

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO E CULTURA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
METALÚRGICA E DOS MATERIAIS - PPGEMM
LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR

PRODUÇÃO DE GELO A PARTIR DA RADIAÇÃO SOLAR, EMPREGANDO O SIS
TEMA ÁGUA-AMÔNIA COMO ABSORVENTE-REFRIGERANTE.

Por

Pedro Barbosa Mello

Porto Alegre

1980

PRODUÇÃO DE GELO A PARTIR DA RADIAÇÃO
SOLAR, EMPREGANDO O SISTEMA ÁGUA-AMÔNIA
COMO ABSORVENTE-REFRIGERANTE.

DISSERTAÇÃO

Apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Meta-
lúrgica e dos Materiais - PPGEMM, como parte dos requisitos
para a obtenção do Título de

MESTRE EM ENGENHARIA

por

Pedro Barbosa Mello

Engenheiro Mecânico

Esta DISSERTAÇÃO foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e aprovada em sua forma final, por

Dr. Oscar Daniel Corbella

Dr. Debi Sadhu

Eng^o Manoel Inácio C. de Mendonça, M.Sc.

Eng^o Paulo Antônio Corsetti, M.Sc.



Dr. Oscar Daniel Corbella

Orientador



Dr. Anildo Bristoti

Coordenador do Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Metalúrgica e dos Materiais

RESUMO

Foi projetado e construído um equipamento de refrigeração por absorção intermitente, com a utilização da mistura água-amônia, para produzir gelo. Tem-se como fonte de calor a energia solar, obtida com coletores concentradores de parábola composta.

O trabalho envolve vários assuntos; foram descritas analiticamente as propriedades gerais da mistura absorvente-refrigerante, e analisados experimentalmente os parâmetros de real significado no desempenho dinâmico de funcionamento, tais como, evaporação, condensação e absorção, bem como as relações existentes entre eles. De modo mais completo, foram avaliadas a eficácia do sistema e as condições nas quais se pode otimizar o desempenho.

A abrangência dos assuntos de forma ampla, tem por finalidade servir de subsídios a futuras pesquisas que venham a ser desenvolvidas nesta área.

ABSTRACT

A full equipment for intermittent absorption refrigeration, was designed and constructed by utilizing water plus ammonia mixture to produce the ice. The heat source was solar energy obtained from parabolic compound concentrators type collectors.

The objective of this work were numerous covering from an analytical description of the general properties of the refrigerant-absorbent mixture, to determine experimentally the influence of the most important parameters on the dynamic behavior characteristics. Such parameters include evaporation, condensation, absorption and relationships among them. Further all conditions were optimized to give the best system efficiency.

The wide analysis of this matter was performed with the aim to give origin to other future research lines on this particular area.

AGRADECIMENTOS

Ao prof. Dr. Oscar Daniel Corbella, por sua presença constante na elaboração deste trabalho e revisão do conteúdo.

Aos profs. M. Sc. Paulo Antônio Corsetti, Dr. Debbi Sadhu e Eng^o Ênio Cruz da Costa, pela contribuição na parte técnica.

À Indústria de Refrigeração Madef S. A., pela ajuda material.

Aos colegas do grupo de Energia Solar do PPGEMM, que colaboraram na fase de construção e montagem do equipamento.

A todos que colaboraram para a realização deste trabalho.

Í N D I C E

	<u>Pág.</u>
1. INTRODUÇÃO	1
2. MISTURA BINÁRIA ÁGUA-AMÔNIA	5
2.1. O estado da mistura	5
2.2. Fenômenos da mistura	6
2.3. Fenômeno do calor na mistura	7
2.4. Vaporização da mistura	9
2.5. O fenômeno do calor na evaporação	11
2.6. Vaporização contínua	14
2.7. Processo de absorção	16
3. FORMULAÇÃO TEÓRICA DO CICLO	18
3.1. Descrição do ciclo intermitente	18
3.2. O coeficiente de eficácia do ciclo intermitente	22
4. DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS BÁSICOS	26
4.1. A escolha da concentração inicial	26
4.2. Temperatura máxima do gerador	28
4.3. A fonte de calor (coletor)	29
5. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	34
5.1. O refrigerador experimental	35
5.2. Aspectos da construção do equipamento	38
5.2.1. Aspectos da construção do coletor de energia solar	43

	<u>Pág.</u>
5.3. Materiais utilizados na construção	46
6. INSTRUMENTOS UTILIZADOS	48
6.1. Instrumentos usados para a carga do equipamento..	48
6.2. Instrumentos utilizados para as medidas	48
7. AFERIÇÃO DO EQUIPAMENTO	50
7.1. Carga do sistema	50
7.2. Teste do equipamento com fonte de calor constan- te	52
8. COMPORTAMENTO DO REFRIGERADOR COM FONTE DE CALOR CONS- TANTE	53
8.1. Comportamento da solução na fase de geração	53
8.2. Comportamento da temperatura do gerador na fase de geração	54
8.2.1. Crescimento na temperatura do gerador com o equipamento isolado	56
8.2.2. Crescimento na temperatura do gerador com o equipamento sem isolação	56
8.2.3. Crescimento na temperatura de todos os com- ponentes do equipamento	57
8.2.4. Temperatura de condensação	58
8.2.4.1) Crescimento na temperatura do condensa- dor	58
8.2.4.2) Condensação à pressão constante	58
8.3. Comportamento da solução na fase de absorção	59
8.4. Temperatura da solução na fase de absorção	61
8.4.1. Esfriamento da solução com absorção simul- tânea	61
8.4.2. Temperatura do evaporador	62
8.5. O ciclo real	64

	<u>Pág.</u>
8.6. O coeficiente de eficácia real	70
9. COMPORTAMENTO DO REFRIGERADOR COM O USO DE ENERGIA SOLAR	74
9.1. Acoplamento dos coletores ao refrigerador	74
9.2. Comportamento das variáveis básicas do sistema..	77
9.3. A eficácia do sistema	78
9.4. A eficiência global do sistema	80
9.5. O fluido intermediário	85
10. OS COLETORES DE ENERGIA SOLAR	86
10.1. A eficiência dos coletores	86
10.2. A circulação do fluido para transferência de calor	88
11. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS	90
11.1. Discussão dos resultados com uso de fonte de ca lor constante	90
11.2. Discussão dos resultados com o uso de Energia Solar	91
LISTA DE SÍMBOLOS	94
BIBLIOGRAFIA	96
APÊNDICES	100

1 - INTRODUÇÃO

Devido à intensa demanda energética mundial e ao fato de que os combustíveis de natureza fóssil a cada ano que passa se tornam mais caros, o aquecimento e a refrigeração através da energia solar, têm nos últimos anos se tornado muito atrativos. O aquecimento através da energia solar já é economicamente viável em várias partes do mundo, enquanto que a refrigeração através do uso da energia solar está presentemente em estágio de pesquisa e desenvolvimento. A refrigeração se torna mais necessária justamente quando se tem máxima intensidade de radiação solar e este é o primeiro fator motivador do uso desta energia para se obter refrigeração, sendo outro fator a conservação de alimentos, a qual é mais necessária nos períodos de sol intenso e climas quentes, do que em regiões mais frias.

A energia solar para refrigeração, pode ser usada de duas maneiras, uma através do ciclo de Rankine e outra através do ciclo de absorção ou desorção de vapores; no presente trabalho, foi usado o ciclo termodinâmico de absorção intermitente, que se adapta melhor à energia solar, também de natureza intermitente.

O sistema de refrigeração por absorção tem sido usado por muitos anos; entretanto, somente em anos recentes tem sido pesquisado o uso da energia solar para este ciclo. O conceito de refrigeração por absorção foi primeiro desenvolvido

por Faraday em 1824, que obteve resfriamento através da vaporização da amônia líquida pela absorção do vapor no cloreto de prata, em um sistema fechado.

Em torno de 1950, devido à abundância da energia elétrica, houve uma grande expansão na industrialização do sistema de refrigeração por compressão de vapores, devido ao seu baixo custo comparado ao sistema de absorção, embora seja maior consumidor de energia elétrica; por esta razão, o sistema de refrigeração por absorção foi deixado num segundo plano. Agora, com a necessidade presente de conservação das reservas energéticas, tem-se retomado o tema, que, por outro lado, mostra-se o sistema mais adequado para se usar com energia solar.

O sistema de refrigeração que utiliza energia solar, é constituído de dois componentes: a máquina de refrigeração propriamente dita e um dispositivo para captar energia solar.

A energia solar tem certas limitações, tais como baixa concentração de energia e intermitência; entretanto, pode-se adequar a essas dificuldades um sistema de refrigeração, no qual suas características de funcionamento sejam satisfeitas. É perfeitamente possível se projetar um equipamento de refrigeração para que opere num período de geração pequeno (por exemplo, por duas ou três horas) e com uma inércia térmica suficiente para manter uma caixa de frio à temperatura aceitável para conservação de alimentos durante a fase de geração, sendo o restante do tempo para o período de refrigeração, obtendo-se assim frio contínuo.

Os trabalhos mais destacados no tema são discutidos a seguir:

O ciclo de absorção intermitente teórico para aplicação de energia solar, foi examinado e descrito por Williams, Chung, Löff, Fester e Duffie (1). Eles estudaram o ciclo real e levantaram o coeficiente de eficácia para as combinações absorvente-refrigerante (água-amônia e freon 21 - tetra etileno glicol dois metil eter); para coletor de energia foi usado um coletor concentrador.

Trombe e Foex (2), usando um coletor concentrador cilindrico parabólico de $1,5 \text{ m}^2$ e o sistema água-amônia, obteve 6 Kg de gelo por dia.

Chinnappa (3, 4) fez um estudo experimental, usando coletor solar plano para o sistema água-amônia. Utilizando uma fonte de calor constante, estudou experimentalmente também o sistema nitrato de lítio - amônia. Este segundo estudo foi bem mais completo, e nele propôs a formulação teórica completa.

Swartman (5) fez um estudo teórico comparando os sistemas água-amônia e tiocianato de sódio - amônia.

Neste trabalho desenvolveu-se um estudo teórico prático à partir das publicações anteriores, baseado na consideração que as condições geográficas e de clima da região são bastante favoráveis ao uso da energia solar (6).

Os objetivos mais importantes foram os de projetar e construir um protótipo em escala de laboratório e experimentá-lo, recolhendo dados de funcionamento em condições reais, além de analisar os principais parâmetros de desempenho.

Para fluido frigorígeno foi utilizado amônia, e para absorvente a água. A escolha dessa mistura baseou-se no fa

to de que suas características e propriedades são bastante co
nhecidas, enquanto que as outras combinações que poderiam se
usar ainda estão em estágio de pesquisa.

Na apresentação dos resultados, realizou-se uma dis
cussão introdutória do tema, visando proporcionar subsídios a
futuras pesquisas que venham a ser desenvolvidas nessa área.

2 - A MISTURA BINÁRIA ÁGUA-AMÔNIA

2.1. O estado da mistura

A água se mistura completamente com a amônia, tanto na fase sólida, como na líquida e na fase vapor; esta é uma das características necessárias para ser utilizada como absorvente-refrigerante nos sistemas de refrigeração por absorção.

O estado termodinâmico de uma mistura não pode ser caracterizado somente através da pressão e da temperatura, como se pode fazer para uma substância pura, mas precisa-se também conhecer a sua composição quantitativa.

A mistura consiste de componente "1", água e do componente "2", amônia. Define-se a fração mássica de material "2" na mistura como:

$$x = \frac{m''}{m' + m''} = \frac{m''}{m} \quad \left(\frac{\text{Kg de material "2"}}{\text{Kg de mistura}} \right) \quad (2.1)$$

onde temos m Kg de mistura constituída por m' Kg de material "1" e de m'' Kg de material "2".

Portanto, x é a quantidade de material "2", contida em um Kg de mistura. A fração do componente "1" será dada por:

$$1 - x = \frac{m'}{m' + m''} = \frac{m'}{m} \quad \left(\frac{\text{Kg de material "1"}}{\text{Kg de mistura}} \right) \quad (2.2)$$

Deste modo, x = 0 significa material puro "1", en-

quanto que tem-se material puro "2" para $x = 1$.

2.2. Fenômenos de mistura

No recipiente que mostra a fig. 2.1(a) tem-se dois líquidos separados por uma parede, $(1 - x)$ Kg de líquido "1", ocupando um volume $(1 - x)v'$ e x Kg de líquido "2", ocupando um volume xv'' , onde v' e v'' são os volumes específicos do material "1" e "2", respectivamente. O volume ocupado pelos constituintes é v_0 , o qual é dado por:

$$v_0 = (1 - x)v' + xv'' \quad (\text{m}^3/\text{Kg}) \quad (2.3)$$

Dado que a massa total de mistura é um Kg, v_0 resulta um volume específico, isto é, dado em m^3/Kg .

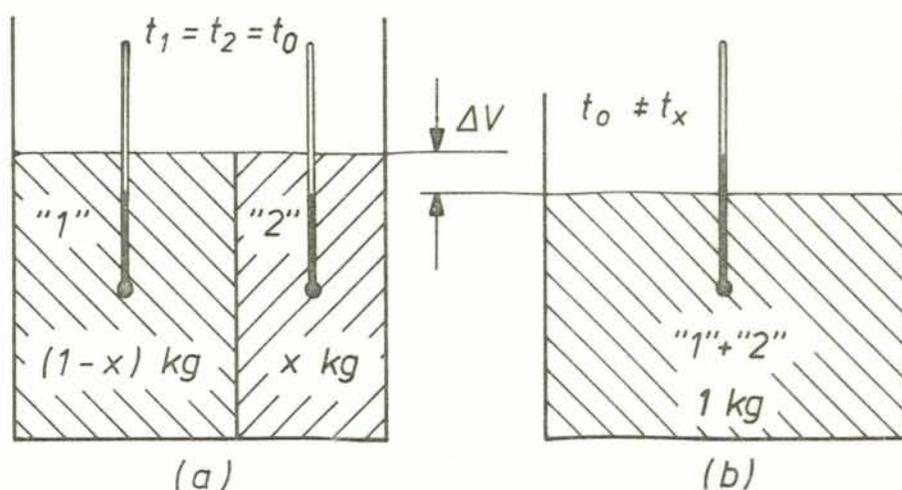


Figura 2.1 - Contração de volume na mistura de dois líquidos.

Removendo a parede que separa os dois líquidos (fig. 2.1(b)), o volume ocupado pela mistura será v_x , de composição x ; entretanto $v_o \neq v_x$, como as temperaturas t_o e t_x também serão diferentes. No caso da mistura água-amônia, há um decréscimo de volume e um aumento de temperatura, embora em alguns casos, como cita Bonsjakovic (7), possa ocorrer um aumento de volume e um decréscimo de temperatura.

2.3. Fenômeno do calor na mistura

Quando se mistura água com amônia, o aquecimento da solução é de tal magnitude que a mesma entra em ebulição.

Este fenômeno pode ser melhor entendido introduzindo-se o conceito de calor de mistura. Se $(1 - x)$ Kg de material "1" e x Kg de material "2", na mesma temperatura t , são introduzidos em um recipiente, como mostra a fig. 2.2, resultando em 1 Kg de mistura de composição x , em geral a temperatura da mistura é diferente da temperatura inicial.

