	23	140	421
Fonte de Calor	vapor d'água (278 kPa)	vapor d'água (588 kPa)	vapor d'água (544 kPa)
Temperatura de Evaporação (°C)	-10	-33	-22
COP (%)	36	40	42
Eficiência Exergetica (%)	10	8	16
Principais fontes de irreversibilidade:	<ul style="list-style-type: none"> • Gerador (29%) • Pré-aquecedor de SR (22%) • Absorvedor (12%) 	<ul style="list-style-type: none"> • Gerador (19%) • Absorvedor (16%) • Evaporador (14%) 	<ul style="list-style-type: none"> • Gerador (25%) • Pré-aquecedor de SR (27%) • Absorvedor (16%)

Tabela 4.6: Comparação dos resultados obtidos no sistema de absorção da UNICAMP com outros sistemas descritos na bibliografia.

Capítulo 5

Discussão dos Resultados

A avaliação termodinâmica realizada, apesar de todas as simplificações consideradas, mostra-nos que o sistema operou com uma eficiência energética ($COP = 0,361$) menor que a esperada, pois o para um ciclo de absorção água-amônia um valor de COP de 0,4 a 0,5 seria razoável. O sistema porém ainda apresenta perdas energéticas consideráveis, principalmente, no evaporador devido a falta de isolamento e perda de água do reservatório do gerador de gelo.

A avaliação exergética demonstrou que o ciclo tem uma eficiência exergética Ψ de, aproximadamente, 0,10 valor este não muito diferente do descrito na bibliografia. Este valor por sua vez é, por volta de 1/3 do valor da eficiência exergética máxima esperada (0,27) para um sistema reversível funcionando com os mesmos níveis de temperatura e com um diferença finita de temperatura no gerador.

A influência do trabalho realizado pela bomba e pelos equipamentos auxiliares é de 6% no valor da eficiência exergética enquanto que para o COP é de 1,9%.

As maiores irreversibilidades acontecem no gerador devido ao próprio processo de separação e transferência de calor a uma diferença finita de temperatura. Também no pré-aquecedor de SR (incluindo a expansão da SP) a irreversibilidade foi alta devido ao processo de troca de calor (o diferencial de temperatura é relativamente alto neste caso) entre as soluções, e também ao processo de expansão da SP.

Nos diagramas dos fluxos de energia e exergia os valores descritos como "outros" representam a quantidade de energia e exergia que não foram explicadas. Estas diferenças podem ser devidas às simplificações feitas para se realizar a análise ou devido a erros de medida durante a coleta de dados. No evaporador durante os testes observou-se uma perda considerável de água (água próxima a zero graus). No entanto, uma pequena diferença, por exemplo, no cálculo das concentrações das soluções rica e pobre pode levar a erros grosseiros na análise termodinâmica. Esta diferença pode ser causada pelo uso do método da densidade para se medir a concentração das soluções.

Na comparação entre os resultados obtidos neste trabalho com os resultados obtidos por outros autores verificamos que o gerador e o absorvedor foram, em todos os casos, os equipamentos de maior fonte de irreversibilidade. No caso apresentado por Szargurt (1988) o evaporador apresenta também uma alta irreversibilidade devido a baixa temperatura de evaporação (-33°C) empregada.

O uso dos reservatórios de líquido para se medir a produção de amônia mostrou-se ineficiente por vários motivos. Durante o ciclo de degelo devido a queda de pressão no condensador o nível do reservatório varia de forma aleatória inviabilizando qualquer medida. Durante o ciclo de congelamento o nível de amônia no reservatório estava baixo inviabilizando uma medida por um período maior a fim de se obter uma média.

A maioria dos valores de temperatura e pressão medidos apresentaram uma variação cíclica de acordo com os períodos de congelamento e de degelo. Os efeitos destas variações em cada equipamento não acontecem todos no mesmo instante, uma vez que cada processo sofre uma influência do processo imediatamente anterior. Desta forma o emprego dos valores médios de pressão e temperatura para a análise termodinâmica é tanto melhor quanto maior for o período observado em relação ao tempo de cada ciclo.

Capítulo 6

Conclusões e Recomendações

O objetivo do trabalho de se realizar uma avaliação energética e exergética de um sistema experimental de refrigeração por absorção foi plenamente alcançado.

A avaliação termodinâmica realizada apresentou resultados de acordo com o esperado. No entanto, pode-se aprofundar os estudos do sistema, principalmente, no gerador, coluna de retificação e no absorvedor, onde estão as maiores irreversibilidades.

No entanto, é importante que se faça uma análise da viabilidade econômica da aplicação dos sistemas de absorção para diferentes fontes de calor, pois a redução das irreversibilidades do ponto de vista termodinâmico não implica, necessariamente, na redução dos custos. Assim um estudo que envolva parâmetros termodinâmicos e econômicos pode ser uma ferramenta importante na tomada de decisão em diferentes projetos industriais e comerciais onde a geração de frio é necessária.

A bomba de solução se mostrou o ponto de maior problema relacionado a operação do sistema, apresentando problemas de cavitação quando a pressão de sucção vai abaixo de $1,8 \text{ kgf/cm}^2$, além do rápido desgaste das gaxetas de vedação que devem ser trocadas periodicamente. Durante os períodos preliminares foi testada o uso de uma bomba rotativa de palhetas com sistema autolubrificante e acionamento direto, fornecida pela empresa CIMAQ (Petrópolis/RJ). A bomba obteve bom desempenho durante os testes, além de ter um tamanho reduzido (apenas 2 kg) e demandar uma potência menor que a atual bomba do sistema. Recomenda-se o teste de outros tipos de bombas.

Diversos programas de simulação de sistemas de refrigeração por absorção são descritos na bibliografia, assim como são disponíveis no mercado os programas de simulação de processos de engenharia química, como o ASPEN. A montagem experimental permite a verificação experimental de simulações das condições de operação o que pode ser interessante para um estudo de modelamento e otimização do sistema. Pode-se, por exemplo, variar com facilidade a temperatura da água de resfriamento, a pressão do vapor de água no gerador, a espessura do gelo, e a temperatura de retificação, parâmetros estes importantes no dimensionamento de sistemas de absorção.

Na montagem da unidade experimental está previsto um local para instalação de uma unidade de um grupo gerador. Pretende-se avaliar o uso do calor dos gases de escape de um motor de combustão interna para operar o sistema. Da mesma forma está previsto a instalação de um gaseificador de bagaço de cana-de-açúcar, projeto este vinculado à Faculdade de Engenharia Agrícola e financiado pela FAPESP.

Finalmente, é recomendável a operação contínua do sistema, pois longos períodos sem funcionamento conduzem a perdas de refrigerante, entrada de ar no sistema e travamento dos motores auxiliares.

É importante se trabalhar com equipamentos mais complexos que representem os sistemas usuais de operação comercial. Mesmo considerando que esta montagem teve um custo considerável (ver apêndice D) é possível aliar um trabalho acadêmico a equipamentos que terão utilidade prática. Desta forma o sistema de refrigeração por absorção instalado no HC-UNICAMP

poderá atender às necessidades de gelo do Hospital Universitário e do restante da Universidade. A produção gelo operando-se 24 horas por dia pode ser de 4.000 kg. No entanto, algumas modificações e cuidados devem ser observados para a operação contínua do sistema.

Referências Bibliográficas

- ASHRAE - American Society of Heating, refrigeration and Air Conditioning Engineering - "Fundamentals Handbook", cap. 1, 1981 e 1993.
- ASTM, "Manual on the use of thermocouples in temperature measurement", - American Society for Testing and Materials, 4th ed., cap. 8, 1981.
- ATAER E.Ö. and Gö_üs, Y. - "Comparative study of irreversibilities in aqua-ammonia absorption refrigeration systems" - Int. Jr. Refrig.- V.14, March, 1991.
- AURACHER, H. - "The application of exergy to refrigeration process optimization". XV Int. Congress of Refrig., Venezia, Setembro, 18p, 1979.
- BJRSTÖM, H. e W. Raldow. - "Absorption process". Energy Research, Vol 5, pg 43-59, 1981.
- BORGAT, M.J.P. - "Lithium Bromide absorption refrigeration - a calculator program". ASHRAE journal , agosto, pg23-28, 1982
- BROSSARD-PÉREZ, L.F. ; L.A.B.Cortez; R. Guillén-Gordin e A. da Silva. - "A method to determine NH₃ in NH₃-H₂O absorption refrigeration systems". UNICAMP, trabalho não publicado, 1992.
- BUTZ e K. Stephan. - "Dynamic behaviour of an absorption heat pump" Int. Journal of Refrig., vol 12, julho, pg 202-212, 1989.
- CARVALHO, J.G. - "Alternativas para o uso do gás natural em sistemas de refrigeração por absorção". revista ABRVA, 1990.
- CORTEZ, L.A.B.; I.N. Mühle e A. da Silva. - "Refrigeração por absorção com o par água-amônia e seu potencial no caso brasileiro". Revista ABRVA, jan-fev, 1994.
- EL-SAYED, Y.M. e M. Tribus. - "Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures theoretical implementation for use in power cycles analysis" - Proc. of ASME Meeting, Florida, Nov., 17-22, p 89, 1985.
- FIGUEIREDO, J.R. - "Projeto e Modelamento teórico de um sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar" - Tese de Mest., FEM-UNICAMP, 1980.
- GUILLÉN-GORDIN, R. - "Evaluación de los sistemas de enfriamiento por absorción que emplean energía solar" Trabalho apresentado no ISPJAM - Santiago de Cuba, 1989.
- GUIMARÃES, E.T. - "Unidades de Refrigeração por Absorção". Palestra técnica apresentada em 29/07/93 no auditório da FIESP (SP) - Cogear Sistemas de Energia.

- HALÁSZ, J.Z. - "Princípios termodinâmicos do ciclo de refrigeração por absorção" - Publicação FEC 54/89 - UNICAMP, 1989.
- HARVEY, A.B. - "A heat driven cooler for developing countries", ITGD, UK, 1990.
- IZQUIERDO, M. - "Refrigeración de autobuses urbanos e interurbanos utilizando como fuente de energia el calor residual del motor". Proc. Conf. Int. ECOS 92, Zaragoza, Espanha, 1992.
- JABARDO, J.M.S. - "Amônia em sistemas frigoríficos" Revista ABRVA, jan-fev, pg 17-32, 1994.
- JAIN, P.C. e G.K. Gable. - "Equilibrium property data equations for aqua-ammonia mixtures" - ASHRAE Trans. 77, p. 149-150, 1971.
- JINGCHENG, H. - "Absorption cooler in a Diesel locomotive"- Proc. Energy Systems and Ecology, Polonia, V.2, pg 637-652, 1993
- JORDAN, D.P.- "Exergetic evaluation of aqua-ammonia absorption refrigeration system" - Texas Tech University, 1985.
- JORDAN, D.P. - AQUAM - Programa para cálculo de propriedades termodinâmicas de água-amônia. Texas Tech University, 1992.
- KAUSHICK, S.C. e S.C. Bhardwaj - "Theoretical analysis of ammonia-water absorption cycles for refrigeration and space conditioning systems". Energy Research, vol 6, pg 205-225, 1982.
- KOSHKIN, N.N. - "Máquinas frigoríficas". Moscou, URSS, pg 425-480, 1968.
- KOTAS, T.J. - "The exergy method of thermal analysis", pg 29-51, 99-137, Great Britain, 1985.
- LE GOFF, P.; S. de Oliveira Jr.; H. Matsuda; P.M. Ranger, R. Rivero. - "Heat transformers for upgrading waste heat from industrial processes". Proc. of Florence World Energy Research Symposium. Itália, 1990, pg 541-550.
- LUTKE, A. - "Estudo e simulação de um ciclo de absorção intermitente com regeneração solar". Tese de Mestrado, FEM, UNICAMP, 1977.
- MADEF - "Instalação frigorífica à absorção". manual técnico apresentado pela empresa Madef S.A. (Canoas/RS), 1990.
- MARTINS, G. - "Geladeira de absorção acionada por um fogão a lenha - um estudo teórico-experimental" - Tese de Mest., FEM -UNICAMP, 1989.
- MARTINS, G. - "Os ciclos de refrigeração por absorção com bomba e com gás inerte", Trabalho de Curso, FEM - UNICAMP, 1991.

- MARTINS, G. - AMONAGUA - Programa para cálculo de propriedades termodinâmicas de água-amônia. FEM - UNICAMP, 1993.
- MILANÉS, R. P. - "Programa de cálculo de um sistema de enfriamento por absorción". Trab. de diploma. ISPJAM, Santiago de Cuba, CUBA, 1990.
- PEREZ-BLANCO, H. e R. Radermacher. - "Absorption: an update". ASHRAE journal, nov., pg 25-26, 1986.
- RENON, H., J.L. Guillevic, D. Richon, J. Boston e H. Britt. - "A cubic equation of state representation of ammonia-water vapour-liquid equilibrium data" - Int. J. Refrig., Vol 9, pg 70-73, 1986.
- RUITER, J.P. - "Simplified thermodynamics description of mixtures and solutions" Rev. Int. du Froid, vol 13, julho, pg 223-236, 1990.
- SCATCHARD, G., L.F. Epstein, J. Warburton Jr. e P.J. Cody - "Thermodynamic properties-saturated liquid and vapor of ammonia-water mixtures" - Journal of ASRE, May, 1947.
- SCHULTZ, S.C.G. - "Equations of state for the system ammonia-water for use with computers" - Proc. XIII Int. Cong. Refrig. p. 431-436, Washington, 1971.
- STEPHAN, K. - "History of absorption heat pumps and working pair developments in Europe". Int. Journal of Refrig., vol 6, maio, pg 160-166, 1983.
- SZARGUT, J. - "Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes" - Hemisphere Publishing Corporation, 1988. p 152-160.
- VALERO, A. e M.A. Lozano - "Curso de Termoeconomia". Apostila, Vol 1, pg 6, Univ. Zaragoza, Espanha, 1994.
- VIANNA, J.N.de S. - "Simulação digital de um sistema de refrigeração por absorção". Tese de Mest. - UFSC - Florianópolis, 149p., 1974.
- ZIEGLER, B. e Ch. Trepp. - "Equation of state for ammonia-water mixtures". Rev. Int. Froid, Vol 7, _2, pg 101-106, 1984.
- ZURITZ, C.A. e PEREZ-BLANCO, H. - "Solar-assisted absorption-refrigeration system for cold storage of perishable agricultural products" - FPEI NEWS-ASAE, Vol 27, Oct., _2, 1993.

Apêndice A

Variação das medidas de temperatura e pressão no sistema de refrigeração por absorção.

Período inicial de operação do sistema

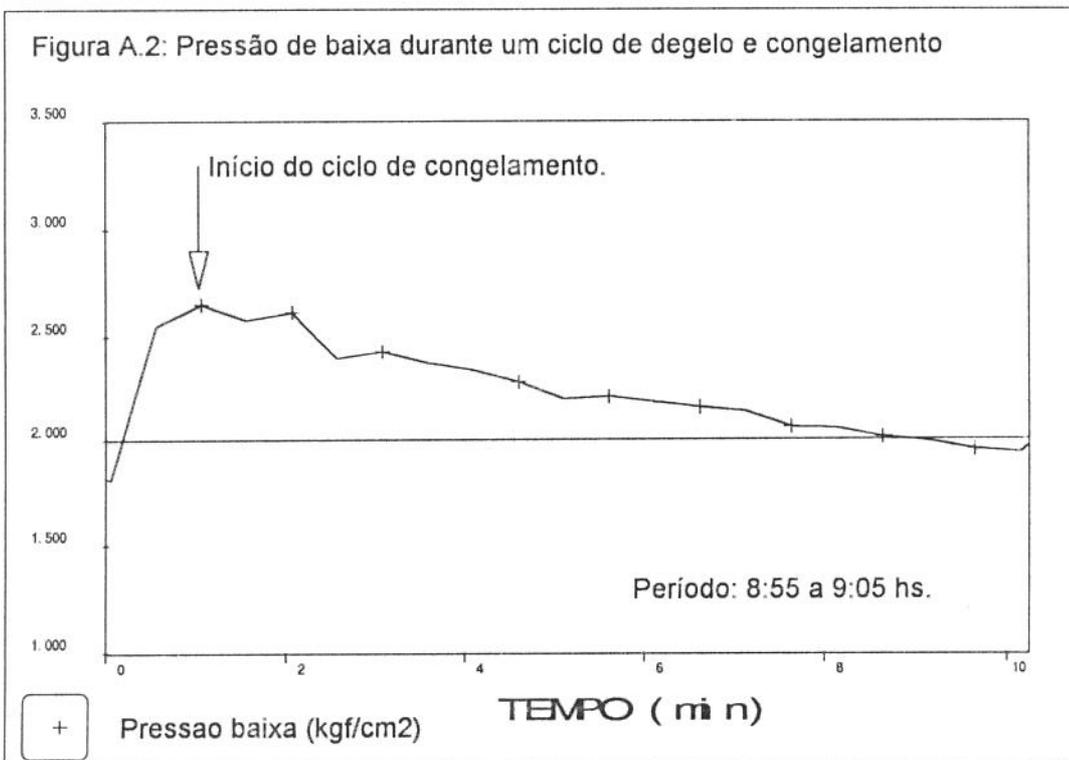
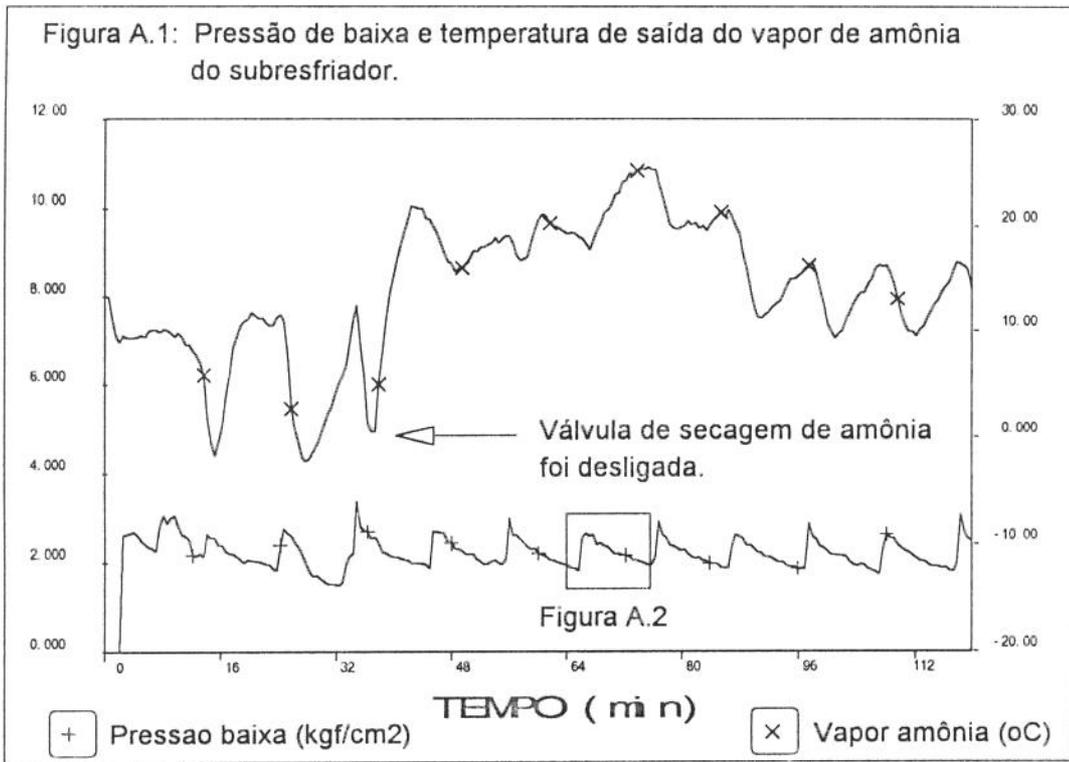


Figura A.3: Temperatura de saída do vapor de amônia da coluna de retificação

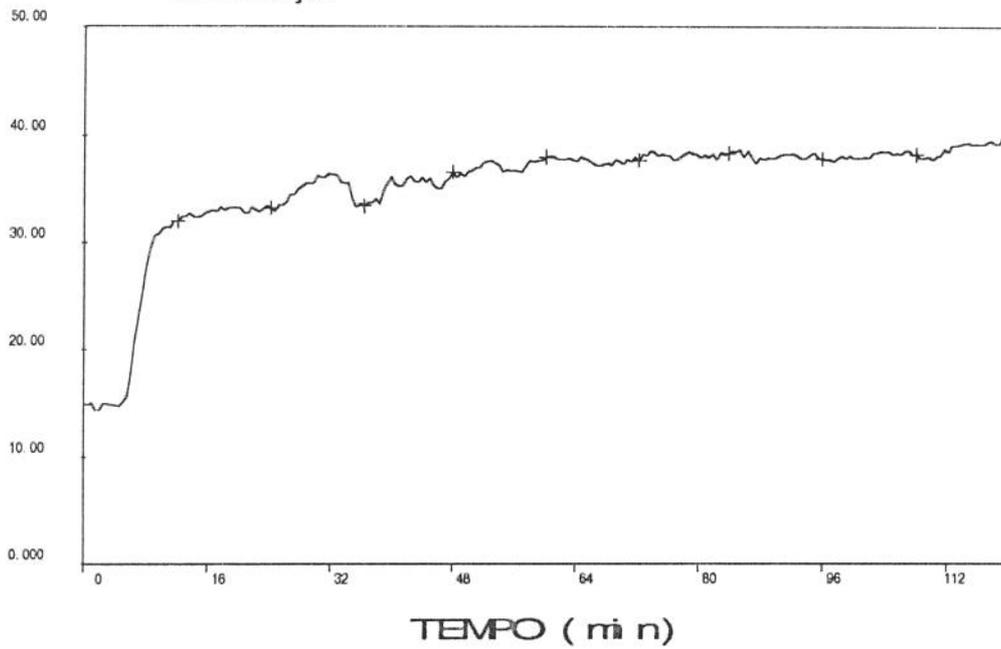
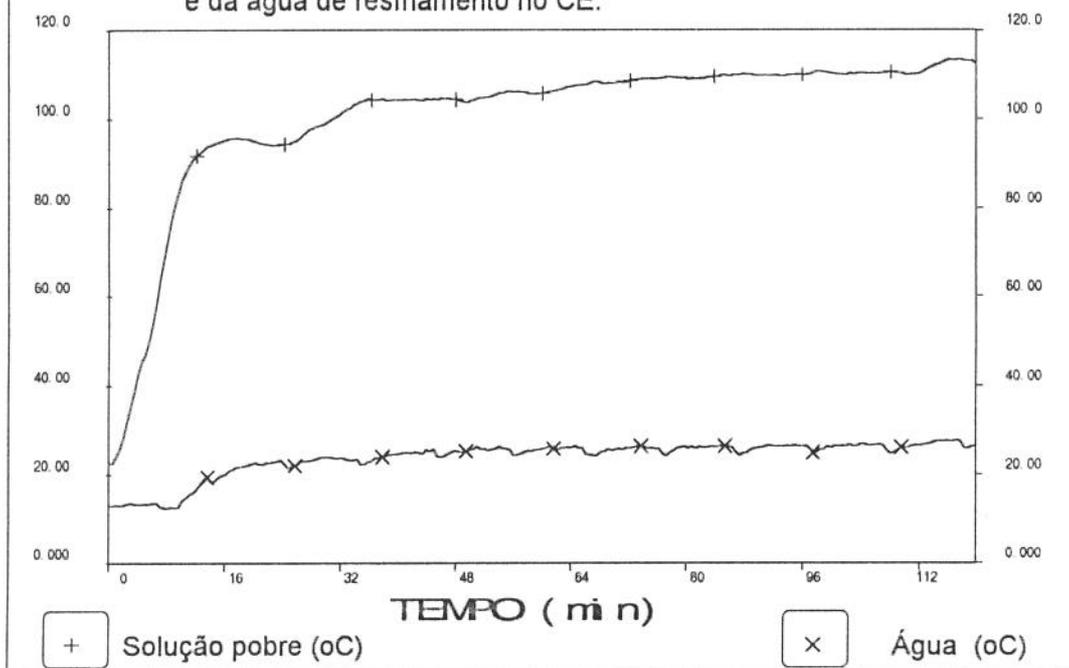
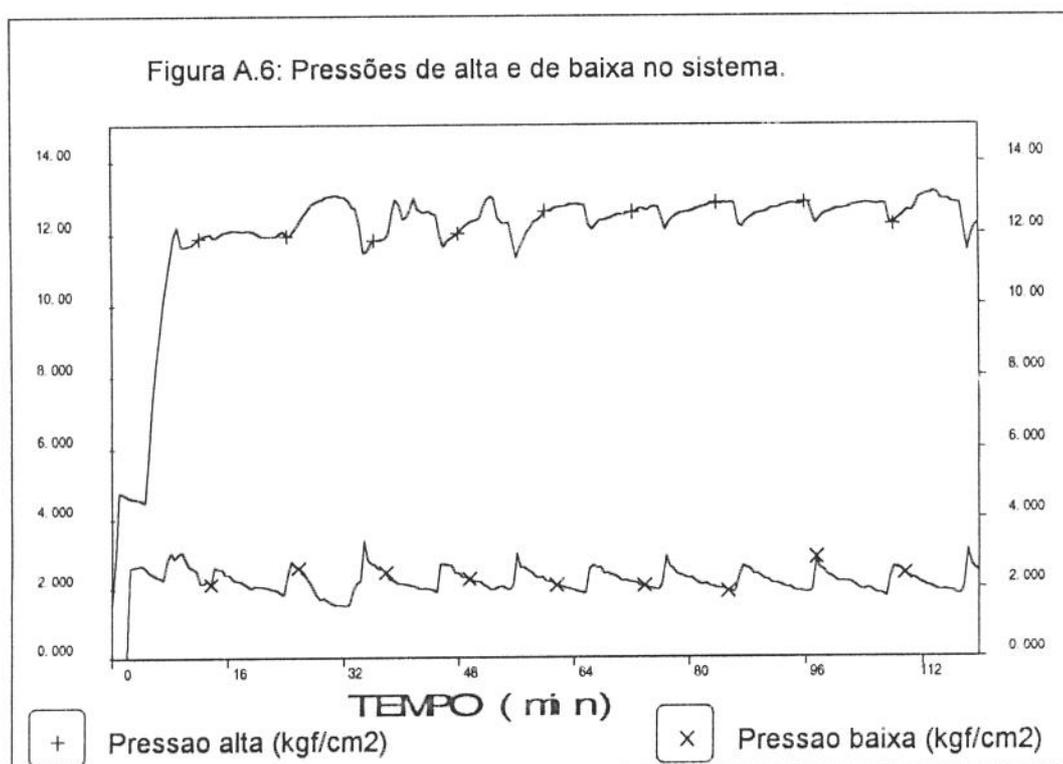
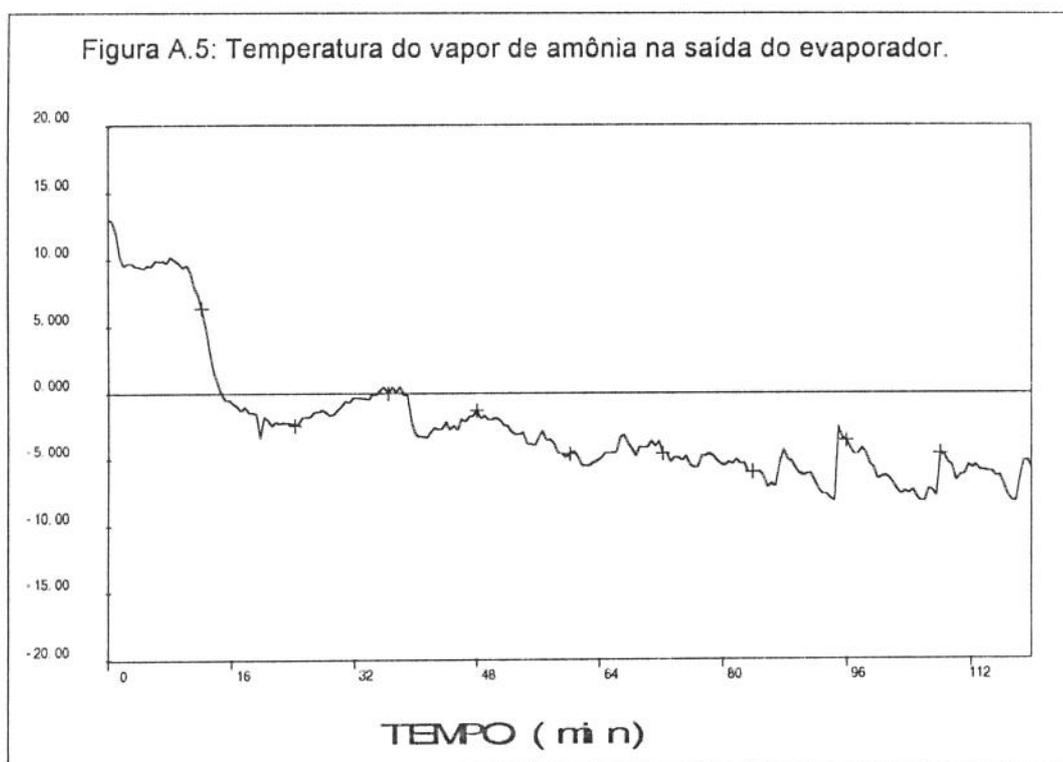
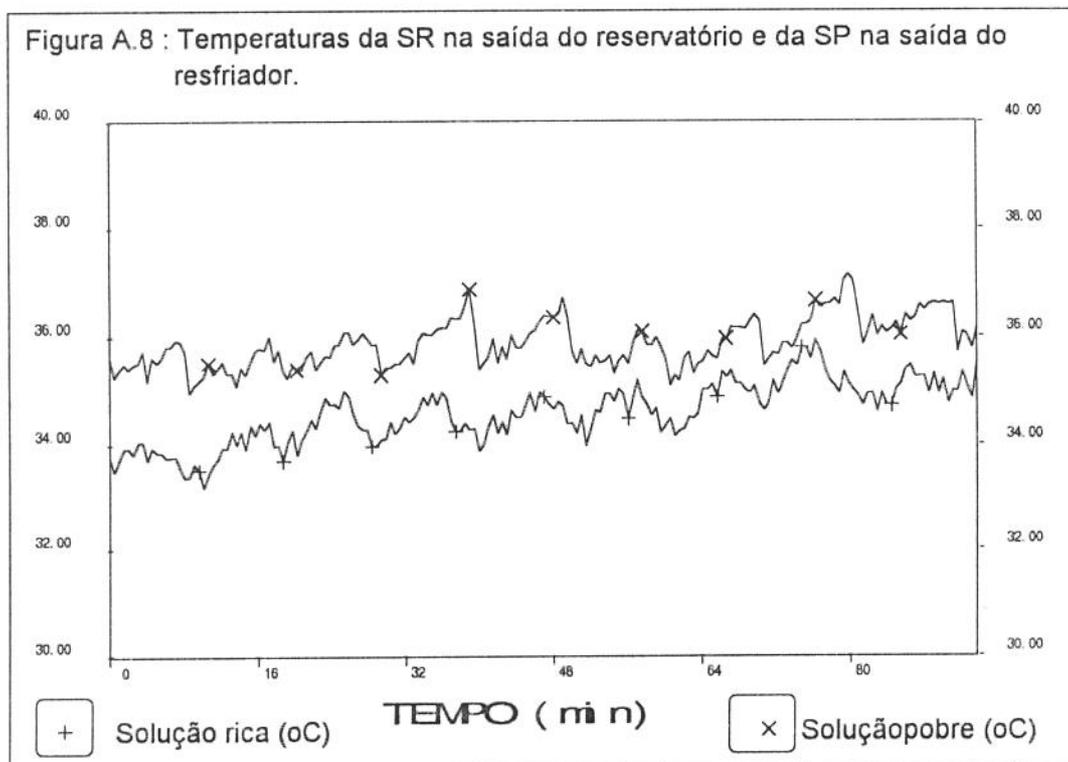
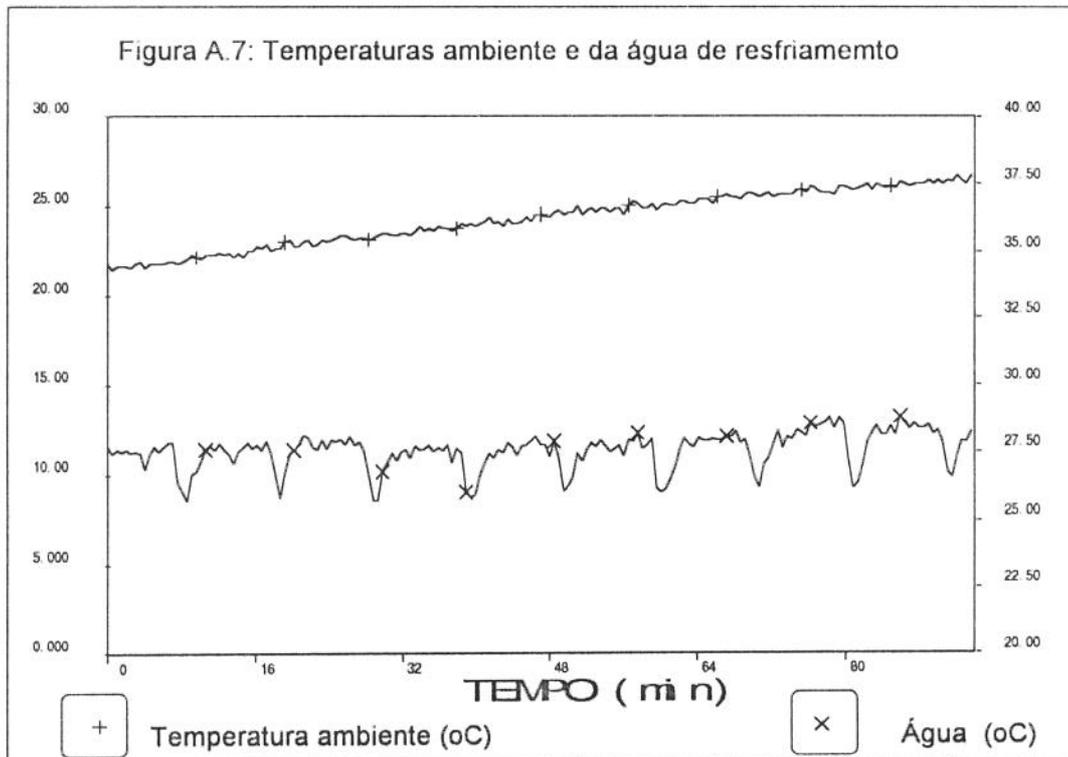