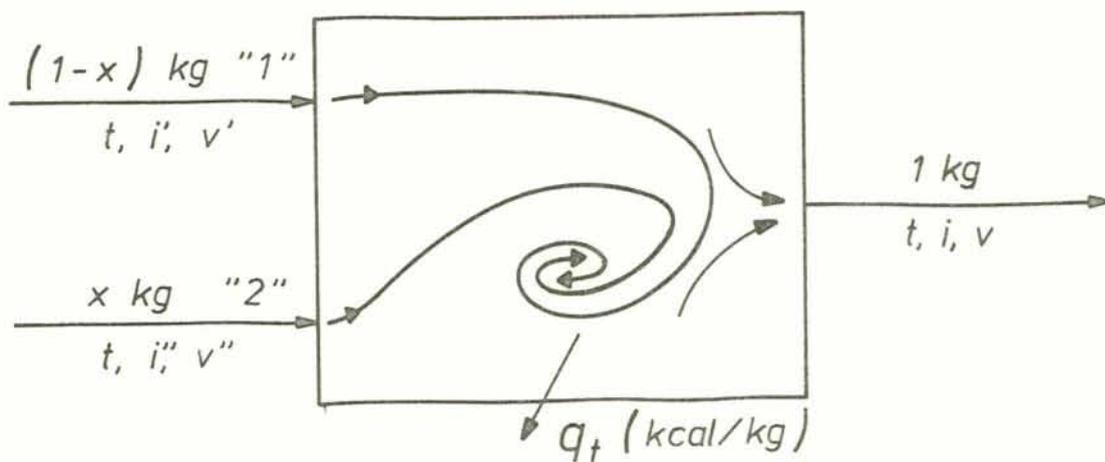


fig. 2.2 - Mistura de duas correntes de materiais puros.

Para que a temperatura da mistura permaneça no valor da temperatura inicial dos componentes (processo de mistura isotérmica), necessita-se retirar uma quantidade de calor q_t para cada Kg de mistura formada, a qual é chamada calor de mistura.

O calor de mistura isotérmica depende da composição (ver fig. 2.3). Para $x=0$ e para $x=1$, $(q_t)_{x=1} = 0$. Entretanto, entre esses dois pontos $q_t > 0$.

Na literatura, o calor de mistura q_t frequentemente não é dado para 1 Kg de mistura, mas como q_t' , se refere a 1 Kg de material "1", e q_t'' se refere a 1 Kg de material "2". A conversão é simples, já que 1 Kg de mistura contém $(1-x)$ Kg de material "1" e x Kg de material "2". Deste modo, tem-se:

$$q_t = (1-x)q_t' + xq_t'' \quad (2.4)$$

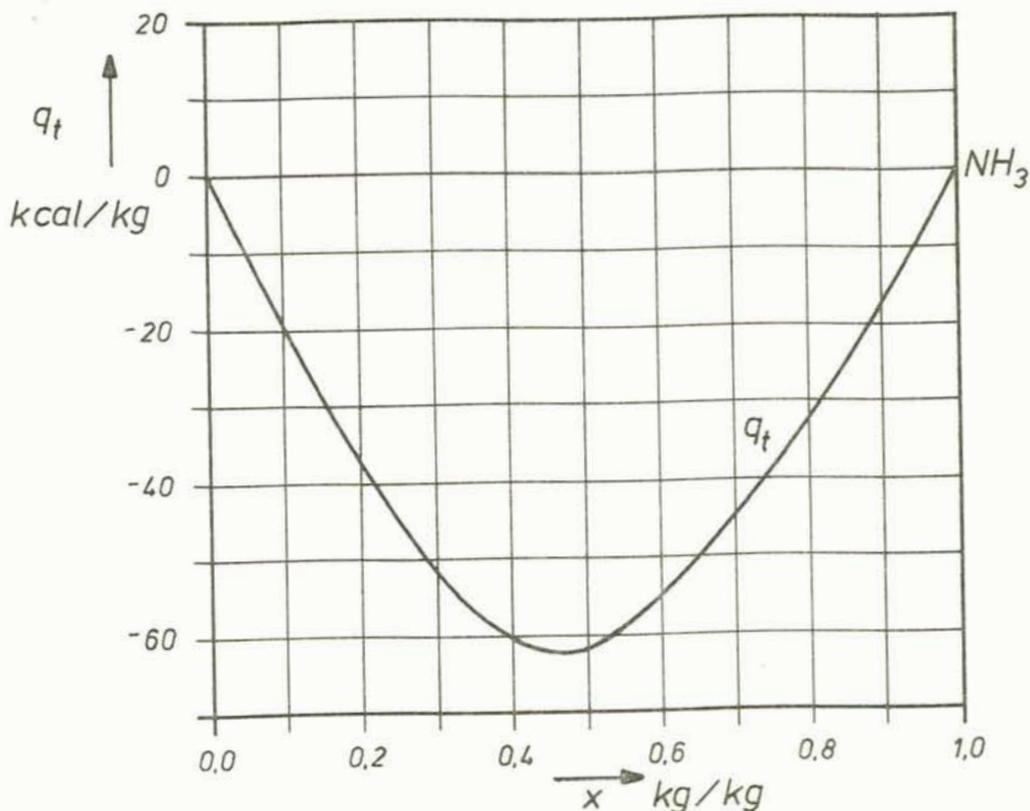


Figura 2.3 - Calor de mistura para os líquidos água - amônia, à $t = cte$.

O calor de mistura q_t está diretamente relacionado com a entalpia da mistura i ; de acordo com a primeira lei da termodinâmica, tem-se:

$$dq = di - vdp \quad (2.5)$$

donde,

$$q = i_2 - i_1 - \int_1^2 vdp \quad (2.6)$$

onde p é a pressão na qual se realiza a mistura.

O índice 1 refere-se ao estado antes da mistura, e o índice 2 refere-se ao estado após a mistura.

Se o processo for realizado à pressão constante, o termo da integral (eq. 2.6) desaparece.

2.4. Vaporização da mistura

O processo de vaporização de uma mistura binária é diferente de uma substância pura, pois seu ponto de ebulição varia de acordo com a composição. Supõe-se uma mistura de dois líquidos para ser analisada, conforme a fig. 2.4.

O líquido com composição x_1 (fig. 2.4(a)) está inicialmente à temperatura t_1 , no ponto 1 do diagrama $t-x$ (fig. 2.4(c)), e então é aquecido à pressão constante até o ponto 2, no qual começa a ebulição, formando assim a primeira bolha de vapor (ponto 3), sendo a temperatura do vapor igual à temperatura do líquido. A composição do vapor é x_3 e, como o vapor permanece sobre o líquido, a composição x_3 está em equilíbrio com a composição x_2 ($= x_1$), na mesma pressão. O aquecimento provoca maior vaporização da substância "2" do que da

"1"; logo, $x_3 > x_2$, isto é, torna-se mais pobre de substância "2" e a composição do líquido é reduzida para o ponto 5 (fig. 2.4.5 (b)), de composição x_5 , ao mesmo tempo em que a temperatura aumentou para t_5 , embora a pressão tenha se mantido constante.

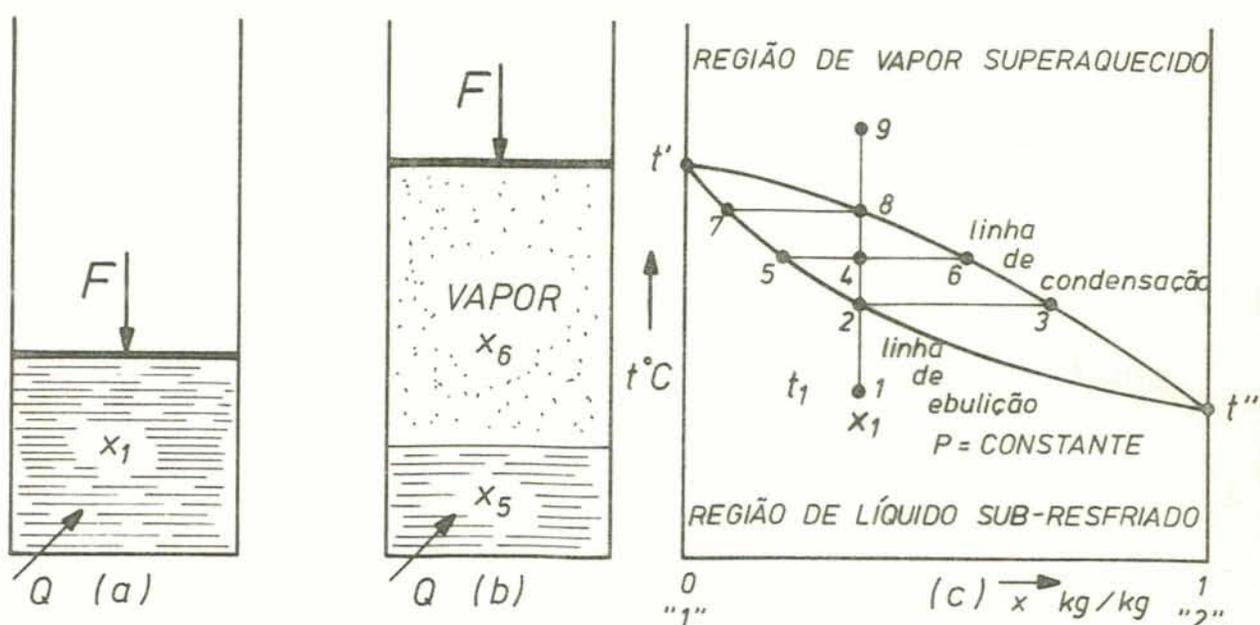


Figura 2.4 - Vaporização de uma mistura binária à pressão constante, sem remoção de vapor.

Se por um processo de agitação, ou por um processo de aquecimento suficientemente baixo, o vapor se conservar homogêneo sobre o líquido, pode-se encontrar, através de uma análise, o conteúdo x_6 ; portanto, x_5 e x_6 são composições de equilíbrio e t_5 é igual a t_6 . As gotas finais de líquido têm composição x_7 .

Continuando o aquecimento, a última gota de líquido se evaporará, e tem-se o ponto 8, que deve ter a mesma composição inicial; logo, x_8 é igual a x_1 , isto ocorre se não

houver sido retirado nada do recipiente. A análise da variação das composições pode ser efetuada, por exemplo, através da refração da luz.

Continuando o processo de aquecimento, tem-se o ponto 9, que é um ponto de vapor superaquecido.

Pela união dos pontos 2, 5 e 7 se obtém a linha de ebulição e pela união dos pontos 3, 6 e 8 se obtém a linha de condensação de vapor.

2.5. O fenômeno do calor na evaporação

As relações de energia com a transição de fase na mistura são mais complexas do que nas substâncias puras.

Com o conhecimento das propriedades térmicas das substâncias "1" e "2" e com os valores medidos de calor na mistura, é possível traçar um diagrama $i - x$ (fig. 2.5).

Primeiro, traça-se as isotérmicas na região de líquido comprimido. Na região de vapor superaquecido as isotérmicas são linhas retas, devido a que o calor de mistura, para gases e vapores, é usualmente desprezível ($q_t \approx 0$).

Para uma dada pressão p , t' é a temperatura de ebulição da substância "1" e a isotérmica do vapor superaquecido coincide com o eixo da ordenada ($x = 0$), e a entalpia i'_{lv} é a do vapor saturado seco, sendo a entalpia r'_{lv} o calor de vaporização do material "1". O mesmo ocorre para o material "2".

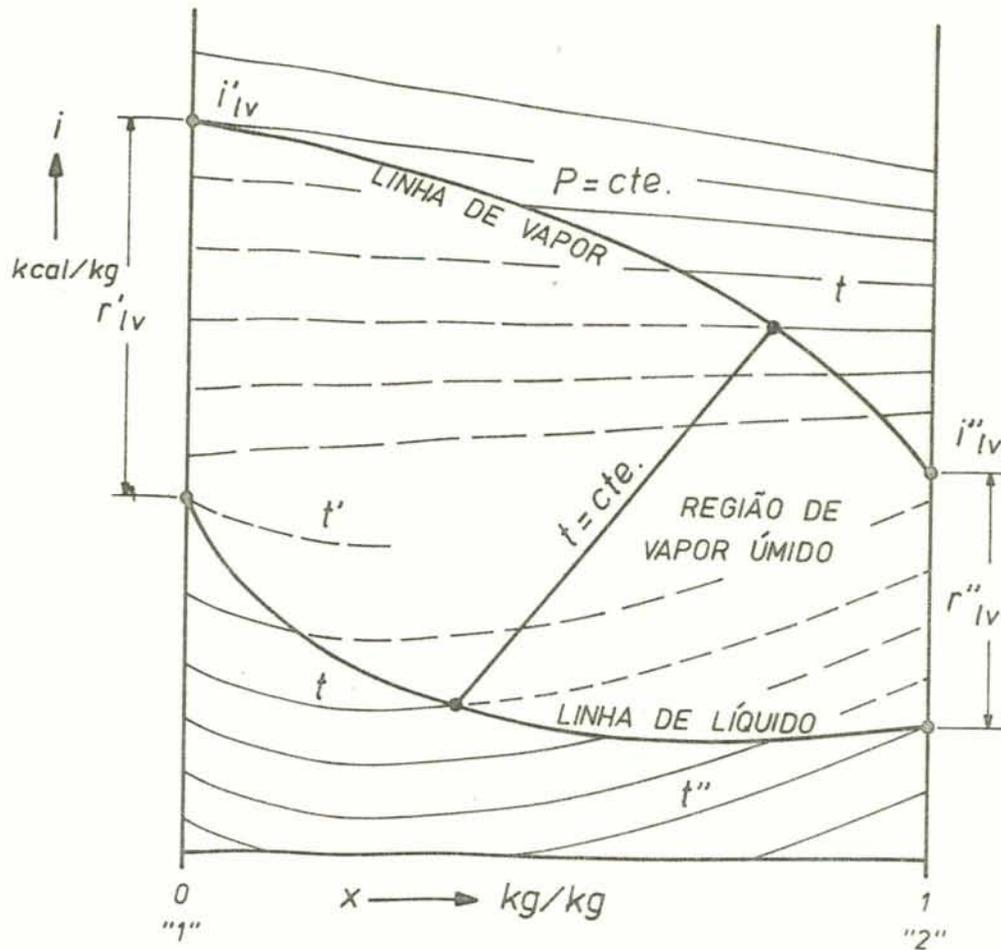


Figura 2.5 - Diagrama $i - x$ na região de vaporização.

Se as entalpias i'_v e i''_v do vapor superaquecido dos materiais "1" e "2" são conhecidas, as isotérmicas na região de vapor superaquecido podem ser traçadas, sem informação adicional.

Traçadas as isotérmicas nas regiões de líquido comprimido e de vapor superaquecido, se transferem as linhas de ebulição e condensação da figura similar 2.4(c) para a figura 2.5.

Na região entre as linhas de líquido e de vapor tem-se uma mistura heterogênea, de líquido em ebulição e vapor em

condensação, na qual as duas fases estão em equilíbrio.