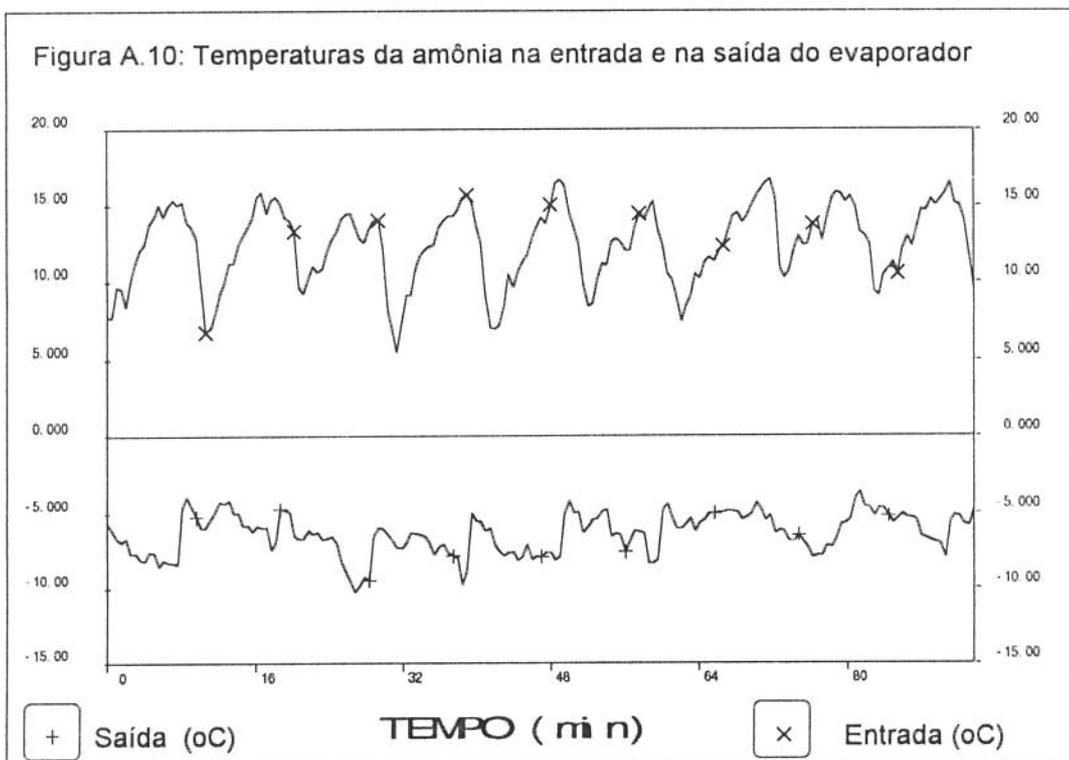
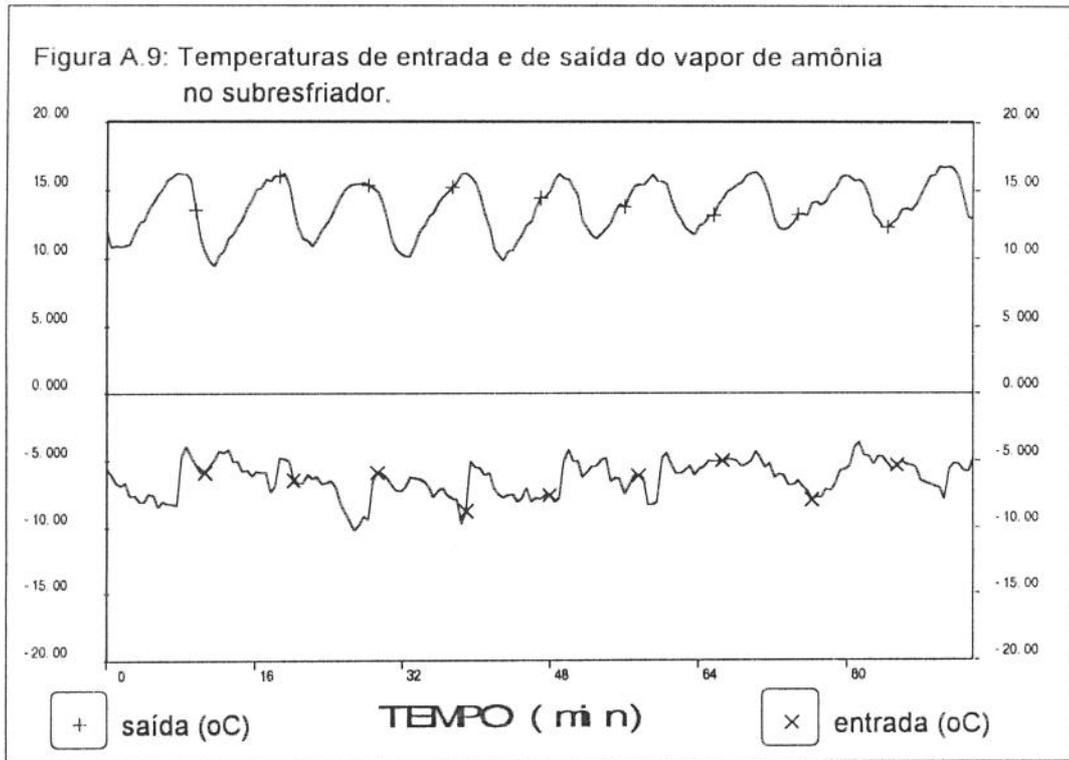
Figura A.4: Temperaturas da solução pobre na saída do gerador e da água de resfriamento no CE.

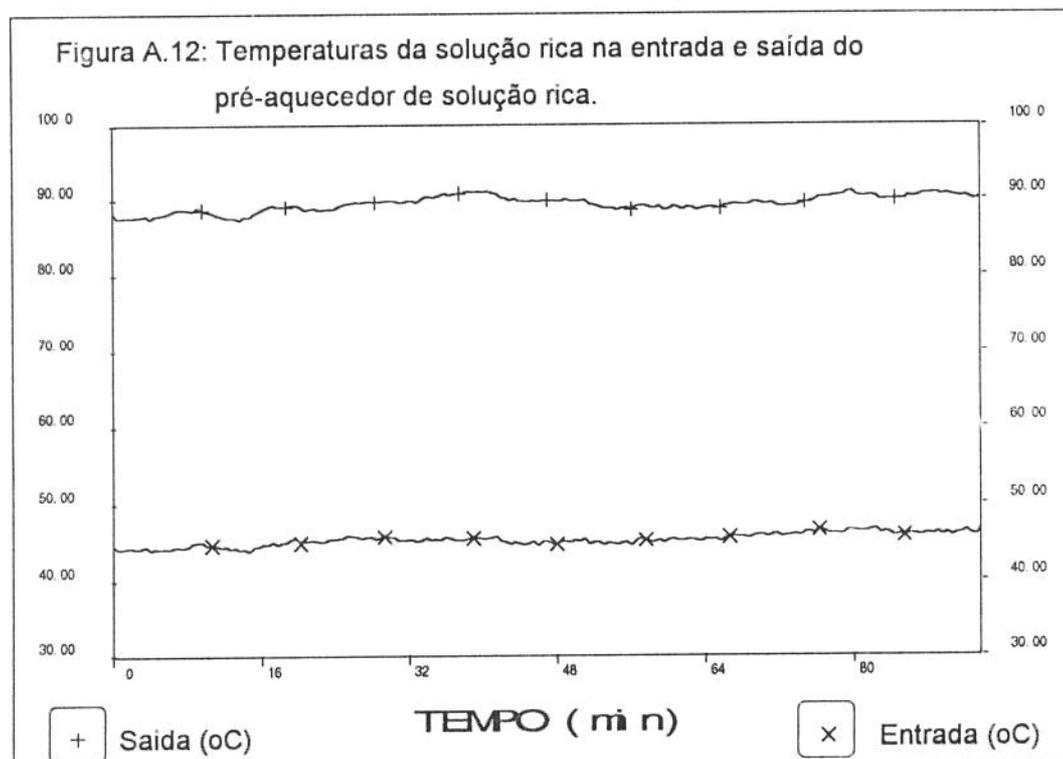
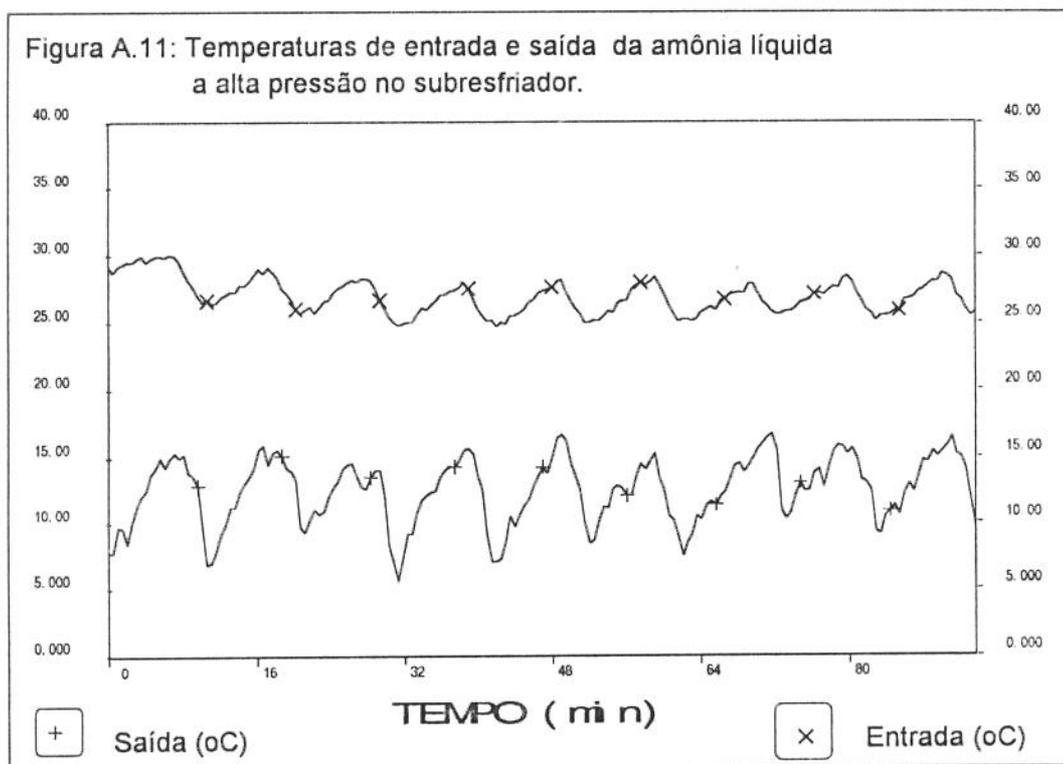


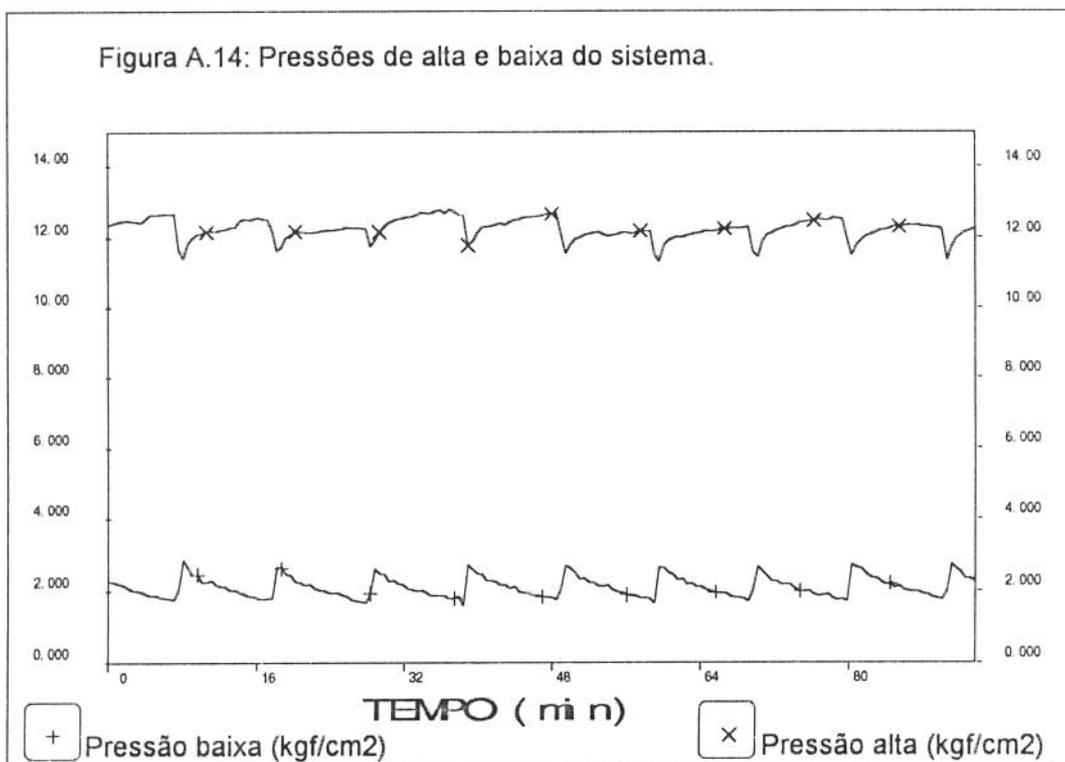
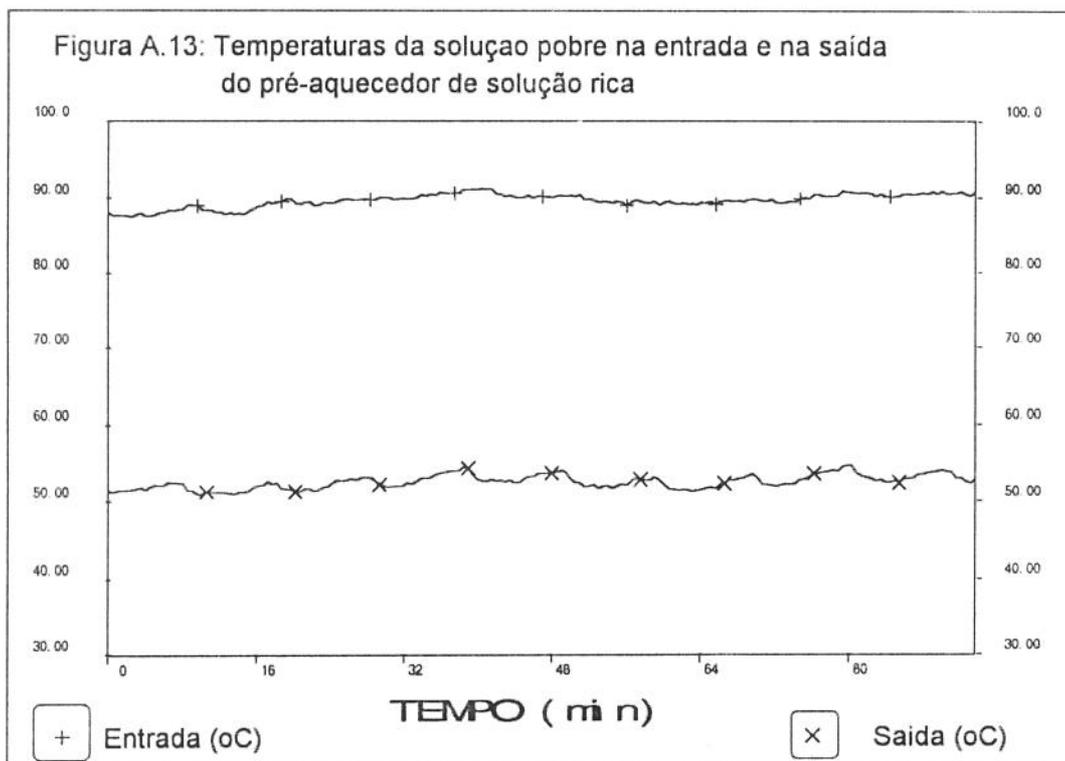


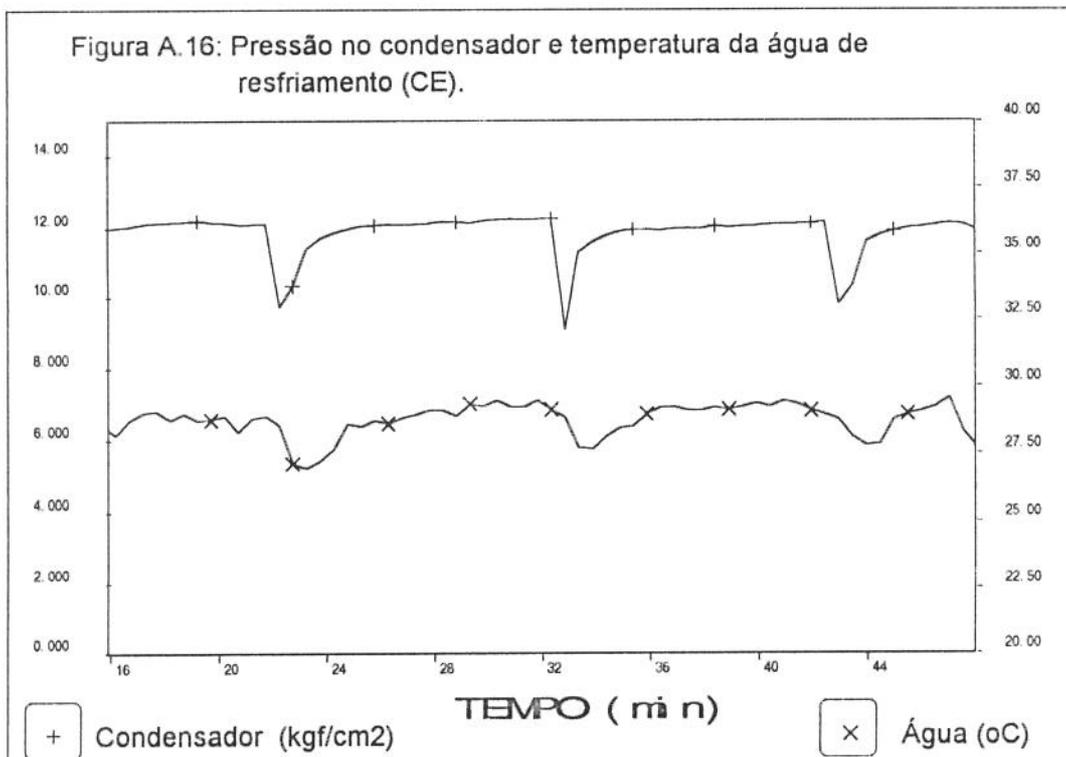
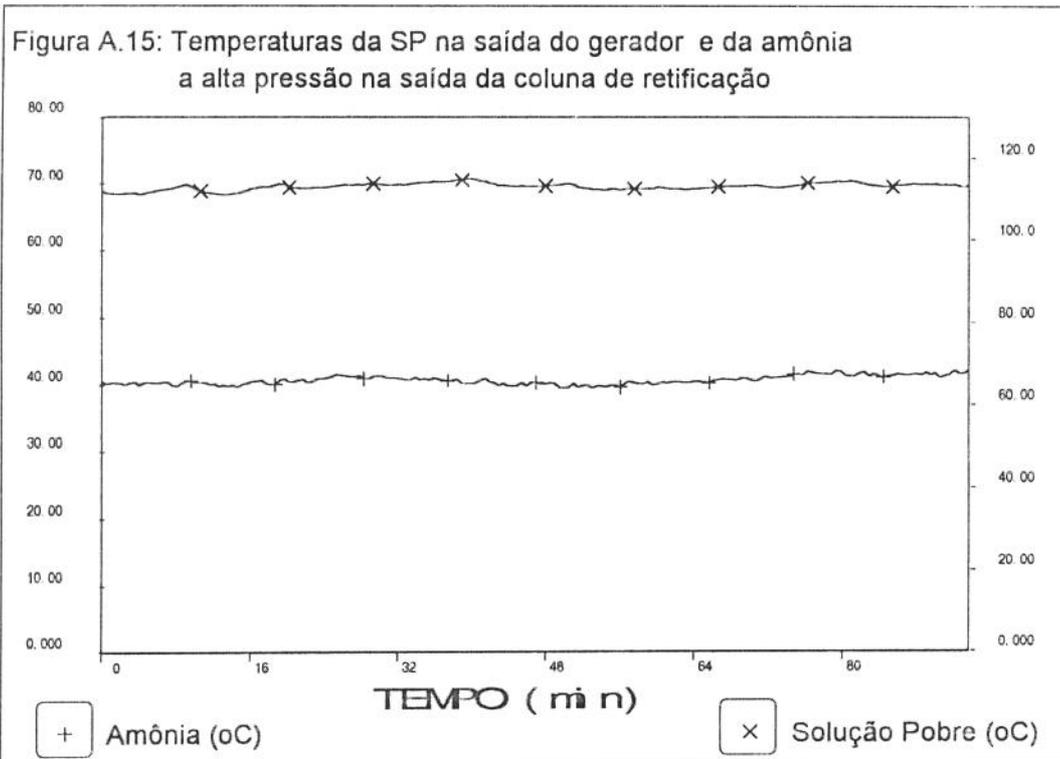
Período de operação estável do sistema











Apêndice B

Tabela de estado do sistema de refrigeração por absorção.

Ponto	Descrição	Temp °C	Pressão MPa	ξ	ESTADO Título (%)	h AQUAM kJ/kg	s AQUAM kJ/kg.K	ex AQUAM kJ/kg	m kg/h	H kJ/h	S kJ/h.K	Ex kJ/h
1	amonía	40,70	1,2970	1,00	VAP SUP	1309,600	4,29440	20162,00	73,84	96696,82	317,09	1488700
2	amonía	27,00	1,1180	1,00	LIQ SAT	128,420	0,44431	20129,00	73,84	9482,14	32,81	1486263
3	amonía	27,00	1,1180	1,00	LIQ SAT	128,420	0,44431	20129,00	73,84	9482,14	32,81	1486263
4	amonía	12,50	1,1180	1,00	LIQ SUB	59,454	0,20886	20130,00	73,84	4389,90	15,42	1486337
5	amonía	-6,33	0,3367	1,00	6,92	59,454	0,22465	20125,00	73,84	4389,90	16,59	1485968
6	amonía	-6,35	0,3367	1,00	VAP SAT	1254,100	4,70240	19985,00	73,84	92598,87	347,21	1475631
7	amonía	13,80	0,3070	1,00	VAP SUP	1306,500	4,93480	19968,00	73,84	96467,93	364,37	1474375
9	sol. rica	34,60	0,3070	0,38	LIQ SUB	-89,297	0,28476	7479,20	727,82	-64992,23	207,25	5443519
10	sol. rica	34,60	0,3070	0,38	LIQ SUB	-89,297	0,28476	7479,20	727,82	-64992,23	207,25	5443519
11	sol. rica	34,70	1,2970	0,38	LIQ SUB	-87,593	0,28616	7480,50	727,82	-63752,02	208,27	5444465
12	sol. rica	34,70	1,2970	0,38	LIQ SUB	-87,593	0,28616	7480,50	727,82	-63752,02	208,27	5444465
13	sol. rica	43,30	1,2970	0,38	LIQ SUB	-49,159	0,40576	7483,20	727,82	-35778,95	295,32	5446430
14	sol. rica	43,30	1,2970	0,38	LIQ SUB	-49,159	0,40576	7483,20	727,82	-35778,95	295,32	5446430
15	sol. rica	27,50	1,2970	0,38	LIQ SUB	167,430	1,02800	7514,60	727,82	121859,07	748,20	5469284
16	sol. rica	27,50	1,2970	0,38	LIQ SUB	167,430	1,02800	7514,60	727,82	121859,07	748,20	5469284
17	sol. rica	113,10	1,4070	0,31	LIQ SAT	309,000	1,38140	6141,50	653,98	202081,08	903,41	4016443
18	sol. pobre	89,70	0,3070	0,31	LIQ SUB	15,170	0,58072	6086,40	653,98	9920,94	379,78	3980409
19	sol. pobre	52,50	0,3070	0,31	LIQ SUB	-58,455	0,35512	6080,10	653,98	-38228,64	232,24	3976289
20	sol. pobre	35,90	0,3070	0,31	LIQ SUB	2721,800	7,01730	634,16	96,06	261456,11	674,08	60917
21	vapor in	130,97	0,2780		VAP SAT	550,440	1,64460	64,66	96,06	52875,27	157,98	6211
22	vapor out	130,97	0,2780		LIQ SAT	102,040	0,35754	0,00	172,80	17632,51	61,78	0,59
23	água in	24,30	0,1013		LIQ SUB	-333,430	-1,22100	30,61	172,80	-57616,70	-210,99	6078
24	água out	0,00	0,1013		SOL SAT							
25	gelo out	27,50										
26	água resf.											

Tabela B. 1: Tabela de estado do sistema de refrigeração por absorção (referentes a figura 3. 2. 1)

Apêndice C

Manual de operação do sistema de refrigeração por absorção instalado na UNICAMP

MANUAL DE OPERAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO INSTALADO NO HC- UNICAMP

INTRODUÇÃO

As instalações frigoríficas de absorção aproveitam, para a produção de frio, fontes de energia das mais vantajosas, como o calor residual em indústrias químicas, queima de gás natural, resíduos, carvão, lenha ou GLP, gases de descarga de motores de combustão interna, caldeiras e turbinas.

O sistema de refrigeração por absorção se baseia no fato de que os vapores de alguns fluídos frigorígenos conhecidos são absorvidos em grandes quantidades por certos líquidos ou soluções salinas. Da solução resultante desta mistura pode ser o fluído frigorígeno separado novamente, por meio da adição de calor. O sistema de absorção mais comum é aquele que utiliza a amônia (NH₃) como fluído frigorígeno e a água como absorvente.

As vantagens da instalação de absorção, sobre a de compressão são as seguintes:

- Montagem e operação simples;
- Manutenção reduzida, pela ausência de partes móveis (exceto bombas) e a vida útil da instalação é bem maior;
- Regulagem da capacidade de 100 a 10% com rendimento constante;
- Aceita sobrecargas de capacidade;
- Insensível à entrada de umidade e à aspiração de líquido;
- Consome de 5 a 10% da energia elétrica que uma instalação de compressão com igual capacidade frigorífica consumiria;
- Baixo nível de ruído e de vibração;
- Evaporadores não são contaminados por óleo, mantendo sua capacidade de troca térmica e dispensando manutenção.

CARACTERÍSTICAS DA INSTALAÇÃO

O sistema de refrigeração por absorção instalado no Hospital das Clínicas (HC) da UNICAMP foi projetado e construído pela empresa MADEF S.A. (Canoas /RS). O sistema opera com o par água-amônia como fluído de trabalho e utiliza como fonte de calor uma pequena parte do vapor de processo gerado nas caldeiras a óleo do hospital. As principais características do sistema são descritas a seguir:

- Capacidade de Refrigeração: 20.000 kcal/h.
- Temperatura de evaporação: -10⁰C.
- Condensador, Absorvedor e Resfriador de solução pobre refrigerados através de um condensador evaporativo.
- Uso de energia térmica: 40.000 kcal/h a 110⁰C.
- Potência elétrica instalada (220 v - trifásico):
 - bomba de solução: 1,0 cv;
 - bomba d'água do condensador: 0,5 cv;
 - ventilador do condensador: 1,0 cv;

- bomba d'água do gerador de gelo: 0,5 cv;
- britador de gelo: 1,0 cv;
- Evaporador tipo inundado para produção de gelo em escama.
- Capacidade nominal de produção de gelo: 20 kg/ciclo.
- Duração do ciclo de congelamento: 10 minutos.
- Descongelamento feito com vapor quente (do condensador).
- Duração do ciclo de descongelamento: 1 minuto.
- Espessura do gelo: 5 a 6 mm.

FUNCIONAMENTO DO CICLO

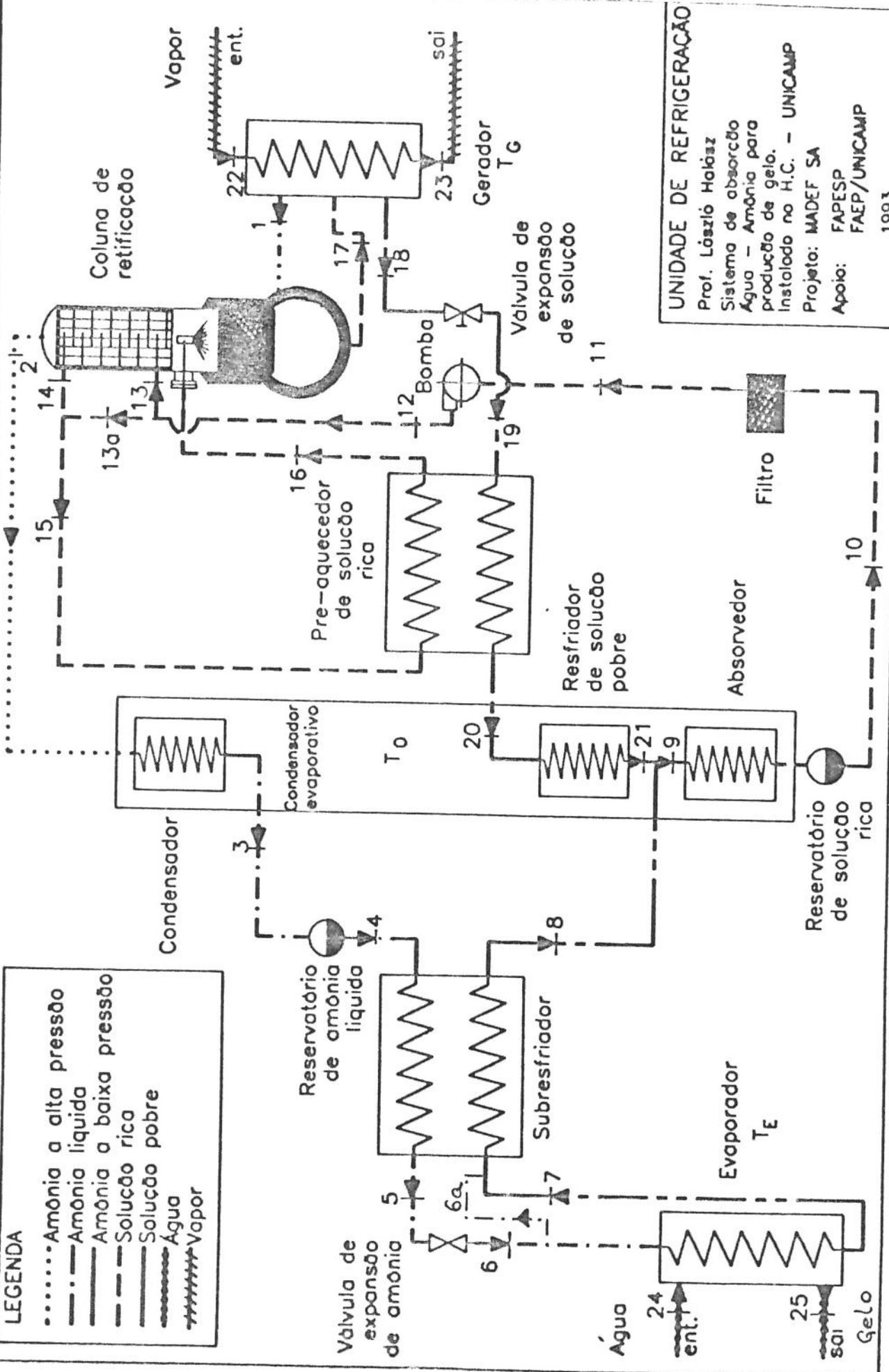
Através da **figura 1** podemos compreender o funcionamento do ciclo. Como podemos ver os equipamentos que trabalham em alta pressão (pressão do gerador) estão desenhados na parte superior do esquema, e os equipamentos que trabalham na pressão de evaporação (baixa pressão) na parte inferior. No ciclo podemos, também, distinguir três faixas de temperaturas principais: a direita, a alta temperatura do gerador (T_G), no centro a temperatura da água de resfriamento (T_O) e a esquerda a temperatura de evaporação (T_E).