No aquecimento de uma mistura (fig. 2.6), inicialmente no estado 1, x_1 , t_1 , quando se chega até o estado 2, de composição $x_2 = x_1$, começam a surgir as primeiras bolhas de vapor de composição x_3 .

Com calor adicional, atinge-se o ponto 4, onde tem-se a composição de vapor x_6 ; continuando, chega-se ao ponto 8, onde os últimos traços de líquido estão no estado 7 e $t_7 = t_8 > t_2$.

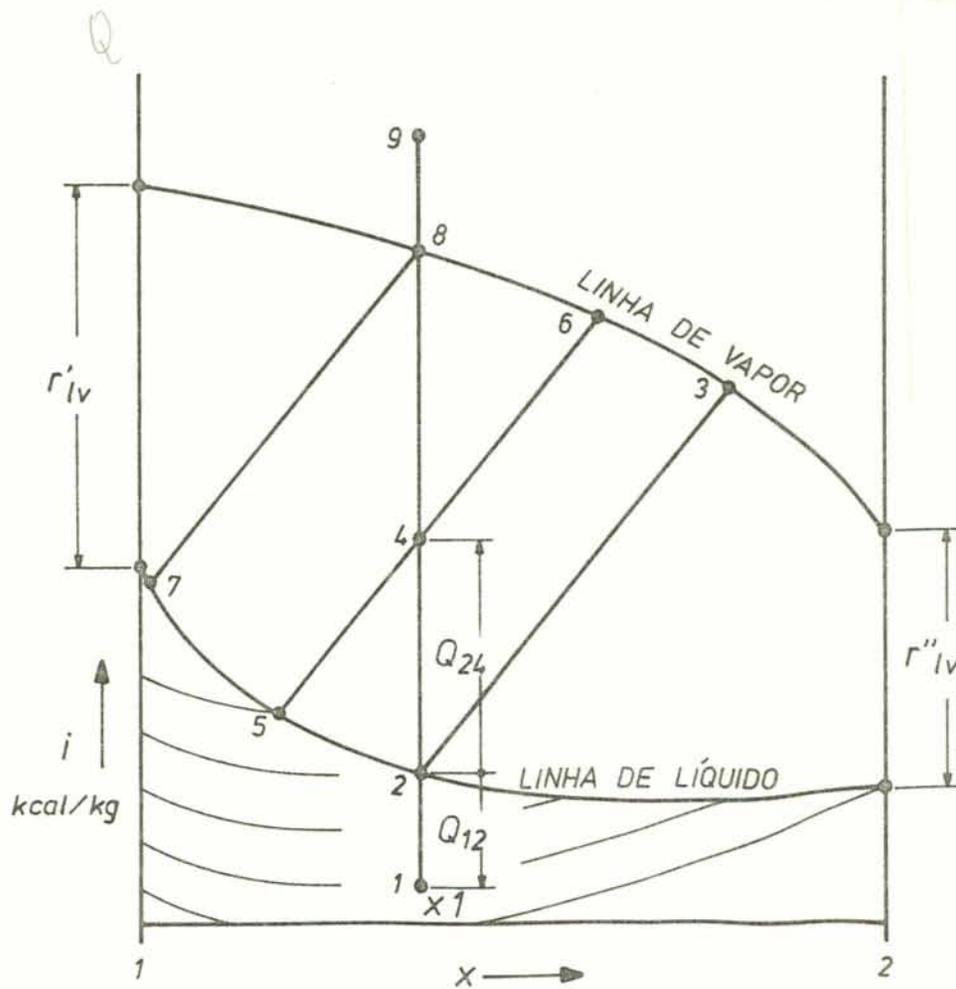


Figura 2.6 - Calor trocado na evaporação.

Continuando o aquecimento, atinge-se o estado de vapor superaquecido. Como exemplo, o calor entre os diferentes pontos será dado por:

$$Q_{12} = i_2 - i_1 \quad (2.7)$$

$$Q_{24} = i_4 - i_2 \quad (2.8)$$

$$Q_{19} = i_9 - i_1 \quad (2.9)$$

Um diagrama similar pode ser utilizado para diferentes pressões, ou uma superposição de linhas para diferentes pressões, como se utiliza na prática (ver Apêndice A).

2.6. Vaporização Contínua

Uma quantidade de solução rica, cujo estado é P_r , x_r , i_r é introduzida em um recipiente, como mostra a fig. 2.7, a uma taxa permanente $F_r = F$ (Kg/h).

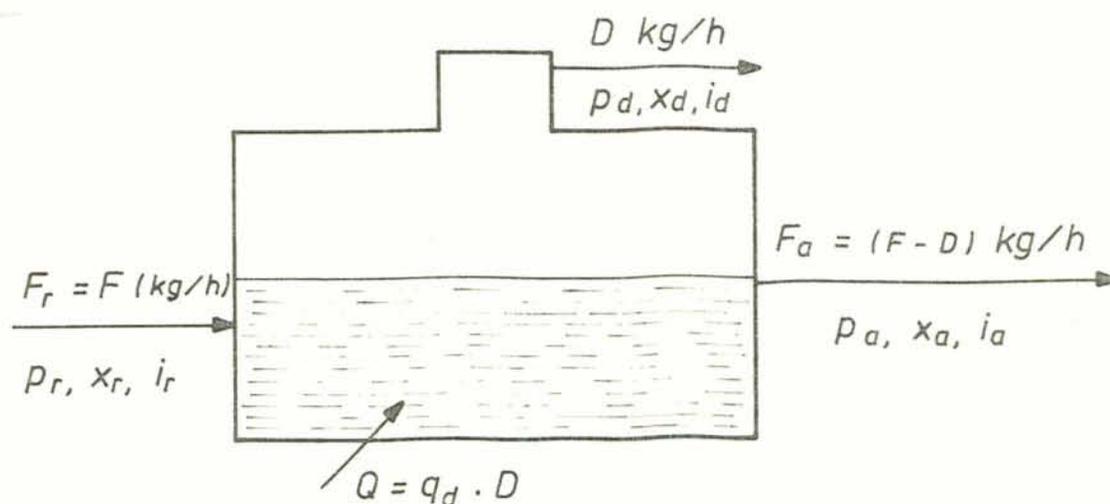


Figura 2.7 - Processo de vaporização em regime uniforme, com remoção de vapor.

No recipiente, uma quantidade de vapor D (Kg/h) é removida, com estado p_d, x_d, i_d . Uma quantidade de solução não evaporada F_a (Kg/h) é extraída do recipiente, no estado $p_a = p_d = p_r$ e uma quantidade de calor Q (Kcal/h) é introduzida no recipiente.

São formulados os seguintes balanços:

- a) Balanço total de massa;
- b) Balanço de um componente, por exemplo de substância "2";
- c) Balanço de energia.

Do balanço de massa se efetua:

$$F_a = (F - D) \quad (\text{Kg/h}) \quad (2.10)$$

No balanço de substância "2", a quantidade da mesma que é introduzida com a substância rica deve ser igual ao vapor que sai, mais a quantidade que resta na solução pobre:

$$F x_r = D x_d + (F - D) x_a \quad (2.11)$$

No balanço de energia, as três correntes estão à pressão constante.

$$Q = (D \cdot i_d + F_a \cdot i_a) - F_r \cdot i_r = D (i_d - i_a) + F (i_a - i_r) \quad (2.12)$$

onde $Q = q_d \cdot D$, que é o calor total introduzido. O calor introzido por Kg de vapor q_d é dado por:

$$q_d = i_d - i_a + \frac{x_d - x_a}{x_r - x_a} (i_a - i_r) \quad (2.13)$$

onde se expressa F/D em termos de diferenças de concentrações, sendo que esta quantidade pode ser lida num diagrama $(i - x)$, fig. 2.6.

2.7. Processo de absorção

Se uma corrente de vapor D (Kg/h), no estado p_d, i_d, x_d, t_d , é introduzida em uma corrente de líquido F_1 (Kg/h), no estado p_1, x_1, i_1, t_1 , como mostra a fig. 2.8, o vapor é absorvido pelo líquido se a temperatura do líquido se mantém suficientemente baixa, o que pode ocorrer através de um resfriamento.

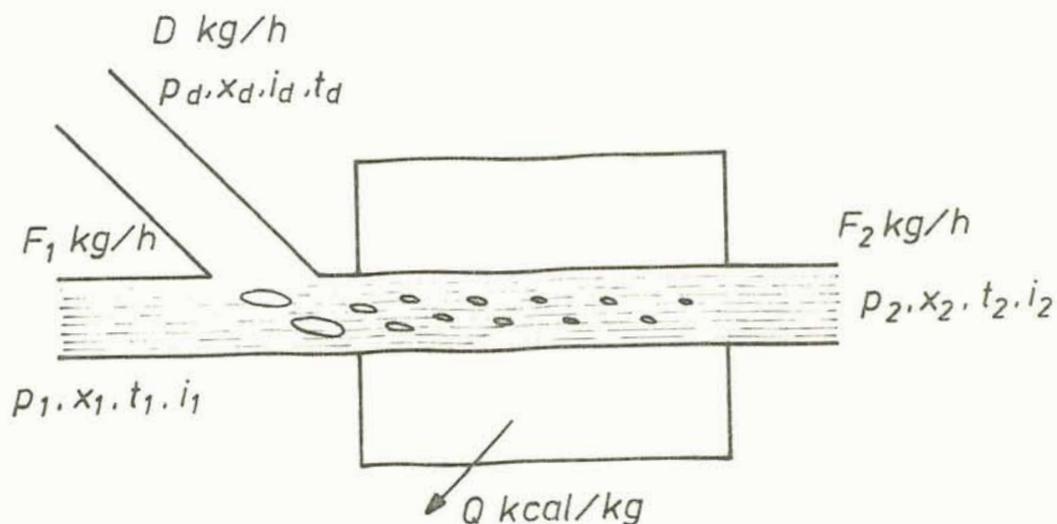


Figura 2.8 - Processo de absorção.

Após ocorrer a mistura, o estado da mesma pode ser encontrado no diagrama $i - x$ (fig. 2.9).

Para a absorção de todo o vapor, é necessária uma retirada de calor, a qual pode ser feita por convecção natural ou forçada com ar atmosférico ou um fluido qualquer.

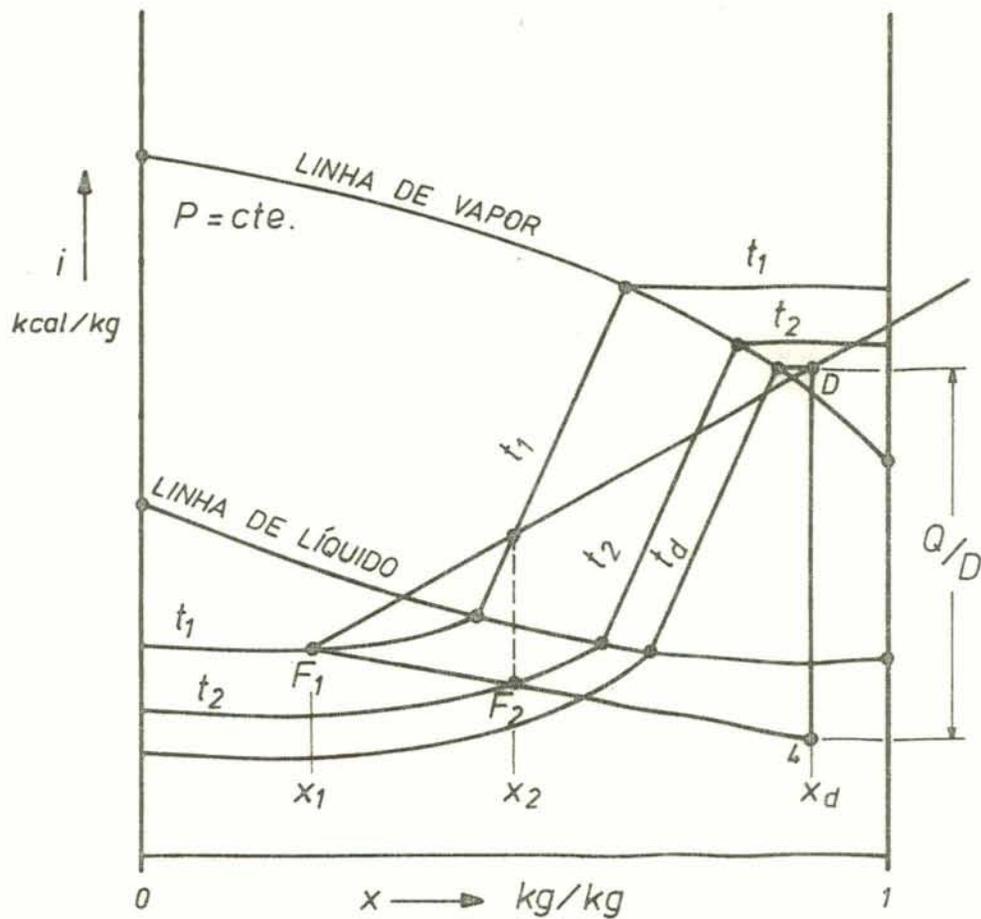


Figura 2.9 - Absorção com transferência de calor ,
de acordo com a fig. 2.8 .

A quantidade de calor Q/D (Kcal/Kg), por um Kg/h de vapor absorvido, pode ser lido no diagrama ($i - x$) pela extensão da reta $F_1 - F_2$ até 4, que é a ordenada x_d do vapor (veja demonstração no Apêndice B).

Assim é possível uma mistura absorver vapor que é resfriado por ele mesmo. Na fig. 2.9, $t_d < t_2 < t_1$. E isto é possível sem fornecimento de trabalho exterior. Graças a este fenômeno, é viável o uso da absorção para sistemas de refrigeração.

3 - FORMULAÇÃO TEÓRICA DO CICLO

3.1. Descrição do ciclo intermitente

O dispositivo de refrigeração solar é igual a um ou tro qualquer, operando com qualquer fonte de calor, a qual pode ser gás combustível, querosene, eletricidade, etc. Evidentemente, com as limitações impostas pela fonte de calor solar.

Essencialmente, o aparelho consiste de dois recipientes, ligados por tubos rígidos ou flexíveis, como mostra a fig. 3.1.

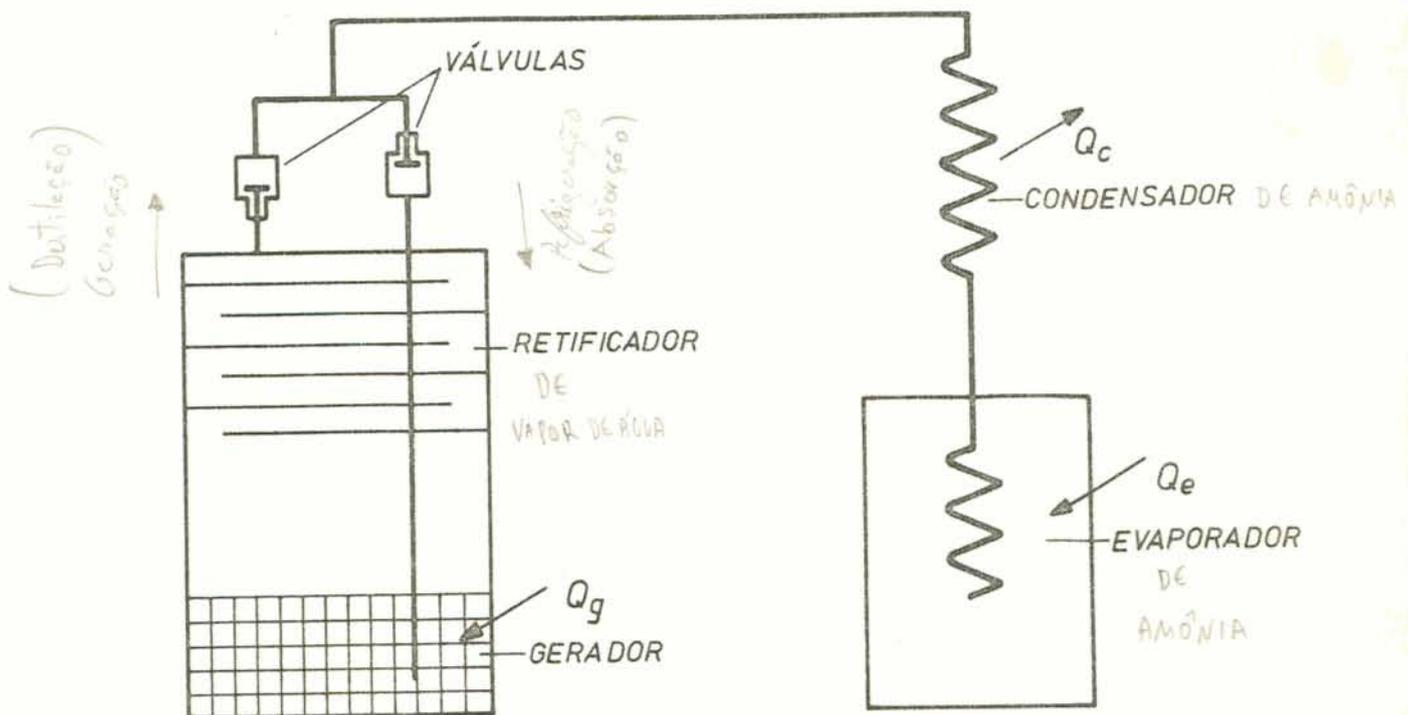


Figura 3.1 - Equipamento de refrigeração intermitente.

A natureza deste sistema indica que algumas características são desejáveis para as misturas absorvente-refrigerante:

- a) Baixa viscosidade e alta condutividade térmica da solução.
- b) Baixa volatilidade do absorvente, para se evitar grandes dimensões de retificadores.
- c) Não toxicidade e não inflamabilidade.
- d) Alto calor de vaporização para o refrigerante.

O ciclo intermitente consiste de duas fases de operações: uma de geração (destilação) e outra de absorção (refrigeração). Na fase de geração (destilação), a mistura absorvente-refrigerante é aquecida até uma temperatura tal, na qual o refrigerante começa a se destilar da solução.

O refrigerante destilado da solução é condensado e armazenado no evaporador.

Durante a fase seguinte, o refrigerante é absorvido pela solução pobre que restou no gerador, resultando assim o efeito de refrigeração no evaporador.

As duas operações aparecem uma após a outra, daí o nome de processo descontínuo.

Duas formas teóricas de ciclo são propostas, as quais podem ser adequadas ao ciclo real; as mesmas são mostradas na fig. 3.2, onde os dois ciclos são esboçados em um diagrama pressão, temperatura, concentração para o sistema água-amônia (como exemplo), com uma composição inicial de 47 % de amônia por Kg de solução, como após se utilizará na experi

ência.

Neste sistema, a temperatura máxima do gerador t_{fg} deve ser tal que a quantidade de vapor de água que se destila do gerador, juntamente com a amônia, possa ser retificada, para se evitar que este vapor de água se condense junto com o vapor de amônia no condensador e vá para o evaporador.

Estes dois ciclos ocorrem aproximadamente no meio do diagrama p, t, x (pressão. temperatura, concentração).

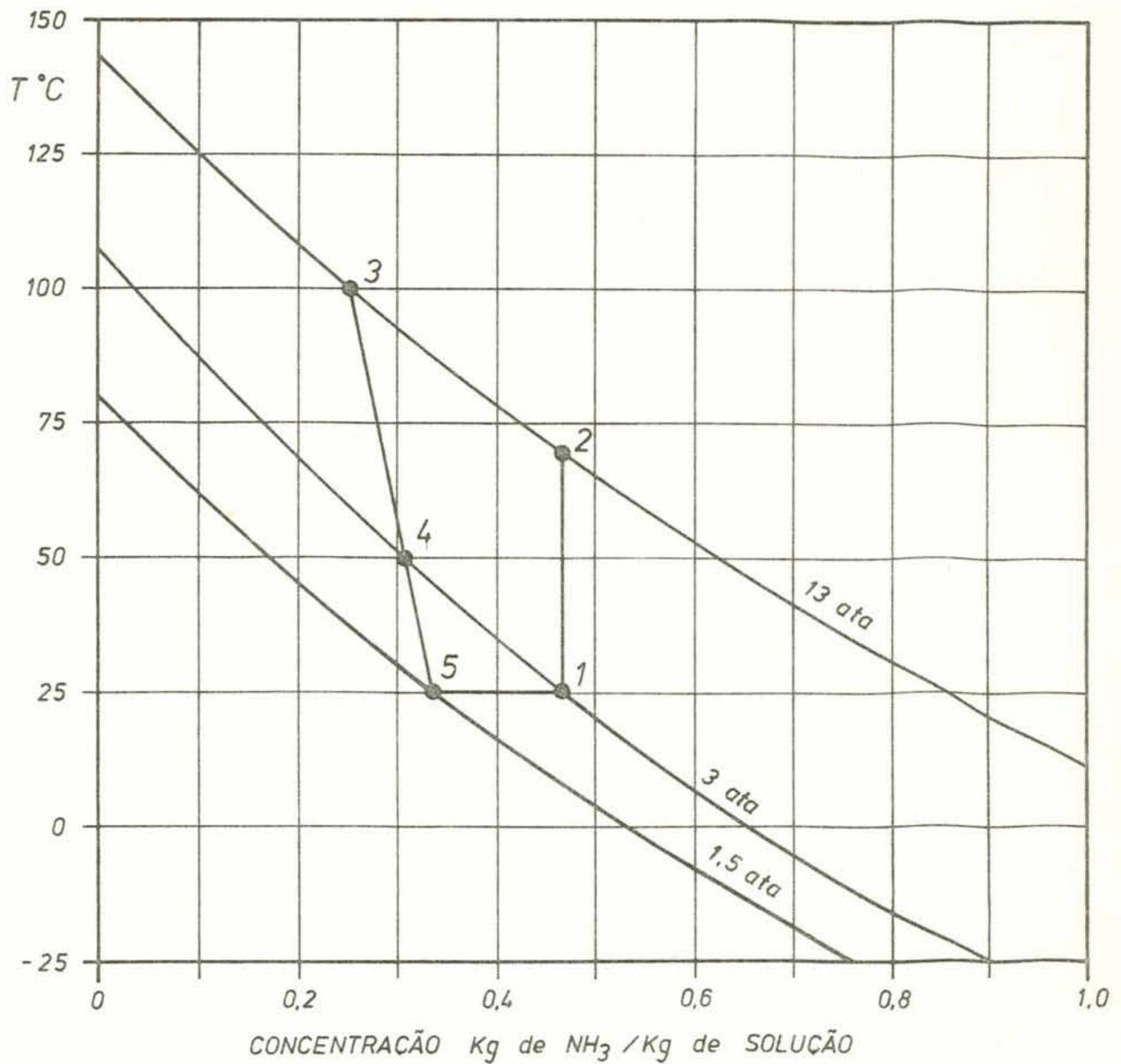


Figura 3.2 - Ciclos teóricos para o sistema água - amônia.

O que determina a pressão máxima do ciclo é a temperatura disponível no condensador para a condensação da amônia.

Determina o ponto 1 a temperatura inicial da solução disponível no gerador; esta temperatura normalmente é a temperatura ambiente.

A primeira forma de ciclo teórico é de absorção (refrigeração) à pressão constante, representado na fig. 3.2 pelos pontos 1-2-3-4-1.

A segunda forma de ciclo teórico é o de absorção à temperatura constante, representado na fig. 3.2 pelos pontos 1-2-3-5-1.

No ciclo de absorção à pressão constante, a fase de geração (destilação) consiste nos passos 1-2 e 2-3 (ver fig. 3.2). A fase de refrigeração deste mesmo ciclo consiste nos passos 3-4 e 4-1.

No ciclo de absorção à temperatura constante, a fase de geração é idêntica à anterior, ao passo que a fase de refrigeração (absorção) é dada pelos pontos 3-5 e 5-1, fig. 3.2.

Parte da quantidade de refrigerante destilada até o ponto 3 (fig. 3.2) é usada para o resfriamento adiabático de refrigerante estocado no evaporador. Isto significa que esta quantidade de refrigerante não produz resfriamento efetivo, não havendo assim retirada de calor do evaporador. Estes passos nos dois ciclos (à pressão constante e à temperatura constante) são dados pelos pontos 3-4 e 3-5, respectivamente. E a refrigeração efetiva nos dois ciclos ocorre nos passos 4-1 e

5-1.

Durante o passo 1-2, o refrigerante destilado é responsável apenas pelo aumento de pressão no sistema, pois a quantidade é muito pequena; com isso, a concentração permanece praticamente inalterada. Pode-se comprovar isto na prática.

O processo de absorção à pressão constante (1-2-3-4-1) é o mais eficiente dos dois, pelo simples fato de que uma quantidade menor de refrigerante é usada no resfriamento adiabático dele próprio; com isso, sobra uma quantidade maior de refrigerante para a refrigeração efetiva.

O processo de refrigeração citado acima, entretanto, é o mais difícil de se realizar na prática. A dificuldade principal surge no fato de que uma taxa controlada de resfriamento deve ser aplicada, para que a pressão se mantenha constante durante a fase de absorção; e este ajuste na retirada de calor é extremamente difícil de se realizar em um sistema que esteja funcionando.

3.2. O coeficiente de eficácia do ciclo intermitente

O índice usado para a medida da eficácia de um sistema de refrigeração por absorção, é dado pela relação entre a quantidade de refrigeração útil (efetiva), obtida durante o período de absorção, dividida pela energia absorvida pela solução do gerador durante o período de regeneração.

$$\text{CEF} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{\text{Energia absorvida durante a refrigeração}}{\text{Energia absorvida pela solução na geração}} \quad (3.1)$$

O termo Q_e usado na equação 3.1, isto é, a energia absorvida pela refrigeração efetiva, é relativamente fácil de ser avaliado, e é dado por:

$$Q_e = m'_4 \cdot i_{1v} \quad (3.2)$$

onde o termo i_{1v} é a entalpia de vaporização da amônia líquida, durante a fase 4-1 (fig. 3.2), e m'_4 é a massa de amônia responsável pela refrigeração efetiva.

Para avaliar m'_4 é preciso fazer um balanço de energia no evaporador, analisando a fig. 3.3, onde temos representado um volume de controle e uma quantidade de vapor de amônia saindo deste volume. Aplicando a primeira lei da termodinâmica para este ciclo, o qual opera em regime uniforme, tem-se:

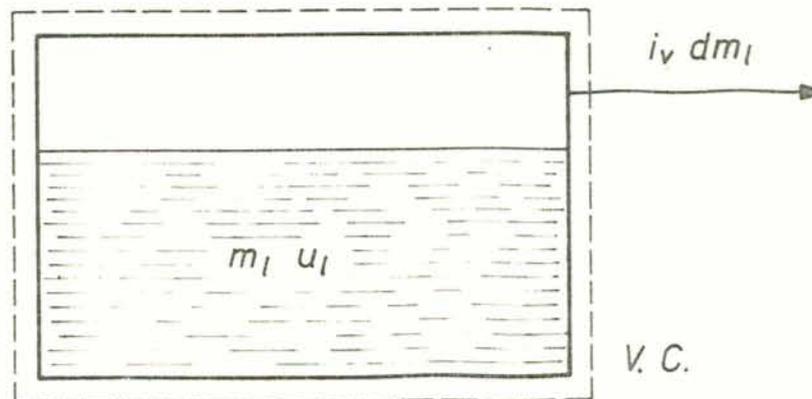


Figura 3.3 - Balanço de energia no evaporador.

$$(m_l - dm_l) (u_l - du_l) - m_l u_l + i_v dm_l = 0$$

onde u é a energia interna da solução. Então:

$$-m_l du_l - dm_l u_l + i_v dm_l = 0$$

$$(i_v - u_l) dm_l = m_l du_l$$

$$\frac{dm_1}{m_1} = \frac{du_1}{i_v - u_1}$$

Como a energia interna do líquido é aproximadamente igual à entalpia do líquido, e $i_v - u_1 \approx$ constante, o que chamaremos de $\overline{i_{lv}}$, e integrando entre os pontos 3 e 4, resulta:

$$m'_4 = m'_3 \exp \left[\frac{i_e - i_c}{\overline{i_{lv}}} \right] \quad (3.3)$$

onde os termos i_c e i_e são as entalpias do líquido refrigerante nas temperaturas de condensação e evaporação, respectivamente.

Para avaliar m'_3 , que é a massa de amônia destilada, é necessário efetuar um balanço de material no gerador.

$$m_1 x_1 = (m_1 - m_3) x_3 + m'_3$$

$$m'_3 = m_1 \left(\frac{x_1 - x_3}{1 - x_3} \right) \quad (3.4)$$

onde m_1 é a massa de solução no estado 1 (fig. 3.2). Os índices representam os pontos no ciclo, e x representa a concentração.

Para se avaliar a energia absorvida pelo conteúdo do gerador (solução) durante a fase de geração Q_g , é necessário se fazer um balanço de energia no gerador, considerado como um volume de controle, para as fases 1-3 do ciclo (fig.3.2). Aplicando a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle, para um processo em regime uniforme, tem-se:

$$Q_g = m_3 u_3 - m_1 u_1 + \int_{\text{estado 1}}^{\text{estado 3}} i_v dm_v \quad (3.5)$$

onde u é a energia interna da solução e m é a massa, o sufixo indica o ponto do ciclo, e a integral representa a entalpia do vapor de amônia durante o processo de destilação.

Como a energia interna do líquido é aproximadamente igual à entalpia do líquido, pode-se reescrever a equação 3.5 como segue:

$$Q_g = m_3 i_3 - m_1 i_1 + \int_1^3 i_v dm_v \quad (3.6)$$

Entre os estados 1 e 3 (fig. 3.2), os primeiros dois termos da equação 3.6 podem ser avaliados pela leitura de i_1 e i_3 em um diagrama p, t, x da mistura água-amônia.

Como durante o processo 2-3 (fig. 3.2) a pressão se mantém constante, a entalpia do vapor de amônia é retirada da tabela em função da temperatura.

O termo da integral é avaliado pela regra de integração de Simpson, iniciando-se com a integração no ponto de referência de 100 % de amônia na solução, continuando no sentido da menor concentração. Finalmente, o coeficiente de eficiência para este ciclo intermitente é dado por:

$$CEF = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m'_4 \cdot i_{1v}}{m_3 i_3 - m_1 i_1 + \int_1^3 i_v dm_v} \quad (3.7)$$

Esta formulação foi feita, considerando-se que a retificação se processa de maneira completa; caso isto não ocorra, é necessário nova formulação para o problema.