No **gerador** através do aquecimento pelo vapor d'água temos a separação, a alta pressão, da solução rica (solução de água e amônia a uma determinada concentração) que entra no gerador através do fluxo (17). Na parte superior do gerador há a formação de vapor de amônia a alta concentração que através de (1) passa para a **coluna de retificação**, onde encontra a solução rica descendo em contra-corrente havendo, portanto, uma transferência de calor e massa, e um consequente aumento da concentração de amônia no vapor. O vapor continua subindo na coluna até a parte superior onde será resfriado através do fluxo de solução rica que passa pelo topo da coluna. Quando o vapor é resfriado há uma condensação parcial de vapor (maior parte de vapor d'água) aumentando ainda mais a concentração de amônia no vapor que sai em (2).

O vapor de amônia segue então para o **condensador evaporativo** onde será resfriado até que todo ele seja condensado e siga para o **reservatório de líquido** (3). Deste a amônia líquida passará pelo **subresfriador** onde cederá calor para o vapor de amônia que sai do evaporador. Do subresfriador a amônia segue (5) para a **válvula de expansão** onde sofrerá um processo de expansão até a pressão de evaporação (6) com o consequente abaixamento da temperatura. No **evaporador** a amônia evapora-se dentro dos tubos anulares de evaporação retirando calor da água que escorre pela parte externa dos tubos anulares e produzindo gelo. O vapor de amônia, assim formado, sai do evaporador (7) e segue para o subresfriador onde sofrerá um processo de superaquecimento a baixa pressão. O vapor segue, então para o **absorvedor** (8), onde entra em contato com a solução pobre na entrada do absorvedor (9). A solução pobre à alta pressão, proveniente da parte inferior do gerador (18) sofre um processo de expansão até a pressão de absorção, e segue por (19) para o **pré-aquecedor de solução rica** onde cederá calor para a solução rica. Deste a solução pobre segue (20) para o condensador evaporativo onde será subresfriada no **resfriador de solução pobre** até a temperatura ideal para o início da absorção em (9). No **absorvedor** a solução pobre sobe pela serpentina absorvendo os gases e aumentando a sua concentração de amônia formando assim a solução rica que será armazenada no **reservatório de solução rica**. Esta solução passa por um conjunto de filtros (10) para então ser bombeada pela bomba de solução (11) até a pressão do gerador (12). Esta solução é pré-aquecida quando passa pela coluna de retificação (13) e pelo pré-aquecedor de solução rica (15). A solução em (16) entra na coluna e segue então para o gerador (17) onde será novamente separada completando o ciclo.

LEGENDA

- Amônia a alta pressão
- Amônia líquida
- Amônia a baixa pressão
- Solução rica
- Solução pobre
- Água
- Vapor



UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO
 Prof. László Holász
 Sistema de absorção
 Água - Amônia para
 produção de gelo.
 Instalado no H.C. - UNICAMP
 Projeto: MADEF SA
 Apoio: FAPESP
 FAEP/UNICAMP
 1993

FIGURA 1

PRINCIPAIS EQUIPAMENTOS

1. Expulsor ou gerador (figura 2)
 - Válvula reguladora de pressão para o vapor d'água (V1)
2. Coluna de retificação (figura 5)
 - Válvula de pressão constante no topo da coluna (V2)
 - Bóia mecânica de solução
3. Condensador evaporativo (C.E.):
 - Condensador
 - Absorvedor
 - Resfriador de Solução Pobre
4. Subresfriador
5. Evaporador ou gerador de gelo
 - válvula solenóide de amônia (S2)
 - válvula solenóide de gás quente (S3)
 - válvula solenóide de secagem de amônia (S4)
 - válvula de gás quente normalmente fechada (VANF)
 - válvula de vapor de amônia normalmente aberta (VANA)
 - bóia mecânica de amônia
6. Câmara frigorífica para armazenamento do gelo
7. Trocador de calor de solução pobre x rica
8. Bomba de solução
9. Reservatórios de líquido (amônia):
 - alta pressão (figura 4)
10. Reservatório de solução rica
11. Dispositivos de segurança:
 - válvulas de segurança
 - pressostato de alta
 - válvula solenóide de vapor d'água (S1)
12. Filtros
13. Sistema elétrico e painel de controle (figuras 1 e 2)
14. Instrumentos de medida e o sistema de aquisição de dados via computador

1. Gerador

O gerador ou expulsor (figura 2) é um trocador de calor tipo casca-tubo com solução de amônia entre os tubos e vapor d'água entrando por dentro dos tubos. São ao total 130 tubos de 25,4 mm de diâmetro por 752 mm de comprimento. Apresenta as dimensões externas de ϕ 385 mm (sem isolamento) x 1030 mm e pesa o equivalente a 285 kg. A solução rica aquecida pela condensação do vapor é separada em vapor de amônia e solução pobre. Este gerador deve trabalhar com o lado de solução inundado e a temperatura (T2) de saída da solução pobre na parte inferior do gerador deve ser entre 105 a 110 °C.

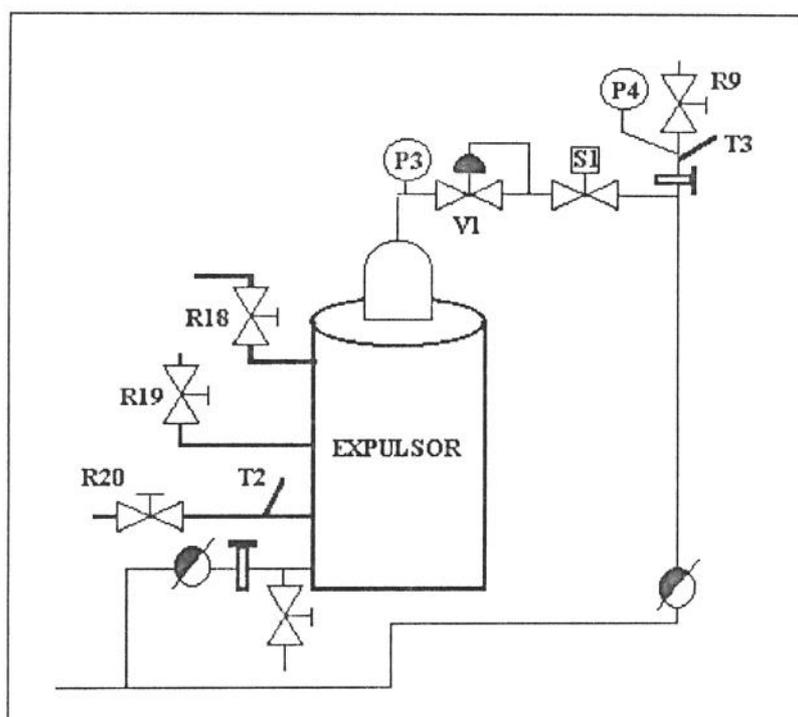


FIGURA 2 - Gerador ou expulsor

2. Coluna de retificação

A coluna de retificação é composta por um reservatório inferior de diâmetro de $\phi 394$ mm x 1092 mm de comprimento. A coluna propriamente dita tem uma altura de, aproximadamente, 1 metro e diâmetro de $\phi 250$ mm composta na parte inferior por enchimento de anéis tipo Rashing de porcelana ($\phi 1/2'' \times 1/2''$) e na parte superior o retificador é um trocador de calor de casca-tubo com chincanas. São 55 tubos de $\phi 25,4$ mm e 600 mm onde a solução rica passa por entre os tubos e vapor de amônia por dentro os tubos. O peso total da coluna com o reservatório é de 205 kg. A alimentação da coluna é feita na parte central da. O reservatório da coluna possui um controle de nível (bóia mecânica) que regula o fluxo de saída de solução pobre do gerador para manter o nível de solução rica estável dentro do expulsor e coluna. O nível de solução dentro do reservatório deve-se manter no meio do visor.

Na coluna o vapor de amônia formado no gerador sobe em contra-corrente com a solução rica que entra na coluna. Há, portanto, transferência de massa e energia. Na parte superior da coluna ocorre a retificação do vapor (resfriamento) a fim de aumentar a sua concentração. A temperatura (T1) de saída do vapor deve estar entre **35 a 45 °C**. Se a temperatura for superior a 45°C haverá arraste de água para o condensador e conseqüentemente para o evaporador. Abaixo de 35°C haverá condensação do vapor de amônia e, portanto, o sistema não terá o que condensar.

No topo da coluna encontra-se uma válvula de pressão constante que tem a função de manter a pressão constantes dentro da coluna e expulsor. Esta válvula tem um papel importante durante o ciclo de degelo, pois nesta fase vapor de amônia da linha de condensação é enviado

diretamente para a parte de baixa pressão do evaporador. Caso não houvesse a válvula de pressão constante a pressão no interior da coluna tenderia a cair diminuindo em muito a eficiência de separação e retificação do sistema.

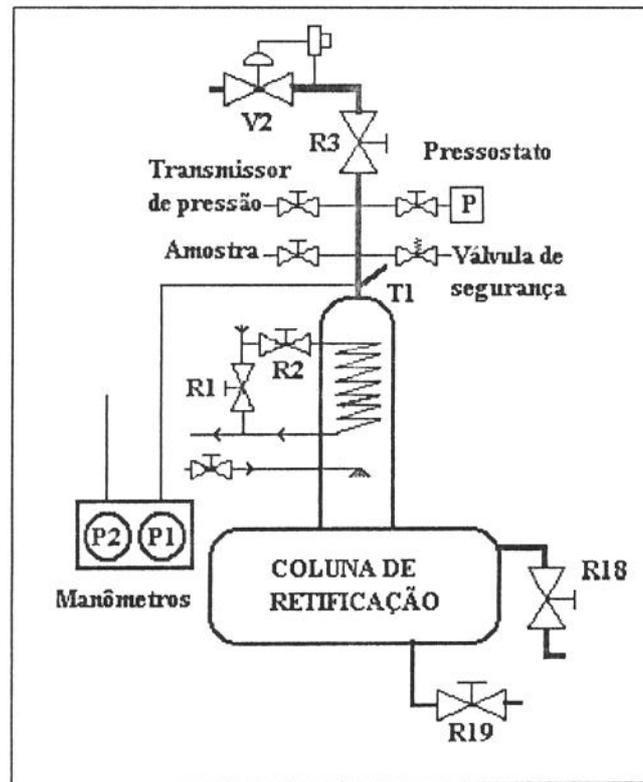


FIGURA 3: Esquema da montagem da coluna de retificação.

3. Condensador evaporativo

O condensador evaporativo possui três serpentinas: condensador de vapor de amônia, resfriador de solução pobre e o absorvedor colocadas dentro de um condensador evaporativo modelo CE 70 cujas dimensões são 510 mm x 1010 mm x 2060 mm em total de 870 kg.

Condensador: O líquido condensado é recolhido nos reservatórios de líquido. Por diferença de pressão a amônia condensada passa o evaporador.

Resfriador de solução: a solução pobre sai quente do gerador e deve ser resfriada a fim de poder absorver o vapor de amônia que retorna do evaporador.

Absorvedor: a solução pobre resfriada entra em contato direto com o vapor de amônia que retorna do evaporador. Neste contato a solução absorve o vapor amônia aumentando a sua concentração e liberando calor. A fim de que o processo tenha continuidade é necessário retirar este calor.

4. Subresfriador

O subresfriador é um trocador de calor tipo casca e tubo com a amônia líquida dentro do tubo e vapor de amônia entre os tubos. Suas dimensões são de ϕ 4" x 1330 mm e pesa 40 kg.

A amônia líquida a alta pressão que sai do condensador tem uma temperatura próxima à temperatura ambiente (temperatura da água de resfriamento do condensador evaporativo). O vapor de amônia que retorna do gerador de gelo está por volta de -10°C e, portanto, pode-se abaixar a temperatura da amônia líquida antes de entrar no gerador de gelo aumentando a eficiência do processo. No subresfriador ocorre também a evaporação de uma pequena quantidade de líquido que é constantemente retirado do reservatório de líquido do gerador de gelo a fim de que a concentração de amônia não abaixe demasiadamente o que diminuiria a capacidade frigorífica da instalação.

5. Evaporador (gerador de gelo)

O gerador de gelo modelo GGD 0520 fabricado também pela MADEF S.A. é um evaporador inundado composto por 5 cilindros de parede dupla onde a amônia evapora pela parte interna retirando calor da água que escorre pelas paredes externas de cada cilindro. O gerador de gelo possui as dimensões de 1060 mm x 1310 mm x 3820 mm e pesa 850 kg. Na parte superior apresenta um reservatório de amônia que alimenta os cilindros de evaporação. A entrada de amônia líquida no evaporador é regulada pela bóia mecânica existente no reservatório. Cada vez que o nível de amônia no interior do reservatório abaixa a bóia permite a entrada de mais amônia. Cada cilindro tem 2 metros de altura e um diâmetro de 4".