4 - DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS BÁSICOS

4.1. Escolha da concentração inicial

A escolha da concentração inicial em um sistema de refrigeração por absorção de vapores intermitente, deve ser realizada de acordo com as características desejadas de refrigeração, isto é, tanto na fase de geração como na de refrigeração.

Para esta avaliação é necessário que se deva adequar o sistema de refrigeração à temperatura ambiente da região onde o sistema vai operar. A temperatura da solução na fase de absorção indica a pressão de evaporação da amônia e, conseqüentemente, a temperatura obtida no evaporador durante a fase de refrigeração. A temperatura da solução pobre, isto é, a solução após ocorrer a destilação, é uma função da temperatura ambiente, visto que os sistemas são usualmente resfriados através da convecção natural e, em alguns casos, é utilizada água à temperatura ambiente.

Quando examina-se um diagrama pressão, temperatura, concentração, para a mistura água-amônia, verifica-se que quanto mais rica é a solução, isto é, mais ao lado direito do diagrama, maior é a pressão de saturação da solução para uma dada temperatura, a qual normalmente é a temperatura ambiente.

A conseqüência deste fato é que quando se tem uma pressão de saturação da solução alta, apenas uma pequena quan

tidade de calor se torna necessária aplicar na solução para que a mesma atinja a temperatura de condensação da amônia. Com isso, o coeficiente de eficácia do sistema fica aumentado (comparado a outras situações), visto que se deve adicionar uma menor quantidade de calor para se obter um mesmo efeito frigorígeno. Entretanto, por outro lado, a temperatura de evaporação da amônia será bastante alta, talvez até fora dos limites desejados.

A concentração a ser escolhida deve ser tal que se tenha uma temperatura no evaporador razoável e que se forneça uma menor quantidade de calor possível para a solução, até o início da destilação da amônia.

Para se obter uma temperatura em torno de 0°C no evaporador, considerando as nossas condições de clima (temperatura ambiente em torno de 30°C, a pressão máxima de evaporação deve ser em torno de 4 ata. Esta pressão indica uma concentração máxima de 50% de amônia na solução. Para concentrações maiores, a temperatura de evaporação cresce; elas são usualmente utilizadas para ar condicionado. No presente trabalho, escolheu-se uma concentração de 47% de NH_3 na solução; isto resulta uma temperatura de evaporação em torno de -6,7°C, desde que seja mantido refrigerado o absorvedor durante a fase de refrigeração.

Para concentrações menores, o coeficiente de eficácia vai decrescendo e a temperatura de evaporação vai diminuindo. Pode-se chegar até um ponto, por exemplo, usado industrialmente, a uma concentração de 35 % de NH_3 na solução; com isso se obtém temperatura de evaporação ao redor de -20°C.

4.2. Temperatura máxima do gerador

De acordo com a concentração inicial escolhida, e com a temperatura de condensação da amônia destilada da solução, tem-se uma temperatura de evaporação (destilação) efetiva da amônia.

Na temperatura de evaporação (destilação), o vapor pode conter quantidades apreciáveis de vapor d'água que se destila juntamente com o vapor de amônia; se isto acontecer, é necessário grandes dimensões nos retificadores do sistema, visto que, até se atingir a temperatura final de destilação, esta quantidade de vapor de água vai crescendo.

Os retificadores devem ser projetados de acordo com a temperatura máxima do gerador (temperatura máxima de destilação da amônia). Se, entretanto, esta temperatura for muito alta, provavelmente o retificador não conseguirá a condensação total do vapor de água destilado, que passará ao condensador e se armazenará no evaporador juntamente com a amônia.

Deve-se evitar a presença da água no evaporador, porque produz três efeitos negativos:

- a) Reduz o resfriamento efetivo, porque a massa a resfriar no evaporador é maior. A água, tendo uma temperatura de evaporação maior, não evapora; com isso não contribui para o efeito de refrigeração.
- b) A absorção não é completa, pois há uma quantidade de amônia associada com a água (formando uma solução de equilíbrio), e esta quantidade deve ser conduzida de volta ao

gerador para restabelecer a concentração inicial.

- c) Como não temos amônia pura, mas mistura, a temperatura de evaporação do destilado aumenta. Se tem assim uma temperatura diferente daquela teoricamente calculada.

Finalmente, salienta-se que a temperatura final do gerador é um parâmetro que influi decisivamente no coeficiente de eficácia do sistema de refrigeração por absorção.

4.3. A fonte de calor (coletor)

As experiências efetuadas com os coletores de placa plana mostram que a sua eficiência decresce com o aumento da temperatura de saída; um outro fato é que, até a presente data, tais coletores têm rendimento satisfatório para temperaturas de saída em torno de 70 a 80 °C, isto em condições de clima favoráveis.

Os coletores concentradores dotados de servomecanismo para rastrear o sol, podem dar temperaturas muito maiores. Mas, entretanto, é extremamente improvável que um desses equipamentos seja utilizado para o uso nas necessidades domésticas, pelo seu alto custo atual.

Os coletores concentradores cilíndricos estacionários, podem dar temperaturas entre as dos coletores de placa plana e as dos coletores concentradores móveis. Se a concentração ótica é limitada, por exemplo de 3 a 5, não há necessidade de um ajuste diário no coletor (quando fixo no sentido leste-oeste), muito embora seja necessário um ajuste periódico.

Baseado nesses argumentos, escolheu-se para o sistema de refrigeração um coletor de energia solar que fornecesse temperaturas pouco acima de 100 °C e que fosse relativamente barato, utilizando-se materiais nacionais para a sua construção.

O coletor escolhido foi primeiro estudado por Winston (8), e a seguir dar-se-ã as suas principais características:

Sua geometria é constituída de duas superfícies cilíndricas de seção parabólica, simetricamente dispostas em relação a um eixo chamado eixo de Winston ou eixo principal, como mostra a fig. 4.1, e com um ângulo de aceitação 2θ ou meio ângulo de aceitação θ . Define-se aceitação como a variação angular, na qual a radiação direta alcança o absorvedor, sem movimento do coletor.

As seguintes condições devem ser satisfeitas:

- a) O foco de uma parábola deve estar sobre o ramo da outra parábola, e vice-versa, sendo que as superfícies são constituídas dos dois ramos que se cruzam.
- b) As superfícies devem ser tais que no topo as tangentes às parábolas fiquem paralelas entre si e ao eixo principal.

A primeira condição define uma familia de curvas; entretanto, a segunda condição limita a uma única curva particular.

Essa segunda condição, por outro lado, indica que a parte superior do coletor não é tão eficiente quanto a parte inferior, pelo simples fato de que a superfície refletora

está paralela aos raios solares, quando a posição do sol está sobre o eixo principal. Por este motivo, e por razões econômicas, normalmente o coletor é truncado (cortado) e retira da sua parte inferior.

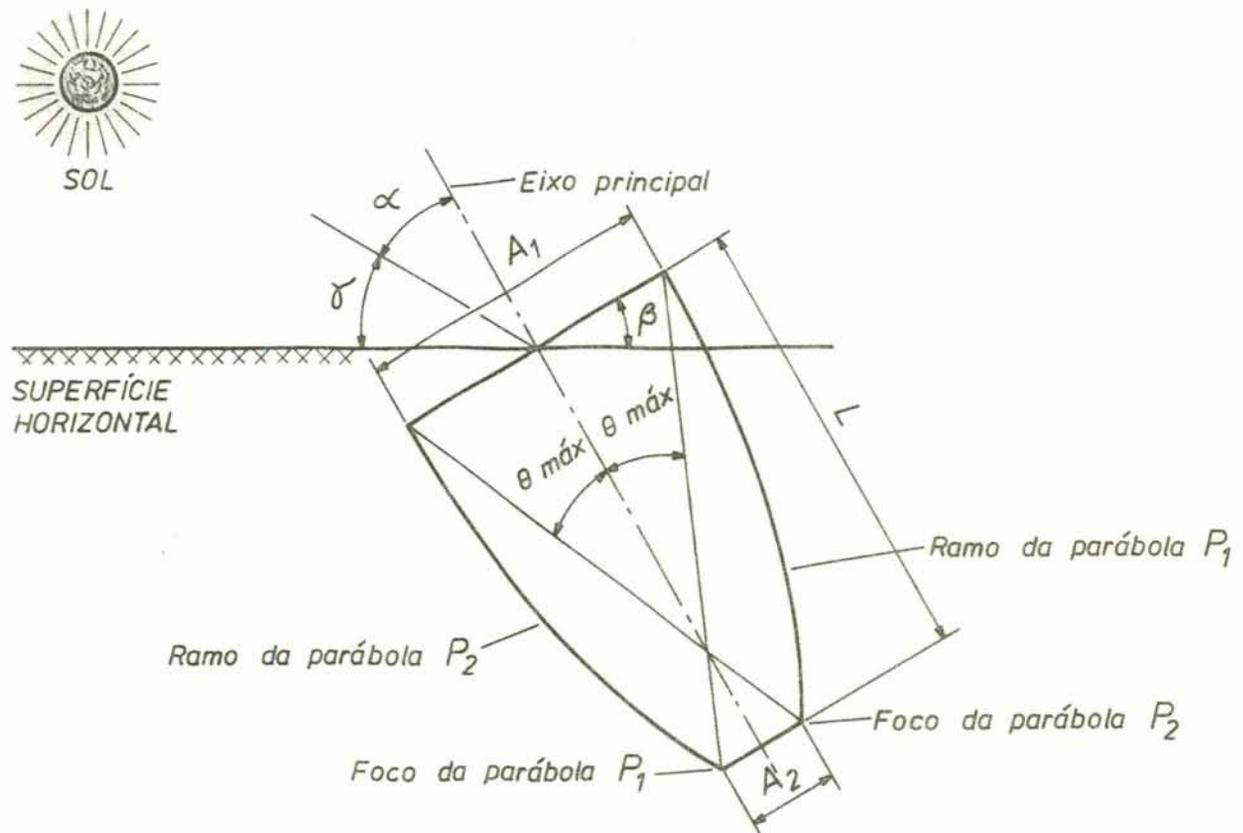


Figura 4.1 - Geometria do coletor tipo Winston.

Rabl (9), usando a segunda lei da termodinâmica e a radiação solar, demonstrou matematicamente que a relação de concentração de um coletor de Winston para duas dimensões é dada por:

$$C = \frac{A_1}{A_2} = \frac{1}{\text{sen } \theta_{\text{max}}} \quad (4.1)$$

onde A_1 é a largura da abertura do coletor e A_2 é a largura

do receptor.

Também demonstra-se que o comprimento axial do coletor pode ser dado pela seguinte expressão:

$$L = \frac{1}{2} (A_1 - A_2) \cotg \theta_{\max} \quad (4.2)$$

Este coletor é colocado na posição leste-oeste, formando um ângulo γ com a horizontal, como mostra a fig. 4.1. Quando o ângulo α , que é dado por:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \beta - \gamma$$

é menor do que θ_{\max} , o coletor aceita a radiação direta e a radiação difusa de uma porção do céu igual a sua abertura. Mas quando o ângulo α é maior do que θ_{\max} , o coletor solar aceita somente a radiação difusa, ou seja, a radiação direta que incide no coletor com um ângulo maior do que o ângulo de aceitação, não atinge o absorvedor e é refletida de volta para a atmosfera.

Com isto, dependendo do ângulo de aceitação, pode-se ter um coletor concentrador sem precisar de servomecanismo para rastrear o sol, mas apenas com reajustes periódicos.

Prova-se que a fração de radiação difusa que recebe o coletor é dada por $1/C$, isto é, pelo inverso da relação de concentração que, comparando com outros tipos de concentradores, é uma porção muito superior.

Para o presente trabalho, utilizou-se coletores truncados com redução em 50 % de área de reflexão. Com a truncagem diminui a relação de concentração e muda o ângulo de acei

tação. Deve-se ressaltar que, enquanto a área de reflexão diminui em 50 %, a relação de concentração diminui apenas em um valor em torno de 10 %. Com o crescimento do ângulo de aceitação, cresce na mesma proporção a parte do absorvedor que não é atingida pelos raios refletidos. Então deve-se ter cuidado na avaliação de qual a quantidade máxima a ser truncada, comparando os custos entre a diminuição e o rendimento.

Normalmente é admitida, na literatura, truncagem máxima de 50% do comprimento axial.

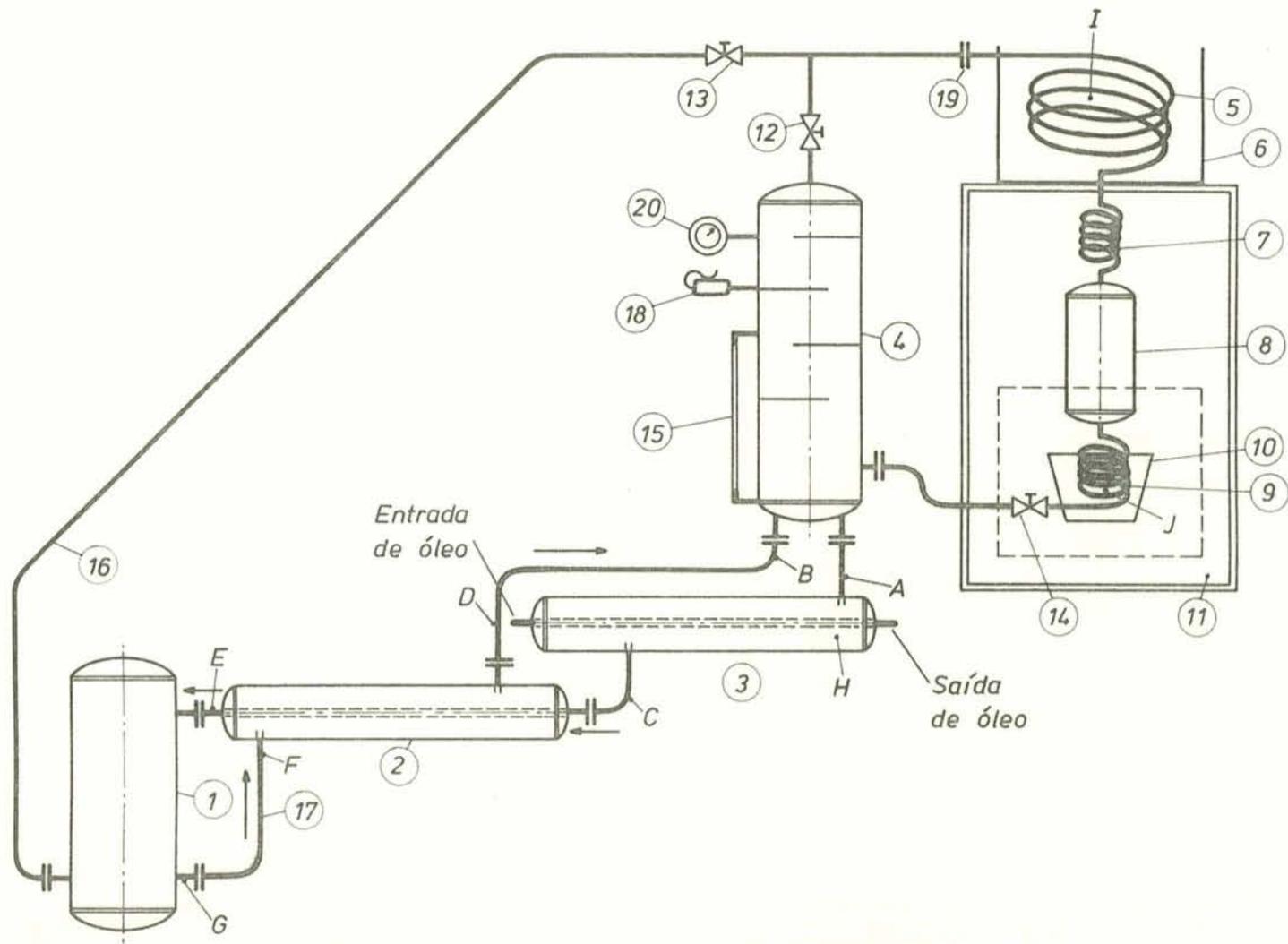


Figura 5.1 - Refrigerador experimental

5.1. O refrigerador experimental

A parte experimental do presente trabalho foi destinada à projetar e construir um equipamento de refrigeração por absorção intermitente, para operar com energia solar como fonte de calor. O referido protótipo tem por finalidade produzir gelo e conservar alimentos. Os detalhes do equipamento são mostrados na fig. 5.1. Os materiais utilizados na sua construção são todos de produção nacional.

Componentes do equipamento:

1. Tanque, absorvedor
2. Trocador de calor duplo tubo
3. Trocador de calor duplo tubo
4. Tanque, conjunto gerador retificador
5. Serpentina, condensador
6. Caixa para depósito d'água de refrigeração
7. Serpentina, resfriador da caixa de frio
8. Tanque receptor de líquido
9. Serpentina, evaporador
10. Recipiente para armazenar água a ser congelada
11. Caixa de frio, destinada a conservar alimentos
12. Válvula
13. Válvula
14. Válvula, para retorno de líquido ao gerador
15. Visor de nível, composto de duas válvulas, um tubo de vidro pirex e protetores de vidro
16. Tubo
17. Tubo
18. Válvula de carga

19. Flanges

20. Manômetro, manovacuômetro

O tanque absorvedor 1 está completamente cheio de mistura água-amônia. A solução fica estratificada no tanque, devido à diferença de densidade entre zonas de composição rica e pobre, sendo que esta última sempre ocupa a parte inferior do recipiente.

O tanque conjunto gerador retificador 4 contém solução até um determinado nível, sendo que a mistura nesse ponto deve ser sempre mais rica em amônia.

O absorvedor é resfriado pelo ar atmosférico através da transferência de calor por convecção natural e o condensador⁵ é resfriado com água estagnada, isto é, a água recebe calor de condensação; parte deste calor é trocado com o meio ambiente, sendo o restante responsável por um pequeno aumento na temperatura da água.

Para a operação do sistema, inicialmente, no período de geração, a válvula 12 fica aberta enquanto as válvulas 13 e 14 permanecem fechadas. Para a fase de refrigeração, a válvula 12 é fechada e abre-se a válvula 13.

Quando o trocador de calor 3 recebe calor, proveniente de qualquer fonte, este imediatamente é transferido para a solução de água-amônia. Ao receber calor, a mistura inicialmente sofre uma dilatação volumétrica e uma pequena parcela de vapor de amônia é destilada. Como o recipiente é fechado, a pressão do sistema começa a aumentar; este crescimento de pressão continua até que a pressão de condensação seja alcançada,

na qual efetivamente inicia a destilação da amônia da solução.

Antes de atingir a pressão de condensação da amônia, a solução, ao receber calor, diminui de densidade e, como a mistura se comporta como se fosse homogênea, ocorre com isso um termosifão da solução em direção ao gerador, no sentido inverso das setas colocadas na fig. 5.1.

Quando a amônia começa a se destilar efetivamente da solução (isso ocorre no trocador de calor 3 e no tanque gerador 4), a solução fica mais densa, comparada com a que não perdeu amônia. Isto pode ser perfeitamente comprovado ao se analisar as propriedades da mistura água-amônia, publicadas pela ASHRAE (10). (Uma reprodução dessa tabela aparece no Apêndice C.) Então o fluxo de solução nesta situação toma o sentido das setas colocadas na fig. 5.1, isto é, um termosifão invertido em relação ao anterior.

Toda a amônia destilada é condensada no condensador e armazenada no evaporador e receptor de líquido. 823.

Para o período de refrigeração fecha-se a válvula 12 e abre-se a válvula 13; a amônia é absorvida pela solução contida no tanque absorvedor 1. Como a parte inferior do tanque é a zona onde ocorre a absorção, esta, liberando calor, provoca um termosifão da solução no sentido do gerador.

Supondo-se que, durante todo o período de regeneração, se mantenha à baixa temperatura o tanque absorvedor 1, então neste caso a absorção pode ser feita com a temperatura do gerador ainda elevada. Isto não ocorreu na prática, pelo fato de que o trocador de calor 2 não está corretamente

dimensionado.

5.2. Aspectos da construção do equipamento

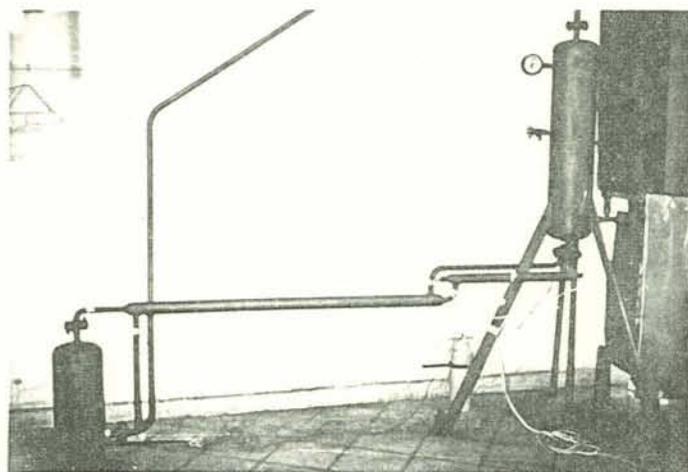
Entre os muitos trabalhos publicados sobre refrigeração por absorção intermitente, a maioria deles cita o condensador e o evaporador como uma mesma unidade, a qual normalmente é um recipiente cilíndrico. Apenas em poucos trabalhos são citados com unidades separadas para o condensador e o evaporador, que é também chamado de ciclo de Carre, como cita Williams (1).

O mesmo fato ocorre para o gerador, sendo que muitos preferem o mesmo recipiente para gerador e absorvedor.

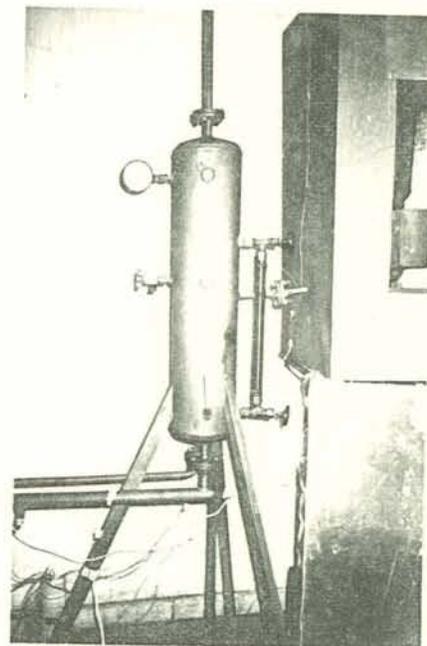
Entre os vários motivos pelos quais optou-se pelo projeto com absorvedor separado do gerador e com condensador separado do evaporador, está a facilidade de se coletar dados nessas unidades; com isso pode-se avaliar cada uma separadamente (o que não entra dentro dos objetivos do presente trabalho, sendo uma tarefa a ser executada posteriormente).

Para a definição do projeto, levou-se em conta que deveria ser feito um equipamento de refrigeração que tivesse baixa inércia térmica, mas sem afetar a eficiência do sistema ou comprometer a análise de algum parâmetro. Para que isso ocorra é necessário se colocar um trocador de calor entre o absorvedor e o gerador, como se faz em sistemas de funcionamento contínuo.

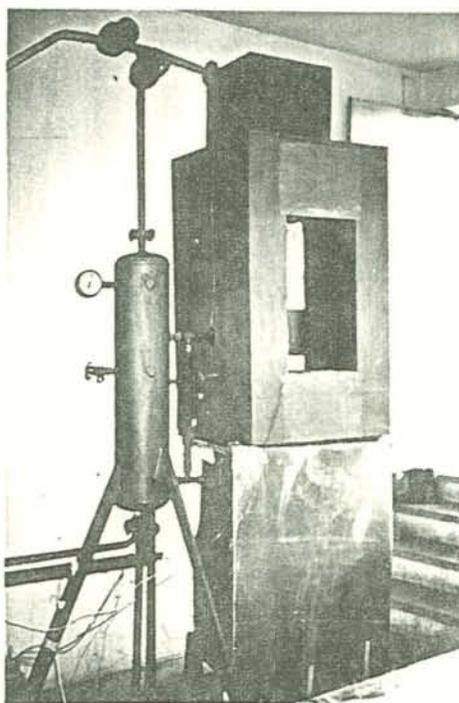
Nos sistemas de funcionamento intermitente que são citados na bibliografia, apenas Trombe (2) colocou este dispositivo em seu equipamento.



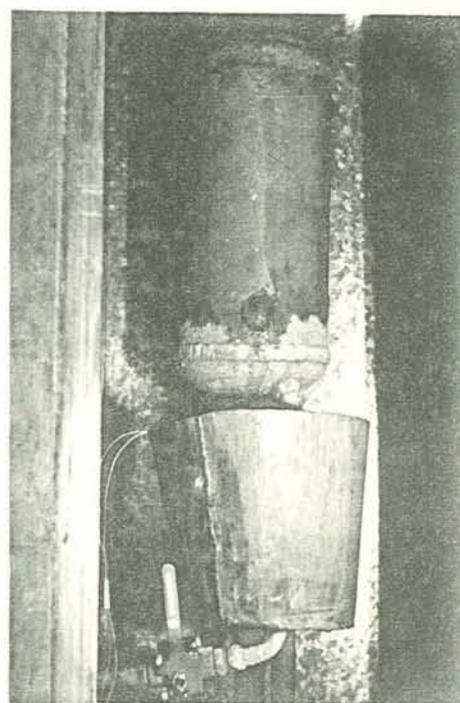
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 5.2 - Detalhes do refrigerador experimental.

No presente trabalho, colocou-se um trocador de calor do tipo anular (duplo tubo), como mostra a fig. 5.2.(a), por ser de baixo custo e de fácil fabricação, comparado a outros tipos de trocadores de calor; mais adiante se fará considerações sobre o desempenho desse componente do equipamento.

No projeto do gerador, que aparece na fig. 5.2.(b), foi incluído na mesma unidade o retificador de vapor d'água. Trata-se de diversos pratos convenientemente perfurados e simetricamente soldados na parte superior da carcaça do gerador. Os retificadores deste tipo são chamados de coluna e normalmente são considerados, para cálculo do dimensionamento, um refluxo de fluido com a finalidade de assegurar uma boa retificação. No presente equipamento, dadas as características do projeto, não foi possível se utilizar o refluxo. Sem a utilização deste dispositivo talvez a retificação não fosse completa; entretanto, na prática isso não aconteceu e pode-se comprovar quando, no final da fase de absorção da amônia, abria-se a válvula 14 (fig. 5.1) e nenhuma variação de volume era notada através do visor de nível.

O condensador, como mostra a fig. 5.2.(c), foi projetado para ser de fácil fabricação; por isso optou-se em construir uma serpentina simples, sem aletamento, que é imersa em água estagnada. A ausência de aletas deve-se à razões econômicas. O volume da caixa que armazena a água é de aproximadamente 40 litros.

Para manter a caixa de frio, que aparece na fig. 5.2.(c), em torno de 3°C, que é uma temperatura aceitável pa

ra conservar alimentos, foi utilizada uma serpentina simples, colocada na posição superior da caixa unindo o condensador ao tanque receptor de líquido.

Para o projeto de evaporadores, o formulismo matemático é pouco geral e em certos casos os cálculos teóricos são de extrema complexidade. Sabe-se que em evaporadores simples, o processo de ebulição é do tipo nucleada, e que para o cálculo da área de evaporação são disponíveis fórmulas empíricas para avaliação do coeficiente de película interna, para posterior cálculo do coeficiente global de transferência de calor.

Como havia necessidade prática de se comprovar a relação entre a quantidade de amônia absorvida pela solução pobre com a quantidade de calor retirada do evaporador na unidade de tempo, optou-se em estimar uma certa área de troca de calor de vaporização, a qual é formada por uma serpentina simples posicionada dentro de um recipiente com um volume aproximado de 4 litros, destinado a armazenar água a ser congelada. Como na maioria dos trabalhos publicados, o evaporador é um recipiente cilíndrico, no presente equipamento adotou-se um recipiente cilíndrico, que é o tanque receptor de líquido, e ainda somou-se uma área de serpentina, fixada na parte inferior do mesmo, como mostra a fig. 5.2.(d).

Para se avaliar a relação citada no parágrafo anterior, isolou-se o tanque receptor de líquido com uma camada de lã de vidro, de modo que grande parte do calor absorvido foi sobre a área da serpentina. Isto comprovou totalmente a hipótese do parágrafo anterior, pois o tempo de absorção foi bastante grande, em torno de 1 dia. Quando se retirou o isolante

mento do receptor de líquido, o tempo de absorção foi de 7 a a 9 horas, dependendo das condições de clima.

Outro dispositivo foi colocado no sistema com a finalidade de facilitar a operação do equipamento e corrigir possíveis falhas que possam ocorrer. Trata-se de um retorno ligando o evaporador e o tanque gerador, composto de um tubo e uma válvula, o qual é mostrado na fig. 5.2.(d).

Devido à rigidez do sistema, é praticamente impossível se elevar o evaporador até um certo nível, para que alguma quantidade de líquido nele estocado possa, por gravidade, descer para o gerador. Esta é a finalidade da colocação desta válvula de retorno, pois, caso não ocorra uma retificação completa, isto é, se se acumula água no evaporador, para que a solução do gerador recupere a concentração inicial é necessário devolver esta parcela de água à mistura. Outra situação em que pode-se acumular mistura no evaporador, é quando ocorre uma falha de operação, pois, quando no início da fase de geração se as válvulas 12 e 14 ficam fechadas e a válvula 13 fica aberta, apenas uma pequena quantidade de calor já é suficiente para que parte da solução seja transferida para o evaporador através do tubo 16, e caso não houvesse este retorno seria muito grande a dificuldade para corrigir essa falha.