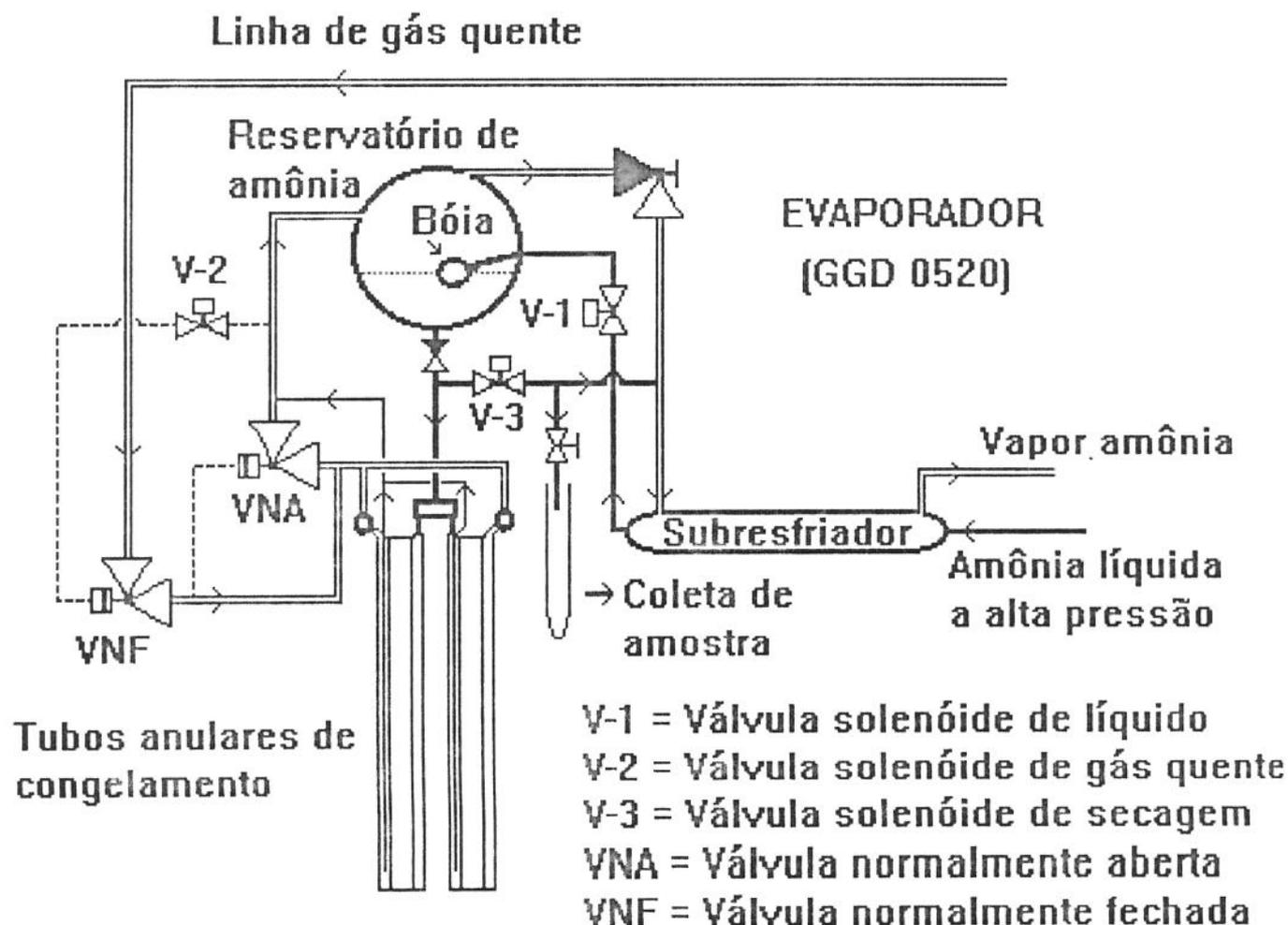
No gerador de gelo temos duas fases durante um ciclo: o congelamento e o descongelamento. O tempo de cada fase é controlado por um relé temporizador e por um circuito elétrico auxiliar que comanda um conjunto de válvulas.

Na fase de congelamento que dura por volta de 10 minutos, a amônia líquida passa pela válvula solenóide da linha de líquido (S2) e entra no reservatório de líquido na parte superior do gerador de gelo. O nível deste reservatório é controlado por uma bóia mecânica. A amônia passa, então, por uma válvula de retenção e segue para os cilindros onde irá evaporar retirando calor da água que escorre pelo lado externo do cilindro. O vapor formado a baixa pressão passa por uma válvula normalmente aberta (VANA) e segue para a parte superior do reservatório de líquido e daí para o subresfriador e por diferença de pressão para o absorvedor.

A segunda fase do ciclo que dura apenas 1 minuto é a do descongelamento do gelo formado no lado externo dos cilindros. Para tanto, a válvula solenóide da linha de líquido é fechada e a válvula solenóide de gás quente (S3) é aberta. Com isto a válvula normalmente fechada (VANF) é aberta e o vapor de amônia a alta pressão proveniente do condensador entra no evaporador fechando a válvula normalmente aberta. A amônia líquida contida nos cilindros é empurrada para o reservatório de líquido através de cinco tubos cujas aberturas estão localizadas na parte inferior de cada cilindro. O vapor de amônia no interior dos tubos condensa-se devido à baixa temperatura, liberando o calor suficiente para descongelar o gelo das paredes de cada cilindro. O gelo despresta-se e cai sendo, então, britado na parte inferior do gerador. O gelo britado segue, por gravidade para a câmara frigorífica onde fica armazenado. No final do ciclo de degelo a válvula (S3) é fechada e com isto a VANF volta a fechar-se. A válvula S2 é ligada. A pressão no evaporador cai fazendo com que se abra a VANA e amônia líquida volta a encher os cilindros de evaporação.

Outro detalhe importante no evaporador é o sistema de retirada de água do evaporador ou "secagem de amônia". Este sistema é importante, pois como a retificação nunca será perfeita

haverá sempre uma pequena quantidade de água que tenderá a acumular-se no evaporador devido a baixa temperatura de evaporação o que diminuiria o efeito frigorífico. Quando o gerador de gelo é ligado, a válvula solenóide S4 é também ligada, permitindo a passagem de amônia líquida diretamente para a saída do evaporador (na entrada do subresfriador). Este fluxo é reduzido por um orifício (de $\phi 2$ mm) existente na própria válvula solenóide. A amônia então evapora-se no subresfriador a uma temperatura superior a temperatura de evaporação no interior do evaporador. Isto permite que uma menor quantidade de água deixe de evaporar-se. Este sistema permite um maior efeito de subresfriamento da amônia que entra no evaporador.



6. Câmara frigorífica para armazenamento do gelo

O gelo produzido é armazenado em uma câmara frigorífica construída em isopainéis de 10 cm de espessura. As dimensões internas da câmara são: 1800 mm de altura x 3400 mm de largura x 3400 mm de comprimento. A câmara não possui refrigeração própria. O gerador de gelo é montado na parte superior da câmara o que permite com que o gelo seja depositado naturalmente no interior da câmara por uma abertura no teto.

7. Pré-aquecedor de solução rica

O pré-aquecedor de solução rica é um trocador de calor entre a solução rica e solução pobre do tipo de tubos concêntricos de aproximadamente 60 metros de comprimento. A solução pobre corre por dentro dos tubos internos e a solução rica pelo tubo externo (ϕ 1¼"). O pré-aquecedor de solução rica tem as seguintes dimensões 160 mm x 585 mm x 3155 mm.

8. Bomba de solução

A bomba de solução é da marca HIDROMAR modelo BH 6100 com três pistões niquelados e válvulas com assento de teflon. A bomba apresenta um motor elétrico de 1 cv de potência (1750 rpm) com uma polia de ϕ 75 mm (polia motor). A polia da bomba é de ϕ 290 mm.

9. Reservatório de solução rica

O reservatório de solução rica tem as seguintes dimensões: ϕ 314 mm x 2000 mm.

10. Dispositivos de segurança

O sistema possui duas válvulas de segurança para a alta pressão. São válvulas modelo VS-4 que abrem com 16 kgf/cm². A primeira válvula está na parte superior da coluna de retificação e a segunda está na saída de amônia dos reservatórios de líquido.

O sistema está equipado com um pressostato diferencial de alta tipo KP-5 marca DANFOSS que está regulado para abrir com uma pressão de 14 kgf/cm². O pressostato, localizado na parte superior da coluna de retificação, quando aberto desliga a chave geral do painel de controle (item 1 da figura 5), desligando desta forma o gerador de gelo, a válvula solenóide de vapor d'água (S1) e a bomba de solução. Permanece ligado apenas o condensador evaporativo.

11. Reservatórios de líquido

Existem dois reservatórios de líquido para a amônia proveniente do condensador com as seguintes dimensões: \approx 6" x 1200 mm. Desta forma pode-se medir em um deles a quantidade de condensado por unidade de tempo que o sistema consegue produzir.

12. Filtros

O sistema possui filtros de solução instalados antes da bomba de solução. São dois conjuntos de filtros compostos cada um de um filtro metálico e de um filtro de papelão.

Antes da válvula solenóide de solução pobre (S5) existe um outro filtro metálico a fim de evitar danos à válvula.

Tanto no condensador evaporativo como no gerador de gelo temos filtros após as bombas d'água.

Filtros especiais (para amônia) são utilizados no gerador de gelo (nas linhas de amônia líquida e na linha de gás quente) para garantir o funcionamento adequado das válvulas solenóides. Também existe um filtro na válvula de pressão constante no topo da coluna de retificação.

Na linha de vapor encontramos filtros antes da válvula solenóide (S1), na válvula

reguladora de pressão (V1) e antes do purgador de condensado na saída do expulsor.

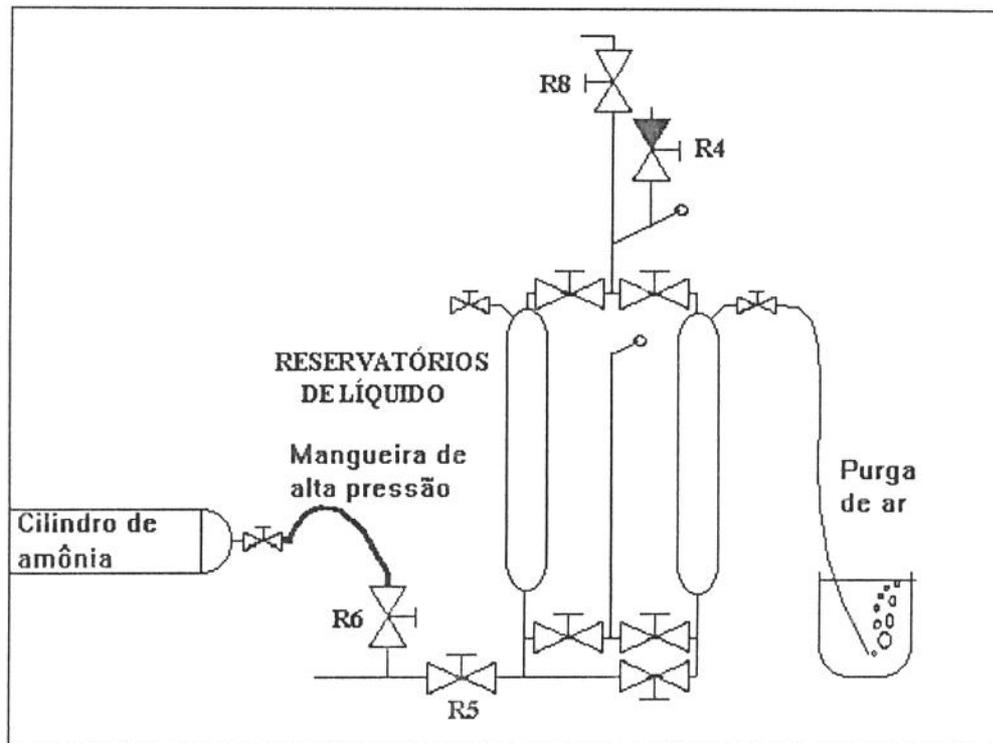


FIGURA 4: Esquema da montagem dos reservatórios de líquido.

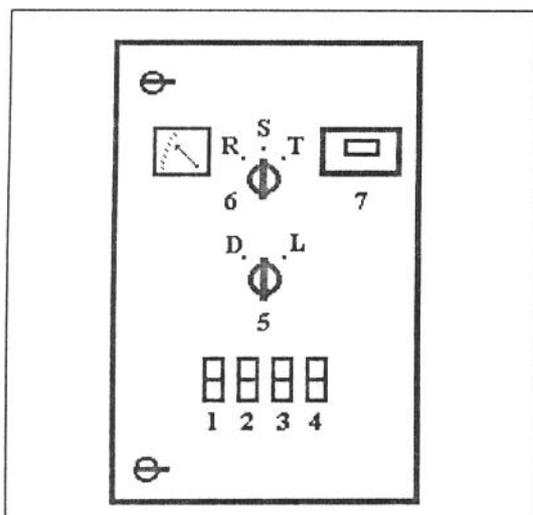
13. Sistema elétrico e painel de controle

O sistema elétrico da instalação é apresentado em anexo. Todos os motores elétricos estão ligados em 380 V. As válvulas solenóides são 220 V.

A descrição de cada um dos componentes do painel de controle do sistema é feita nas figuras 5 e 6.

Painel de controle do sistema de refrigeração por absorção instalado na UNICAMP

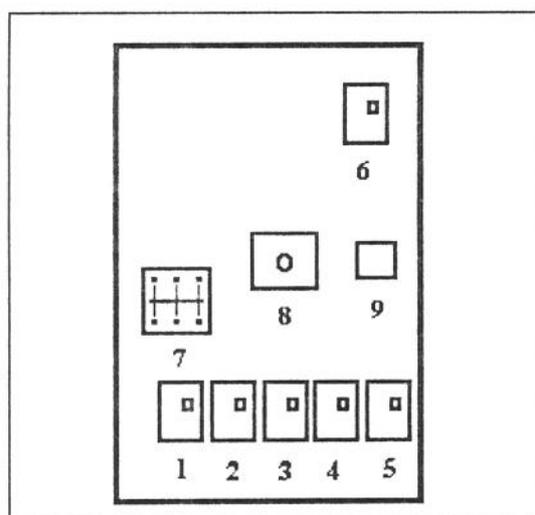
Parte externa:



Legenda:

- 1 - Chave geral
- 2 - Ventilador do condensador
- 3 - Bomba d'água do condensador
- 4 - Bomba de solução
- 5 - Chave do gerador de gelo
- 6 - Seleciona fase para leitura no voltímetro
- 7 - Temperatura de saída de solução pobre do expulsor

FIGURA 5
Parte Interna:



Legenda:

- 1 - Contator da bomba de solução
- 2 - Contator do ventilador do condensador
- 3 - Contator da bomba d'água do condensador
- 4 - Contator do britador do gerador de gelo
- 5 - Contator da bomba d'água do gerador de gelo
- 6 - Contator pressostato - chave geral
- 7 - Chave geral do quadro elétrico
- 8 - Botão de degelo manual
- 9 - Relé temporizador

FIGURA 6

14. Instrumentos de medida e o sistema de aquisição de dados via computador

Os seguintes parâmetros podem ser medidos durante o funcionamento do sistema de refrigeração: temperatura, pressão, concentração e fluxo. A seguir descrevemos como serão feitas as leituras de temperatura, pressão, concentração e fluxo nos diversos pontos do sistema de refrigeração:

Temperatura:

Apesar de existirem diversos poços para medição de temperatura, dois pontos de

temperatura devem ser monitorados periodicamente através de termômetros de mercúrio: a temperatura do vapor de amônia na saída da coluna (T1) e a temperatura de saída da solução pobre do expulsor (T2).

Pressão:

Com relação a pressão temos os seguintes pontos a serem monitorados através de manômetros comuns (tipo Bourdon): pressão de alta do sistema (P1) tomada na saída da coluna, pressão de baixa do sistema (P2) tomada na saída de vapor de amônia do subresfriador, pressão na linha de sucção (P5) antes da bomba de solução para avaliar as condições dos filtros de solução, a pressão do vapor d'água da linha de alta (P3), e a pressão do vapor d'água (P4) após a válvula reguladora de pressão.

Concentração de amônia:

Quando se trabalha com misturas é fundamental, para se determinar todas as propriedades termodinâmicas conhecer, ao menos, 3 propriedades independentes. A temperatura e a pressão são as mais fáceis de se avaliar. A terceira propriedade que pode ser medida é a concentração. Para a determinação da concentração de soluções amoniacaís temos dois processos que poderão ser empregados com certa facilidade:

- Para determinação da concentração da amônia líquida: devido a dificuldade de se retirar uma amostra de amônia a alta pressão (devido ao perigo de intoxicação) devemos retirar uma amostra no ponto de coleta de amostra de amônia do gerador de gelo onde temos a amônia já a baixa pressão. Neste ponto coleta-se em um tubo de ensaio graduado um volume conhecido de amostra, o qual à pressão ambiente tenderá evaporar-se. Após um determinado período o líquido restante será uma solução com alta concentração de água e a partir do seu volume podemos ter uma estimativa da concentração de amônia da amostra.

Este processo usualmente empregado nas instalações industriais de absorção não é preciso, pois há evaporação de uma pequena quantidade de água junto com a amônia. Isto pode ser minimizado colocando-se o tubo de ensaio em um banho de gelo.

- Para a determinação da concentração das soluções rica e pobre: são tomadas amostras (mantidas em banho de gelo a fim de minimizar a evaporação de amônia) nos pontos (12, figura 1) e no ponto (21, figura 1). As amostras têm, então, a sua densidade e temperatura medidas e sua concentração determinada através de um diagrama do tipo mostrado na figura 4 ou através de equação de estado. O volume de amostra necessária é dado em função do recipiente e do tamanho do densímetro e do termômetro utilizados. **ATENÇÃO:** neste procedimento recomenda-se utilizar uma mangueira para se coletar a amostra em um recipiente. Utilize sempre óculos de proteção e abra lentamente os registros.