O visor de nível, mostrado na fig. 5.2.(b), foi colocado por várias razões, sendo que sua principal finalidade é a de avaliar a quantidade de amônia destilada da solução, através da variação de nível (variação de volume); entretanto, na prática esta avaliação ficou prejudicada, devido às

imprecisões apresentadas. As variações de densidade com o crescimento da temperatura, para a mistura água-amônia (como mostra as tabelas de propriedades publicadas pela ASHRAE(10)), são bastante notáveis. Afora isso, ao se iniciar efetivamente a destilação de amônia da solução, a mistura vai se tornando mais pobre e, em consequência, sua densidade vai aumentando, provocando com tudo isso grandes variações de volume. Outra fonte de imprecisão são as oscilações de nível de líquido, apresentadas devido a pequenas diferenças de pressões entre os constituintes do equipamento; logo, para esta finalidade, o visor de nível não correspondeu. Entretanto, deve-se evidenciar que o mesmo tem grandes utilidades, sendo que a principal é de conferir se a carga do equipamento está correta, pois com o uso podem acontecer pequenos vazamentos de massa e, se isso ocorrer, pode-se constatar pela variação de volume.

Todos os componentes do equipamento foram unidos por meio de flanges, com a finalidade de facilitar a montagem e a desmontagem, quando estas se fizerem necessárias.

5.2.1. Aspectos da construção do coletor de energia solar:

Para o projeto dos coletores de energia solar, decidiu-se pela construção do coletor tipo parábola composta (Winston), discutido no Ítem 4.3, e estimou-se as dimensões aproximadas de 500 mm de altura, com 2000 mm de profundidade, com 60 mm de largura, para o absorvedor de energia solar. Com isso, usando o formulismo matemático demonstrado por Rabl(9),

se obteve as seguintes dimensões para o coletor completo:

- . abertura - 314,5 mm
- . altura - 962,5 mm
- . profundidade - 2000 mm
- . absorvedor - 60 mm
- . ângulo de aceitação - 22°

Com esses dados, a relação de concentração é de 5,24. Por razões econômicas, decidiu-se pela confecção de coletor tipo truncado, que resultou em novas dimensões:

- . abertura - 288 mm
- . altura - 488 mm
- . profundidade axial - 2000 mm
- . absorvedor - 60 mm

Com a truncagem houve um pequeno decréscimo na relação de concentração, passando para o valor de 4,80.

Para a fabricação do coletor foram testados dois tipos de estrutura, uma de fibra de vidro e outra de madeira. A estrutura de fibra apresentou problemas, devido à falta de rigidez; ao contrário, a de madeira deu bons resultados. Esta última consiste em diversas sessões unidas por perfis de aço carbono.

O absorvedor foi do tipo tubo de cobre achatado, formando uma sessão simétrica abaulada (fig. 5.3).

Para a superfície refletora foram testados dois tipos; uma foi de chapa de aço inoxidável tipo alto brilho polida, e outra constituída de tiras de espelhos planos que variam de 20 a 200 mm de largura, pelo fato de que estas dimensões dão boa aproximação à tangente em cada ponto da curva.

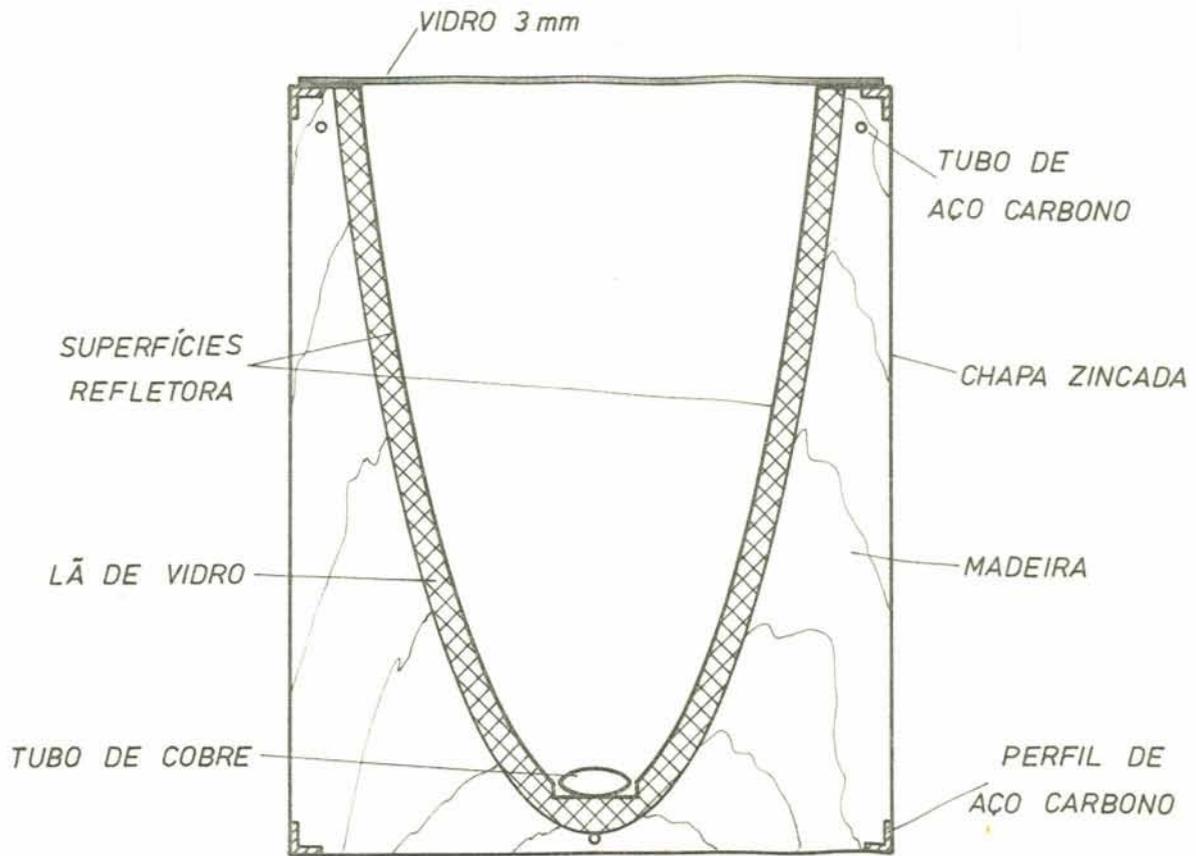


Figura 5.3 - Seção do coletor concentrador de parábola composta.

As superfícies do tipo metálica não constituíram uma solução, devido a problemas apresentados na conformação da chapa (ficaram com várias saliências e ondulações) e à sua baixa refletividade.

As superfícies do tipo metálica ficaram com uma parcela de refletividade ao redor de 30% menor que as superfícies constituídas de espelhos; comparando o custo dos dois tipos e a energia absorvida, se conclui ser mais viável a utilização das superfícies constituídas com espelhos.

5.3. Materiais utilizados na construção

Para a construção de um sistema de refrigeração em que um dos componentes é amônia, deve-se usar somente materiais ferrosos, pois a amônia tem grande afinidade com o cobre (11). Baseado nesse argumento, se construiu o equipamento com o uso dos materiais aço carbono, aço inoxidável e ferro fundido.

Para a construção do absorvedor e do gerador, foi utilizado tubo de aço carbono tipo Schedule 40, com diâmetro nominal de 8 polegadas, sendo que para o fechamento das extremidades foram usados tampos abaulados de aço carbono. O mesmo tipo de material foi empregado na fabricação do receptor de líquido, escolhendo-se outro diâmetro (6 polegadas); para o fechamento das extremidades, também foi com o mesmo tipo de material.

Para a construção do trocador de calor 2 (ver fig. 5.1), foi utilizado cano de aço carbono tipo Mannesmann (Din 2440), sendo que o anular tem diâmetro interno de 21,25 mm e 2,75 mm de espessura da parede, e o externo com diâmetro interno de 52,50 mm e 3,75 mm de espessura da parede.

Todas as serpentinas foram construídas com cano tipo Mannesmann (Din 2440) com diâmetro interno de 12,25 mm e com 2,25 mm de espessura da parede. Em todas as demais tubulações foi usado o mesmo tipo de material, mas com diâmetro interno de 21,25 mm e espessura de parede de 2,75 mm.

As válvulas 12 e 13 (fig. 5.1) e as válvulas do visor de nível são de ferro fundido, a válvula 14 é de aço carbono e a válvula da carga é do tipo Madef.

Os flanges utilizados nas ligações dos componentes são de aço carbono e foram construídos de acordo com a norma Din 2532.

A caixa de frio foi construída com folhas de aço zincado, fixadas sobre uma estrutura de madeira e com uma camada de 100 mm de lã de vidro como isolamento.

O retificador foi construído com pratos de aço inoxidável, perfurados convenientemente e soldados simetricamente na posição superior do corpo do gerador.

6 - INSTRUMENTOS UTILIZADOS

6.1. Instrumentos usados para a carga do equipamento

Na preparação do equipamento, para se efetuar o carregamento de água e amônia, foi utilizada uma bomba de vácuo marca LABOR, com as seguintes características:

- Tensão de alimentação: 220 V
- Nº de estágios: 2
- Vazão: 7,2 m³/h
- Pressão: 1×10^{-4} Torr

Para a leitura da pressão no interior do sistema, foi usado um vacuômetro eletrônico marca LABOR - "PENNING - PIRANI - VACUUMMETER", com as seguintes características:

- Tensão de alimentação: 110 V
- Pressão: 1×10^{-3} Torr

6.2. Instrumentos utilizados para as medidas

Para efetuar as medidas de temperaturas, foram utilizados termopares de cobre x constantan.

Para a leitura da d.d.p. fornecida pelos termopares, foi utilizado um registrador potenciostático Mkvt-12 Messgerätewerk "Erich Weinert" Magdberg, com as seguintes características:

- Tensão de alimentação: 220 V
- Velocidade do papel para registro: 60 mm/h
- Escala máxima: 5 mV
- Nº de canais: 12

O apêndice D mostra uma curva de calibração dos termopares, efetuada no próprio registrador.

Para a leitura da pressão no interior do equipamento, foi utilizado um manômetro para amônia marca DOX, com as seguintes características:

- Diâmetro: 4 polegadas
- Escala: 760 mm Hg - 0 - 25 Kgf/cm²

Para levantamento da quantidade de energia fornecida pelo sol através de radiação, foi usado um solarímetro (PIRANÔMETRO), modelo D 3 B da M.M.E.C.L., com as seguintes características:

- Linearidade (desvio): 1 %
- Sensibilidade: 3 $\mu\text{V}/\text{Wm}^{-2}$

Para a leitura da d.d.p. fornecida pelo solarímetro, foi usado um registrador galvanométrico da Messgerätewerk "Erich Weinert" Magdberg, com as seguintes características:

- Tensão de alimentação: 220 V
- Velocidade do papel para registro: 10 mm/h
- Escala máxima: 5 mV
- Nº de canais: 6

7 - AFERIÇÃO DO EQUIPAMENTO

7.1. Carga do sistema

Após ter sido feita a montagem do equipamento, havia a necessidade de se efetuar a carga, mas antes deveria ser testado contra vazamentos nas ligações (soldadas, flangeadas e rosqueadas). Para este teste foi utilizada uma bomba de pressão hidrostática com operação manual. O equipamento ficou totalmente cheio de água, e com o uso da bomba se adicionava mais água até se elevar a pressão de teste que foi de 25 Kgf/cm²; deixou-se pressurizado durante um certo tempo, para se provar com mais segurança a inexistência de vazamentos.

O próximo passo após feito o teste contra vazamentos, é de se fazer vácuo no sistema. Utilizou-se uma bomba de vácuo de dois estágios e um vacuômetro. A operação durou várias horas consecutivas e se obteve vácuo na ordem de 1×10^{-2} mm de Hg.

Para a carga do equipamento primeiro se colocou água destilada e desgaseificada; para desgaseificação da água se colocou em ebulição do tipo nucleada durante vários minutos. Após introduzida a água no equipamento, a pressão interna se manteve bastante inferior a uma atmosfera absoluta, como pode ser verificado pelo fato de que a agulha do manovacuômetro colocado no corpo do gerador não se deslocava da posição do zero absoluto. Em uma primeira tentativa de carga, hou

ve uma pequeno descuido de operação, pois abriu-se em demasia a válvula de carga; com isso formou-se um vórtice no recipiente em que continha água, de tal maneira que entrou ar no equipamento, então houve a necessidade de se esvaziar completamente o sistema e novamente se fazer vácuo.

Após se introduzir água no sistema, o passo seguinte foi colocar amônia. Para isso se utilizou uma garrafa metálica contendo amônia e uma balança, pois deveria ser pesada a quantidade de amônia a ser carregada. O cilindro foi unido à válvula de carga, fixada no gerador, através de uma mangueira flexível de alta pressão; a seguir, iniciou-se a retirada de ar da mangueira. Logo que se iniciou a transferência de amônia, e apenas uma pequena quantidade havia passado para o sistema, ocorreu um equilíbrio na pressão entre a garrafa e o equipamento. Para desequilibrar as pressões houve a necessidade de se aquecer o recipiente que continha amônia; assim se processou com facilidade a carga.

Como se colocou água em primeiro lugar, e logo após amônia, a mesma se posicionou na parte superior, não se dando assim uma mistura homogênea, isto é, o equipamento não havia entrado em regime de funcionamento. Para que a solução se tornasse uma mistura homogênea foi feito um aquecimento no trocador de calor 3 (fig. 5.1), com as válvulas 12 e 14 fechadas e com a 13 aberta; com apenas uma pequena quantidade de calor a água que estava estocada no absorvedor passou para o evaporador. Logo após, abriu-se a válvula 14 e a água caiu, por gravidade, sobre a amônia que se acumulava no gerador; com isso a mistura se tornou homogênea. Durante esta operação, houve

notável borbulhamento e grande desprendimento de calor na região da mistura.

7.2. Teste do equipamento com fonte de calor constante

Antes de testar o sistema total, foi testado só o equipamento de refrigeração, para detectar possíveis falhas, ou poder analisar isoladamente alguns parâmetros. Para tal, utilizou-se como fonte de calor uma resistência elétrica. Os resultados obtidos com esse procedimento foram bastante favoráveis, pois os dados levantados demonstraram o desempenho do refrigerador e alguns dos valores dos parâmetros recolhidos serão discutidos mais adiante. A fonte de calor utilizada foi uma resistência elétrica de 1 kW quando ligada a uma diferença de potencial de 200 V, e um aspecto positivo é de que pode-se usar uma fonte de alimentação variável; com isso testou-se a mínima quantidade de calor possível a ser introduzida no sistema e comparou-se com o calor teoricamente calculado.

8. COMPORTAMENTO DO REFRIGERADOR COM FONTE DE CALOR CONSTANTE

8.1. Comportamento da solução na fase de geração

Para se iniciar a operação de geração do equipamento foram primeiro deixadas abertas as válvulas 12, 13 e 14 (fig. 5.1), para que, por gravidade, toda a solução se acumulasse na sua posição original. Logo após se obter o equilíbrio, foram fechadas as válvulas 13 e 14, permanecendo aberta a válvula 12.

Ao se aquecer o trocador de calor 3, por meio da resistência elétrica, este transferia o calor para a solução de água e amônia nele contida, causando assim um fenômeno de termosifão no líquido. Como o gerador é o recipiente que assume a posição mais elevada do sistema, em relação aos demais componentes que contêm solução, é o ponto de temperatura mais elevada e, em consequência, nesse ponto começa a aumentar a pressão.