Fluxo:

Os seguintes valores de fluxo podem ser medidos no sistema: o fluxo de amônia no ponto (3) pode ser determinado utilizando-se os dois reservatórios de líquido do sistema de refrigeração (ver figura 2). Enquanto utiliza-se a amônia contida em um dos reservatórios armazena-se a amônia proveniente do condensador no outro reservatório. Através do visor de nível de cada um dos reservatórios temos condições de medir o fluxo.

O fluxo de solução rica pode ser medido através da placa de orifício instalada após a bomba de solução no ponto (12). Com a leitura do diferencial de pressão no tubo em U podemos determinar o fluxo.

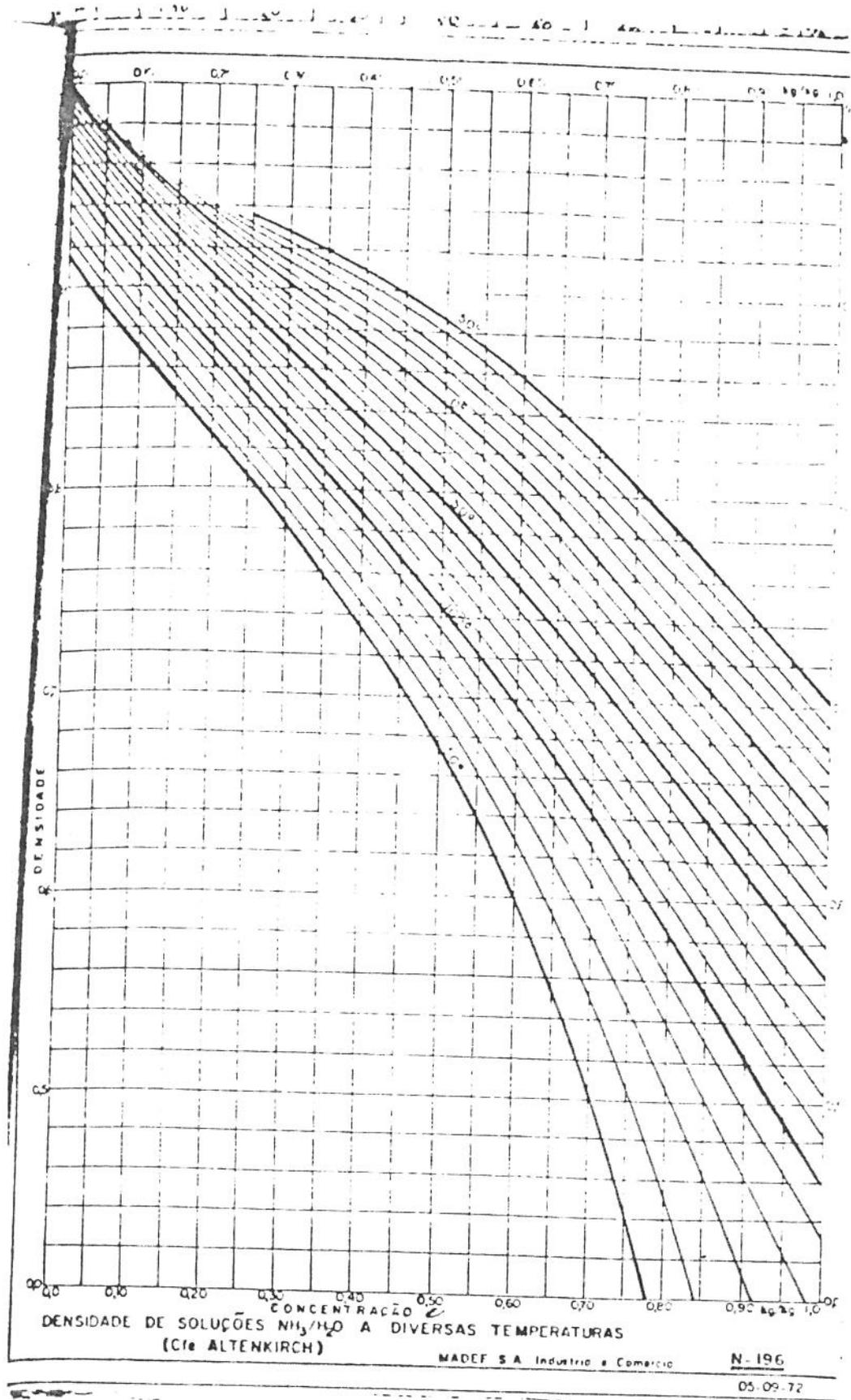


FIGURA 7

O fluxo de vapor pode ser medido através da medida da massa de condensado na saída do gerador por unidade de tempo. Assim como a quantidade de gelo produzida por ciclo pode ser medida para termos o fluxo médio de gelo.

Sistema de aquisição de dados via computador:

Para a tomada de dados via computador foi construída ao lado do sistema de refrigeração uma sala de instrumentação. Nesta sala está instalado um micro-computador PC-IBM 286 adaptado com uma placa de aquisição de dados e um condicionador de sinais. Através de um software é feito o monitoramento e tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores instalados no sistema de refrigeração.

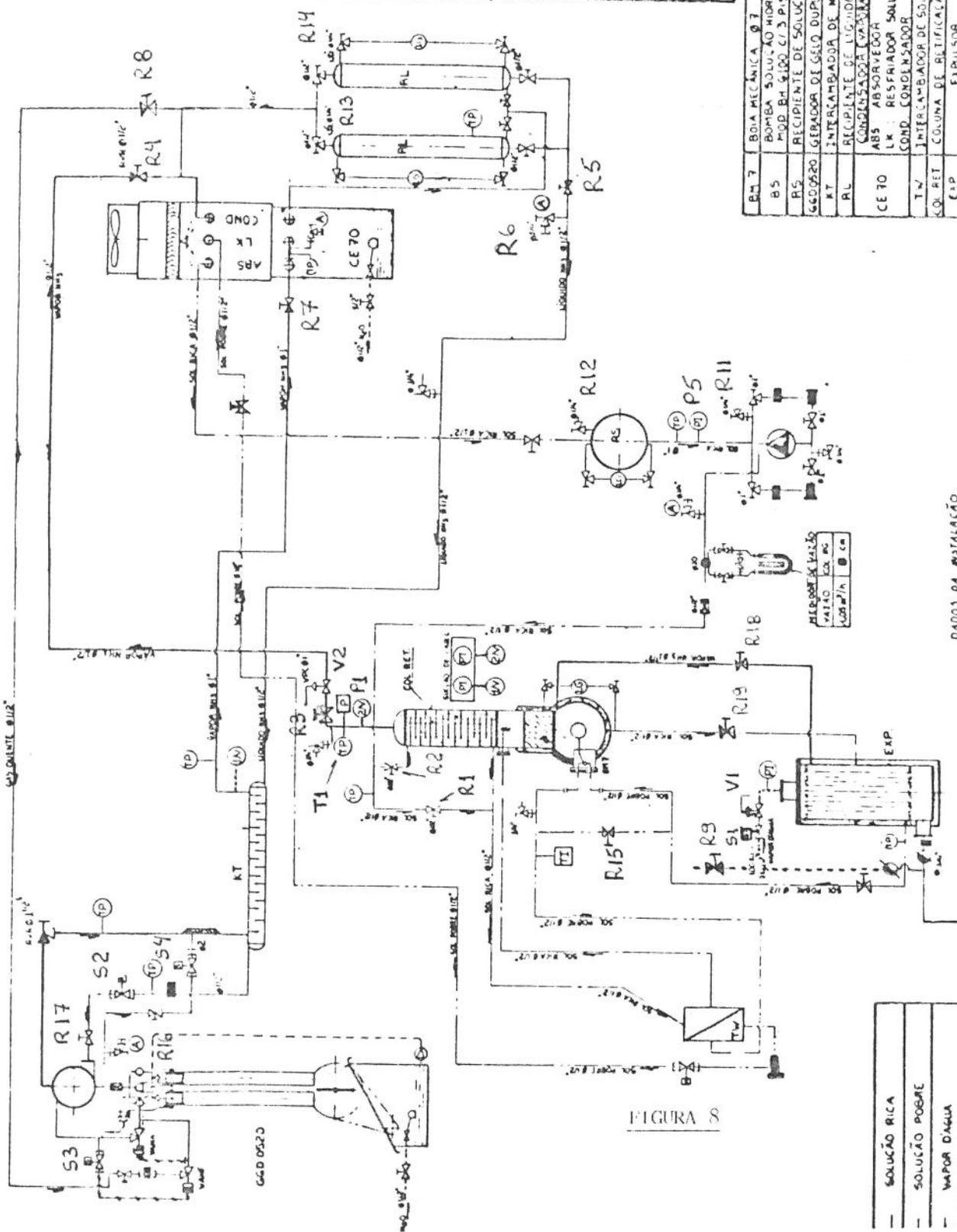
A montagem do sistema de aquisição de dados permitirá a coleta de 15 dados de temperatura e 2 dados de pressão:

- Canal 0: temperatura de referência da placa.
- Canais de 1 a 13: tomada de temperatura.
- Canais 14 e 15: tomada de pressão.

Os dados de pressão serão tomados a partir de 2 transmissores de pressão instalados um na parte de alta pressão e outro na parte de baixa pressão do sistema de refrigeração. Os transmissores de pressão fornecem um sinal em mA que pode ser transmitido diretamente ao condicionador de sinais sem maiores problemas. Os transmissores de pressão são conectados ao sistema através de um registro e uma junta com rosca. Isto permite que através da instalação de outros pontos de tomada de pressão (registro mais união), se faça a leitura de outros pontos de pressão no sistema.

SIMBOLÓGIA	
	BOMBA DE SOLUÇÃO
	NÍVEL ALTO TIPO MADEP
	AMOSTRA
	MANÔMETRO
	POCO PI TERMÔMETRO
	TERMÔMETRO DIGITAL
	VÁLVULA RETENÇÃO UM 50 SENTIDO
	PURGADOR
	RÉGISTRO 90° RA
	RÉGISTRO 180° RA
	RÉGISTRO 90° RA C/ PEÇA DE SOLDA
	RÉGISTRO 90° RA C/ PEÇA DE SOLDA 380°
	VÁLVULA DE SEGURANÇA VS-4
	VÁLVULA PI VAPOR
	VÁLVULA SOLENOIDE
	FILTRO DE LINHA C/ PEÇA SOLDA
	FILTRO DE LINHA
	FILTRO ESPECIAL
	VÁLVULA PRESSÃO CONSTANTE
	VÁLVULA REGULADORA PRESSÃO
	VÁLVULA NORMALMENTE FECHADA
	VÁLVULA NORMALMENTE ABERTA
	ISOLAMENTO
	FLANGES
	ESTRANGULADOR
	RÉGISTRO VÁLVULA RETENÇÃO 90°

R17	BOIA MECÂNICA Ø7	135g
B5	BOMBA SOLUÇÃO HIDROMAR 1 CV - 17/6000-2A	70kg
R5	RECIPIENTE DE SOLUÇÃO Ø 290-2A/3,7 BPM	85kg
GG0220	GERADOR DE SELO DUPLEX Ø 314 x 2000	850kg
RT	INTERCAMBIADOR DE MMS Ø 4" x 1300	40kg
RL	RECIPIENTE DE LÍQUIDO Ø 4" x 1200	25kg
CE 70	CONDENSADOR COMPATIVIVO ABS ABSORVEDOR LK RESFRIADOR SOLUÇÃO COND. CONDENSADOR	510 x 1010 x 2060 810kg
T1	INTERCAMBIADOR DE SOLUÇÃO 170 x 60 x 310	355kg
COL RET	COLUMNA DE RETIFICAÇÃO Ø 250 x Ø 314 x 1870	205kg
EXP	EXPULSOR Ø 305 x 1030	285kg
GG0200	DENOMINADO DIMPRESSES	4230



DADOS DA INSTALAÇÃO

- Qo = 20000 kcal/h
- To = -10°C
- Tc = +35°C
- Po = 2 Kg/cm²
- Pe = 13 Kg/cm²

FIGURA 8

—	SOLUÇÃO RICA
—	SOLUÇÃO POBRE
—	VAPOR D'ÁGUA
—	LÍQUIDO H2O
—	VAPOR MMS
—	LÍQUIDO DE MMS
—	INSTRUMENTAÇÃO
—	SENTIDO DO FLUXO



ESQUEMA GERAL

VAPOR MMS - LÍQUIDO MMS - SOLUÇÃO RICA
SOLUÇÃO RICA - VAPOR D'ÁGUA

Item	Quantidade	Unidade	Valor
1	1		

PRINCIPAIS OPERAÇÕES

Carga inicial do sistema

Supondo que o sistema esteja vazio deve-se carregar o sistema com uma solução de 400 litros de água destilada misturados com 2 kg de bicromato de sódio. O carregamento pode ser feito com uma bomba auxiliar ligada na linha de sucção da bomba de solução antes do conjunto de filtros (registro R11). Em seguida deve-se fazer vácuo no sistema a fim de extrair todo o ar da instalação. Carregar, então, com 60 kg de amônia o sistema. A garrafa de amônia deve ser ligada no registro R6 na saída do reservatório de líquido.

Como ligar o sistema

1. Ligar chave geral;
2. Ligar chave do quadro elétrico do sistema de refrigeração (item 7 figura 6);
3. Ligar chave geral do painel de controle (item 1 figura 5);
4. Abrir válvula manual de vapor d'água (registro R9 figura 2). **Atenção !☞** Abrir lentamente a válvula a fim de evitar golpe de líquido.
5. Abrir dreno do condensado (R10, figura 2). Esperar que todo o condensado do expulsor e tubulação escape. Fechar em seguida.
6. Verificar se TODOS (exceto o registro de saída de amônia líquida do reservatório R5 figura 4) estão ABERTOS. **Atenção !☞** Se os registros R18, R19 e R20 da figura 2 estiverem fechados o aumento de pressão pode causar graves consequências !
7. Se o nível da coluna de retificação estiver baixo ligar a bomba de solução (item 4 figura 5);
8. Quando a pressão de alta atingir 8 kgf/cm^2 (manômetro P1, figura 3) ligar o condensador evaporativo (ítem 2 e 3, figura 5) e ligar o gerador de gelo (item 5 da figura 5);
9. Abrir, lentamente, o registro de amônia líquida (registro R5, figura 4);
10. Regular os registros R1 e R2 da figura 3 a fim de que a temperatura de saída de amônia no topo da coluna de retificação esteja entre 35 a 45°C (termômetro T1 da figura 3);
11. Devemos regular a pressão do vapor de água na entrada do expulsor (manômetro P4) através da válvula V1 figura 2 a fim de que a temperatura de saída de solução pobre do expulsor (termômetro T2, figura 2) esteja entre 105 a 110°C ;
12. A pressão de alta do sistema (manômetro P1, figura 3) deve estar entre 12 a 13 kgf/cm^2 ;
13. A pressão de baixa do sistema (manômetro P2, figura 3) deve estar entre $1,8$ a $2,2 \text{ kgf/cm}^2$;
14. A pressão do vapor d'água na entrada do expulsor (manômetro P4, figura 2) deve estar entre $1,5$ a $2,0 \text{ kgf/cm}^2$.

Como parar o sistema:

1. Fechar o registro R5 (figura 4) de saída de amônia do reservatório de líquido;
2. Esperar o nível de amônia chegar à metade nos reservatórios de líquido. **Atenção !☞** Carregue de amônia os reservatórios de amônia em até no máximo 80% de sua capacidade;
3. Desligar a chave geral (item 1 da figura 5);
4. Fechar válvula manual de vapor d'água (R9, figura 2);
5. Abrir dreno do condensado (R10, figura 2);
6. Esperar a pressão de alta do sistema (manômetro P1, figura 3) abaixar até pelo menos 6

- kgf/cm²;
7. Desligar condensador evaporativo (itens 2 e 3, figura 5);
 8. Fechar registros de entrada do condensador (R4, figura 4), saída de gás quente (R8, figura 4) e o registro de entrada de vapor de amônia no absorvedor (R7 da figura 7);
 9. Desligar chave geral do quadro elétrico (item 7 da figura 6).

OBSERVAÇÃO: Os itens 2 e 3 devem ser realizados somente quando pretende-se desligar o sistema por um longo período.

Drenagem do ar do sistema

O ar presente na instalação por ser incondensável nas condições de operação do sistema tende a aumentar a pressão total do sistema. A drenagem do ar deve ser feita, portanto, nos pontos altos dos reservatórios de líquido (parte de alta pressão), através dos registros R13 e R14, e do reservatório de solução rica (parte de baixa pressão) através do registro R12. Para tanto, deve-se ligar uma das pontas de uma mangueira no registro de drenagem e a outra ponta deve ser mergulhada em um reservatório contendo água. Abrir lentamente o registro até que se note o borbulhamento no reservatório com água. A presença de ar pode ser confirmada por bolhas grandes que sobem até a superfície, pois os vapores de amônia são absorvidos naturalmente pela água.

Drenagem de água do evaporador

O aumento da concentração de água no evaporador diminui a capacidade frigorífica da instalação. Para se retirar a água é preciso retirar a amônia do evaporador na forma líquida, pois à pressão de evaporação de 2 kgf/cm² apenas a amônia consegue evaporar-se. A maneira mais fácil é verificar se a válvula solenóide de secagem de amônia (S4) está funcionando e se o registro R6 está totalmente aberto. Em seguida fecha-se a linha de amônia (R5) e opera-se o sistema normalmente fazendo-se o degelo a cada 4 a 5 minutos. Pode-se também ligar uma mangueira a alta pressão auxiliar entre o evaporador (ponto de retirada de amostra) e a entrada do absorvedor (ponto de retirada de amostra) para drenar-se mais rapidamente a amônia do evaporador. É necessário sempre utilizar o degelo (manual ou automático) a fim de que a amônia contida nos cilindros de congelamento seja levada para o reservatório de amônia na parte superior do gerador de gelo para poder ser, então, drenada.

Cuidados com a bomba de solução

A bomba de solução não pode trabalhar sem pressão, pois queimam-se as gaxetas de vedação. Deve-se manter sempre um diferencial de pressão pelo medidor de vazão.

Deve-se verificar periodicamente o nível de óleo da bomba de solução e trocar a cada 50 horas de uso. Verificar no manual da bomba maiores detalhes.

Cuidados com as bóias mecânicas

O sistema possui uma bóia mecânica para controlar o nível de solução dentro da coluna de retificação a partir do fluxo de solução pobre que sai pela parte inferior do expulsor. Caso a boia

apresente algum problema pode-se utilizar provisoriamente o by-pass da bóia abrindo-se o registro R15 e controlando-se manualmente o nível de solução na coluna.

A outra bóia mecânica está localizada na entrada de amônia líquida no reservatório de amônia na parte superior do gerador de gelo. No início de operação do sistema pode ocorrer um congelamento de água no orifício que da passagem à amônia para o reservatório. O fluxo de amônia pode, então ser interrompido. A solução para este problema é bater com um martelo na parte externa a fim de desprender o gelo formado.

Cuidado com a água do condensador evaporativo

A água do condensador deve ser tratada normalmente e periodicamente deve-se limpar as impurezas depositadas no fundo do condensador. Limpar periodicamente o filtro de água na saída da bomba a fim de evitar um entupimentos dos ejetores.

Cuidado com a água do gerador de gelo

O congelamento da água no gerador de gelo tende a separar as impurezas contidas na água utilizada para a produção do gelo. A fim de evitar que a concentração de impurezas da água aumente no reservatório de água do gerador de gelo deve-se drenar periodicamente uma parte desta água. Limpar periodicamente o filtro de água existente após a bomba de água do gerador de gelo a fim de evitar o entupimento dos orifícios de distribuição de água nos cilindros de congelamento.

Na entrada de água para o gerador de gelo há um filtro de água (Aqualar Ap 230-F) para eliminar impurezas, partículas e o cloro da água a ser utilizada para a produção do gelo. Deve-ser verificar periodicamente o estado do filtro e trocá-lo a cada 8 a 12 meses de uso.

Carregamento de solução no sistema durante o funcionamento

Devido a perdas de solução durante a coleta de amostras, manutenção da bomba de solução, limpeza dos filtros etc... pode ser necessário repor solução no sistema. Não é preciso retirar toda a amônia do sistema para tanto. Pode-se com o auxílio de uma bomba auxiliar injetar a solução preparada, água destilada + bicromato de sódio (0,5%), na linha de sucção da bomba de solução durante o funcionamento do sistema. Utilizar o registro R11 (ponto de retirada de amostra na parte inferior do reservatório de solução rica), pois a solução será filtrada antes de passar pela bomba de solução. Como o sistema neste ponto tem uma pressão de 2 kgf/cm² deve-se utilizar uma bomba apropriada e desligar o gerador de gelo durante a operação a fim de que não ocorra o degelo automático o que elevaria a pressão de baixa por alguns instantes.

Limpeza e troca dos filtros de solução

Os filtros da bomba de solução são isolados do restante do sistema por dois registros, um anterior e outro posterior ao filtro. Para realizar esta operação fecha-se estes registros, retira-se a tampa e troca-se os filtros de papelão quando estiverem saturados (utilize filtros FRAM C-751) e limpa-se os filtros de tela metálica. Como existem dois conjuntos de filtros independentes, pode-se revisar um dos conjuntos de filtros simultaneamente com o outro conjunto em funcionamento.

Cuidados com a amônia

A amônia é uma substância tóxica e em determinadas concentrações pode ser explosiva. Portanto todo o cuidado na operação e manutenção do sistema de refrigeração deve ser mantido. O sistema de refrigeração por absorção instalado na UNICAMP tem a grande vantagem de ser uma instalação aberta e bastante arejada, além da quantidade de amônia presente no sistema ser relativamente pequena 60 kg.

No entanto todo operador e técnico que realize manutenção no sistema deve estar ciente das normas de segurança.

Os seguintes equipamentos recomenda-se estarem a disposição em um local de fácil acesso e fora da área do sistema de refrigeração por absorção instalado na UNICAMP:

- a) uma máscara do tipo panorâmica com recipiente refil para amônia anidra;
- b) um par de luvas protetoras de borracha;
- c) um par de botas protetoras de borracha;
- d) um par de óculos protetores, justos e arejados, ou uma proteção de rosto inteiro;
- e) um chuveiro bem acessível para lavagem de olhos e/ou pelo menos 200 litros de água limpa em reservatório aberto com balde de imersão;
- f) uma garrafa de ácido bórico (água boricada) e um copo para lavar os olhos;
- g) uma garrafa de vinagre;
- h) uma fonte de água disponível com mangueira e bocal;

Cuidados com a solução durante a manutenção de equipamentos, troca de filtros e vazamentos também são necessários, pois ela contém amônia e em condições ambiente esta tende a evaporar-se.

Não se deve soldar tubos ou recipientes com amônia no seu interior.

Não pisar na tubulação e nem utilizá-la como escada.

Toda a instalação deverá passar por uma inspeção periódica, incluindo os vasos de pressão, tubos, válvulas de segurança por uma empresa especializada.

**PRINCIPAIS PROBLEMAS QUE PODEM OCORRER DURANTE A
OPERAÇÃO DO SISTEMA / CAUSAS / E MEDIDAS A TOMAR**

Problema	Possíveis causas	Medidas a tomar
Aumento da pressão de alta do sistema	Registro entre a coluna e o condensador está fechado	Abrir todos os registros.
	Presença de ar no sistema	Fazer drenagem de ar do sistema.
	Pressão do vapor d'água muito alta	Regular a pressão do vapor na válvula de reguladora de pressão (V1).
	Falta de água no C.E. ou ventilador não funciona	Verificar o nível de água e funcionamento da bomba e do ventilador do C.E.
Aumento da temperatura do vapor de amônia no topo da coluna (T1 maior que 45°C)	Registro R1 fechado ou pouco aberto	Regular a vazão de solução rica no retificador através dos registros R1 e R2.
	Aumento da pressão do vapor d'água	Regular a pressão do vapor (válvula reguladora de pressão V1).
	Baixo nível da solução dentro da coluna (bomba de solução parada ou cavitando)	Verificar o funcionamento da bomba de solução. Se a bomba estiver cavitando desligar a bomba imediatamente
Temperatura do vapor de amônia no topo da coluna (T2) abaixo de 35°C	Registro R1 muito aberto e/ou R2 fechado	Regular a vazão de solução rica no retificador através dos registros R1 e R2
	Aumento do nível de solução na coluna (boia mecânica não funciona, válvula solenóide de solução pobre, S5, com defeito ou filtro de solução pobre entupido)	Testar a bóia mecânica com o by-pass (R15), verificar o funcionamento de S5 e limpar filtro de solução pobre. OBS: O sistema no início de operação tenderá a ter o nível da coluna um pouco acima do normal
Aumento da pressão de baixa do sistema (manômetro P2)	Ar na parte de baixa pressão do sistema	Fazer drenagem do ar do sistema. Fazer alguns degelos manuais a fim de retirar ar do evaporador
	Falta de água no C.E. ou o ventilador não funciona	Verificar o nível de água e funcionamento da bomba e do ventilador do C.E.

Apesar da baixa pressão o sistema não faz gelo	Aumento da concentração de água no evaporador	Verificar o funcionamento da válvula solenóide (S4) e se R16 está aberto. Ver item 6 do capítulo de Principais Operações.
	Válvula de gás quente (VANF) com falha na vedação	Verificar o assento de teflon da válvula e trocar se necessário. Verificar o pistão da válvula e lubrificar.
	Falta de amônia no evaporador	Verificar se R5 e R17 estão abertos. Verificar se S2 está funcionando. Verificar bóia mecânica do gerador de gelo. Ver item 8 do capítulo de Principais Operações.
Bomba de solução não funciona (cavitação). ATENÇÃO: A bomba deve ser desligada imediatamente quando apresentar cavitação!	Baixa pressão de sucção. Durante o recolhimento de amônia nos reservatórios de líquido a pressão tende a abaixar muito causando cavitação na bomba	Abrir linha de líquido (R5) ou fazer um degelo manual, e tentar ligar a bomba novamente
	Baixo nível de solução rica no reservatório	Verificar se não há acúmulo de solução na coluna. Caso contrário pode haver falta de solução no sistema. Ver item 12 do capítulo de Principais operações
	Presença de ar na bomba	Purgar o ar da bomba através do registro na parte superior do cabeçote. Utilizar uma mangueira e um reservatório com água
	Filtros de solução rica sujos ou registros entre o reservatório de solução e bomba estão fechados	Abrir registros. Limpar os filtros metálicos e trocar os filtros de papel
Durante o degelo a pressão de alta cai abaixo de 12 kgf/cm ²	Válvula de pressão constante no topo da coluna com defeito ou mal regulada	Verificar o funcionamento da válvula V2

Sistema não faz degelo	Relé temporizador (item 9 figura 2) com defeito	Verificar funcionamento do relé
	Válvula solenóide de gás quente (S3) não funciona	Verificar o funcionamento da válvula solenóide
	Período de degelo muito pequeno	Aumentar o tempo de degelo no relé temporizador
	Registro R8 fechado	Abrir registro R8
O expulsor não aquece ou não atinge a temperatura adequada	Registros do vapor na tomada da linha de alta pressão na sala de caldeiras estão fechados	Abrir os registros
	Registro R9 fechado parcial ou totalmente	Abrir registro
	Filtro de vapor sujo	Limpar filtro
	Válvula solenóide de vapor (S1) com defeito ou não energizada	Verificar se a chave geral (item 1 figura 1) está ligada. Verificar o funcionamento da válvula solenóide. OBS: o aumento da pressão de alta do sistema acima de 14 kgf/cm ² desliga automaticamente a válvula de vapor
	Purgador do condensado não funciona	Verificar o funcionamento do purgador de condensado na saída do expulsor. Verificar se o filtro de condensado antes do purgador não está sujo
	Filtro de vapor da válvula reguladora de pressão (V1) sujo	Limpar o filtro existente na parte inferior da válvula
O sistema desligou sozinho e não é possível religar os equipamentos	A pressão de alta do sistema atingiu 14 kgf/cm ² e o pressostato desligou a chave geral. Apenas o C.E. deve funcionar	Esperar a pressão de alta abaixar e verificar as causas do aumento da pressão. Para religar o sistema ligue a chave geral e ligue novamente a bomba de solução
Bomba de solução apresenta vazamento	As gaxetas de vedação dos pistões foram danificadas	Trocar as gaxetas. Verificar se a bomba não está cavitando durante o seu funcionamento

<p>Cheiro de amônia. ATENÇÃO: se houver um grande vazamento desligue a chave geral imediatamente, abra o dreno de condensado (R10). Isole o vazamento fechando os registros entre os equipamentos.</p>	<p>Durante a purga de ar do sistema é normal a perda de amônia para o ambiente. Utilize sempre um reservatório com água e uma mangueira para esta operação</p>	<p>A purga de ar deve ser feita quando as pressões do sistema aumentarem acima do normal.</p>
<p>ATENÇÃO: A amônia é tóxica e em determinadas concentrações é explosiva. Utilize equipamentos de segurança e esteja ciente das normas de segurança.</p>	<p>Vazamentos nas gaxetas, soldas, válvulas ou na bomba de solução.</p>	<p>Apertar as gaxetas e trocar os assentos das válvulas. ATENÇÃO: Nunca solde um tubo ou reservatório com amônia no interior.</p>

Apêndice D

Resumo do projeto de pesquisa vinculado

Projeto "HC x UNICAMP x MADEF para produção de gelo"

Integrantes

- ⊙ Divisão de Engenharia e Manutenção (DEM) do Hospital da Clínicas (HC) da UNICAMP;
- ⊙ Faculdades de Engenharia de Alimentos (FEA), Agrícola (FEAGRI), e Mecânica (FEM) da UNICAMP.
- ⊙ MADEF - Dr. Ingo Norberto Muhle (diretor industrial).

Coordenador

Prof. Dr. Luis Augusto B. Cortez (FEAGRI).

Equipe Técnica

Prof. Dr. Luís Fernando Brossard Perez (ISPJAM/CUBA);
Prof. Lincoln de Camargo Neves Filho (FEA);
Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira (FEM);
Eng. Gilberto Martins (FEM/doutorado);
Eng. Andrés da Silva (FEAGRI - FEM/mestrado);
Técnico José Benedito dos Santos (FEAGRI);

Apoio financeiro

MADEF S.A.
FAEP - UNICAMP
FAPESP

Contribuições de outras instituições e empresas

INSTAFRIG, DANFOSS, LYNX, SODMEX, STRAIN GAGE, ISOLAN,
CPFL (Campinas), PREFEITURA DE CAMPINAS (Setor de transporte),
IBF e ABRAVA.

Objetivos do Projeto

- Instalação e operação de um sistema de refrigeração por absorção água-amônia para produção de gelo apartir de vapor de processo na UNICAMP;
- Desenvolver a avaliação termodinâmica (energética e exergética) do sistema;
- Montar um sistema de aquisição de dados via computador;
- Criar um espaço para outras atividade de ensino e pesquisa com as diversas unidades da UNICAMP na área;
- Uso do gelo no Hospital e Campus Universitário.

Andamento do projeto

Novembro de 1992 - O sistema chega na UNICAMP;

Fevereiro de 1993 - O sistema trabalha provisoriamente em frente ao setor de caldeiras do HC/UNICAMP;

Março de 1993 - Início da montagem do galpão para abrigar o sistema e a câmara frigorífica;

Mai de 1993 - Montagem da câmara frigorífica;

Novembro de 1993 - Inauguração do sistema;

Janeiro de 1994 - Construção do mezanino para abrigar a sala de instrumentação;

Abril de 1994 - Modificações no sistema a fim de garantir a operação contínua e fornecer gelo para o Campus.

Julho de 1994 - O sistema opera adequadamente e são realizados os primeiros testes.

Recursos aplicados ao projeto

Fonte:	FAPESP	Unicamp	Madef	Unicamp	Danfoss	Instafrig	Lynx	
Aplicação:		FAEP		HC-DGA				
Estrut. Metálica	5.000							
Sist. Absorção			20.000					
Montagem Sist.	2.500							
Câm. Frigoríf.			5.000					
Instrumentação	2.500						1.070	
Sala de Instr.		1.600						
Fretes				500				
Pinturas				(*)				
Mão de Obra				(*)				
Passag. Aérea		800						
Amônia						200		
Peças e Acess.			5.000	(*)	400			
Total	10.000	2.400	30.000	500	400	200	1.070	
TOTAL:							44.570	

Tabela 1: Resumo das aplicação e fontes dos recursos do projeto de pesquisa (valores aproximados e em dólares).

(*) Valores não discriminados, pois foram gastos com recursos administrados pela própria universidade.