Como iniciava a aumentar a pressão no gerador e havia um espaço sem solução no tubo 16 (fig. 5.1), com um volume aproximado de 2 litros, ocorria o seguinte fenômeno: a solução era empurrada para ocupar este espaço, mas como havia uma pequena parcela de vapor de amônia e água neste local (portanto uma mistura gasosa compressível), com o aumento de pressão o vapor se condensava, provocando assim fortes oscilações

no nível da solução do gerador. Este processo era observado a través do visor de nível.

Com o passar do tempo, esta oscilação se tornava ca da vez menos intensa; presume-se que todo o tubo 16 (isto é, até a válvula 13) tenha ficado completamente cheio de solução. Quando a destilação do vapor de amônia se tornava efetiva, ces savam por completo as oscilações no nível da solução e então iniciava a descer uniformemente até o fim da fase de geração, onde a válvula 12 era então fechada.

8.2. Comportamento da temperatura do gerador na fase de geração

A temperatura do gerador na fase de geração pode as sumir vários comportamentos, como mostra a fig. 8.1.

No presente experimento, se fornece calor ao gera - dor, registrando-se a evolução da temperatura com termopares. No início da fase de geração a inclinação da curva de evolu - ção da temperatura em função do tempo é bastante acentuada, co mo mostra o trecho AB da fig. 8.1. Quando se inicia a destila - ção efetiva da amônia, esta inclinação torna-se cada vez me - nor (trecho BC da fig. 8.1) e, em certos casos, pode ser nula ou negativa, como mostra o restante da curva.

Observa-se vários fenômenos nesse gráfico, importan - tes para a sua compreensão, além do citado no parágrafo ante - rior. Quando trocou-se uma pequena parte da água da caixa do condensador por água com menor temperatura, imediatamente o - correu um decréscimo na temperatura do gerador, como mostra o

trecho DE (fig. 8.1). Este fato aconteceu devido a que a taxa de evaporação da amônia foi bastante alta, ocorrendo uma evaporação adiabática, isto é, retirando calor da própria solução. Se a diferença entre a temperatura da água a ser substituída e da água a ser colocada na caixa é pequena, então não ocorre declínio na temperatura, que se mantém constante durante um determinado tempo (trecho CD, mostrado na fig.8.1).

Temperatura

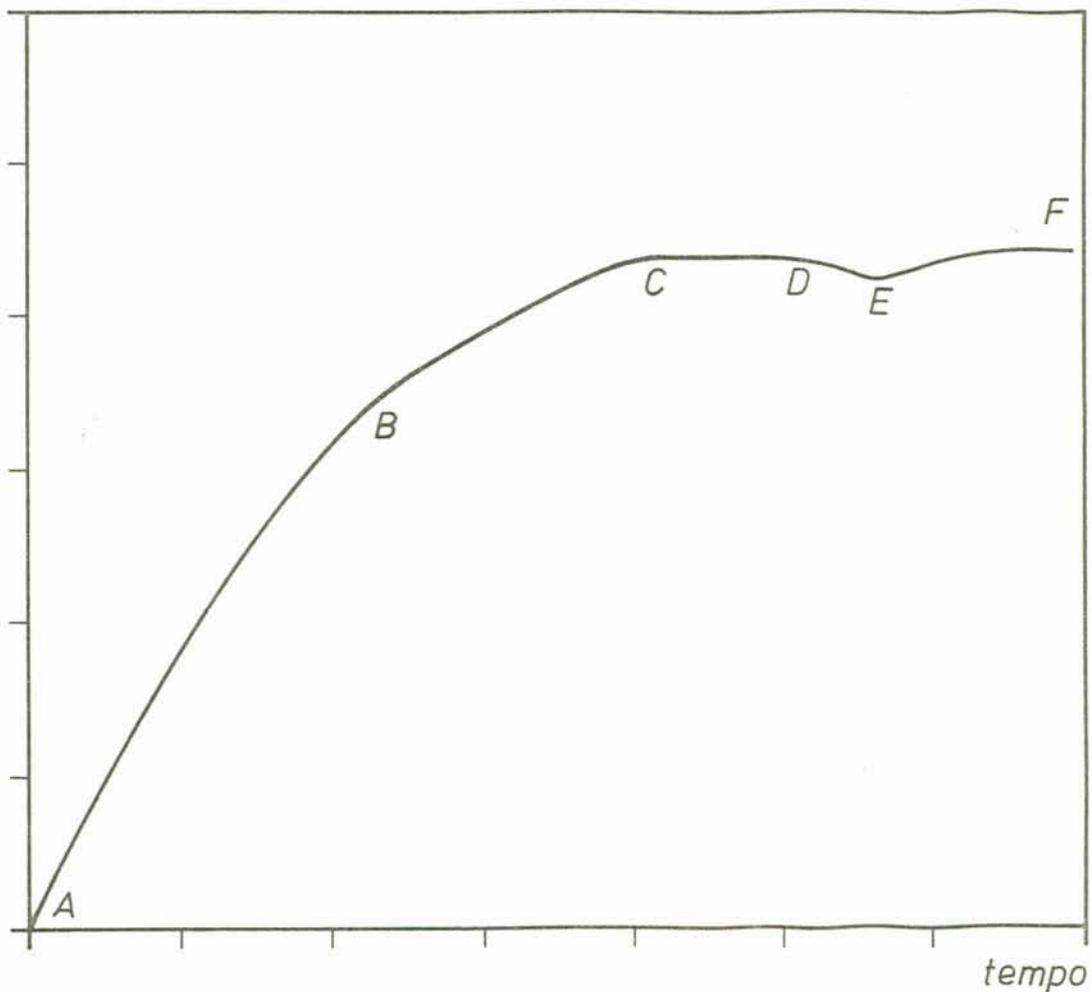


Figura 8.1 - Comportamento genérico da temperatura no gerador.

8.2.1. Crescimento na temperatura do gerador com o equipamento isolado:

Para os testes com o equipamento, foram isoladas to das as partes até o nível máximo da solução, com uma camada de lã de vidro de 50 mm de espessura. Em todos os fenômenos observados no ítem 8.2, o equipamento foi isolado para a fase de regeneração, tendo-se removido os isolamentos do absorvedor e do gerador durante a fase de refrigeração, embora os demais componentes permanecessem isolados.

A lã de vidro não se comportou como um bom material, pois sua estrutura deteriorou-se com o uso e manuseio. Devido à necessidade sistemática de se isolar e remover o isolamento de parte do equipamento, em sistemas a serem comercializados, deve se escolher um outro tipo de isolamento que seja mais durável ao manuseio.

8.2.2. Crescimento na temperatura do gerador com o equipamento sem isolação:

Quando se colocou o equipamento em funcionamento, sem nenhum isolamento nas partes que contém solução, a temperatura do gerador não ultrapassou os 70 °C, quando a temperatura ambiente estava em torno de 30 °C (se a temperatura ambiente era menor, a temperatura do gerador também baixava). Este fato ocorre devido à alta transferência de calor da solução para o meio externo, através da convecção natural. Cabe salientar que a temperatura onde a amônia começa a destilação efetiva, é em torno de 70 °C para as condições de clima no período do teste; por isso não há nenhuma possibilida-

de deste equipamento funcionar sem isolamento nas partes em que contêm solução.

8.2.3. Crescimento na temperatura de todos os componentes do equipamento:

Para medir a temperatura do equipamento foi utilizado um registrador de 12 canais e deles 9 foram ocupados com termopares de cobre-constantan, distribuídos nos vários pontos dos componentes do equipamento, como mostra a fig. 5.1, indicada pela sequência alfabética.

Como foi explicado anteriormente, o projeto foi idealizado para ter pequena inércia térmica; mas, como o trocador de calor 2 (fig. 5.1), que seria responsável por esse fenômeno, tem baixa efetividade por não ter sido bem dimensionado, este objetivo ficou prejudicado, atingindo-se apenas um dos parâmetros a ser analisado. Como consequência, a diferença de temperatura entre os diversos componentes foi bastante pequena, sendo a maior diferença em torno de 5 °C, entre o gerador e o absorvedor; entre os demais componentes esta diferença ficou ainda mais reduzida.

Segundo Trombe e Foex (2), para se obter a máxima eficiência neste tipo de equipamento, o tanque 1 (fig. 5.1) deve permanecer frio durante a fase de geração, ou seja, o trocador de calor colocado entre o gerador e o absorvedor deve ter alta efetividade. Como este não era o caso, e para corrigir esta falha, isto é, substituir o trocador de calor, demandaria muito tempo, o que retardaria a coleta final dos dados a serem levantados, decidiu-se não efetuar a troca. Com

isso, esse parâmetro ficou para ser analisado e desenvolvido por um futuro trabalho.

8.2.4. Temperatura de condensação:

8.2.4.1) Crescimento na temperatura do condensador:

Para avaliar o coeficiente de eficácia de um sistema de refrigeração, um dos parâmetros fundamentais é a temperatura de condensação e, conseqüentemente, a pressão de condensação, função desta.

Como no presente equipamento o condensador é resfriado com água estagnada, a pressão de condensação real é maior do que a teoricamente estimada, provocando assim uma diferença de temperatura entre o vapor em condensação e a água de resfriamento. Esta diferença de temperatura é necessária para que o calor de condensação se transfira mais facilmente para a água.

A taxa de destilação da amônia aumenta quando a taxa de retirada de calor de condensação é maior; este fenômeno foi observado ao se retirar parte da água de refrigeração e se colocar água mais fria (como citou-se no item 8.2). O comportamento da temperatura e o rápido decréscimo no nível da solução, observado através do visor, indicaram uma maior taxa de destilação da amônia, comparando-se a situação de funcionamento normal.

8.2.4.2) Condensação à pressão constante:

Para que o equipamento forneça resultados práticos

iguais aos teoricamente calculados na fase de geração, isto é, para que a pressão de condensação se mantenha constante durante toda a fase de destilação, só existe uma possibilidade. Deve-se ter durante toda essa fase uma taxa de retirada de calor constante do condensador; se isso não acontecer, existirá sempre uma diferença entre as pressões teóricas e práticas. Este fato foi inteiramente comprovado quando se fez a experiência de renovar constantemente a água de refrigeração através do fluxo forçado de uma bomba hidráulica, não recuperando a água. Sabe-se que isso não é economicamente viável, como talvez também não seja a utilização de uma torre de resfriamento para sistemas de uso doméstico, mas a experiência é perfeitamente válida para comprovar a teoria relativa a esse fenômeno.

8.3. Comportamento da solução na fase de absorção

Terminada a fase de geração, fechou-se a válvula 12 e deixou-se esfriar o absorvedor, provocando-se em consequência uma diferença de pressão entre o evaporador e o absorvedor. Logo após abre-se lentamente a válvula 13, para se evitar que a amônia saia do evaporador no estado de líquido saturado e sofra expansão no tubo 16 (fig. 5.1), operação que foi repetida algumas vezes com o propósito de comprovar o fenômeno.

Devido à existência da diferença de pressão citada no parágrafo anterior, ao se abrir a válvula, a amônia se expande no evaporador e sai no estado de vapor pelo tubo 16, em direção ao absorvedor; como consequência, a coluna de líquido

(solução) contida no tubo é empurrada para dentro do absorvedor.

Para comprovar a inexistência de solução no tubo 16, observou-se a sua temperatura durante a fase de absorção. Verificou-se que esta não mudara, logo não ocorria absorção, pois onde a solução recebia amônia ocorria forte despreendimento de calor e notável borbulhamento. A diferença de pressão se mantinha constante durante toda a fase de refrigeração e somente se anulava quando se abria a válvula 12 (fig. 51), comprovação feita pela observação na variação do nível de solução. Este fenômeno é de grande importância porque afeta um parâmetro de fundamental interesse, a temperatura de evaporação, que é um pouco superior do que aquela teoricamente estimada.

O borbulhamento no início da fase de absorção é de grande intensidade, provocando grandes oscilações no nível de líquido, como pode-se observar através do visor; entretanto, à medida que a absorção continuava, se tornavam cada vez menos intensas. Mas um fato foi notado: enquanto havia absorção, ocorria borbulhamento. Isso se comprovou da seguinte maneira: quando parava o borbulhamento e se abria a válvula 14, nenhuma alteração era notada no equipamento; ao passo que, quando havia ainda borbulhamento (embora bastante lento e intermitente), ao se abrir a válvula 14, imediatamente aumentava a pressão do manômetro fixado no gerador, indicando que ainda existia alguma amônia estocada no evaporador.

8.4. Temperatura da solução na fase de absorção

O esfriamento da solução, cessada a fase de geração, obedece à lei de resfriamento de Newton, isto é, a temperatura decresce exponencialmente no tempo, o que foi verificado ao se analisar os dados coletados de temperaturas.

Como foi citado no Ítem 8.3, a solução empobrecida e fria (temperatura ambiente) tem baixa pressão, pouco acima da pressão atmosférica; quando se abre a válvula 13, e recebe amônia, a solução imediatamente incrementa sua temperatura. Em todos os testes efetuados, essa diferença ultrapassou o máximo de 10 °C, durante os primeiros minutos de absorção; em seguida decrescia de 2 a 3 °C e, com o passar do tempo, diminuía lentamente até atingir novamente a temperatura ambiente.

Foi observado também que não ocorreram grandes variações de temperatura entre os diversos componentes do equipamento, como aconteceu na fase de geração. Os pontos de temperatura registrados foram, na sua maioria, coincidentes ou dentro do erro do aparelho, com o qual se tornou muito difícil identificá-los.

Os fenômenos observados acima foram todos para o absorvedor refrigerado por convecção natural; pode-se ter melhores resultados quando se utiliza água para o arrefecimento.

8.4.1. Esfriamento da solução com absorção simultânea:

Para se iniciar o processo de refrigeração não é necessário que a solução do absorvedor esteja à temperatura am-

biente; pode ocorrer que a mesma esteja com temperatura elevada e, ao se resfriar, ocorra simultaneamente a absorção do vapor de amônia. Esta experiência foi executada e os fenômenos observados são muito interessantes.

É sabido que a pressão do evaporador no fim da fase de geração é menor do que a pressão no absorvedor, como pode-se comprovar quando se abre a válvula 13, pois se verifica a passagem de solução contida no tubo 16 para o evaporador. Então, para se iniciar a fase de absorção, é necessário deixar as pressões se equilibrarem e, para isso, basta apenas esperar que se esfrie um pouco o absorvedor, ocorrendo assim resfriamento da solução com absorção simultânea. Outra situação acontece quando se deixa esfriar num tempo maior; com isso, a diferença entre as pressões se torna de algumas atmosferas e, neste caso, no início da operação ocorre imediatamente um aumento na temperatura da solução, como mostra a fig. 8.2 (trecho BC). Este fenômeno ocorre em qualquer ponto da curva, mesmo que a temperatura da solução esteja bastante elevada.

8.4.2. Temperatura do evaporador:

A temperatura do evaporador é uma função da pressão (ou da temperatura) do absorvedor; quanto maior é a pressão no absorvedor, maior será a temperatura do evaporador, como se comprovou experimentalmente.

Outro fenômeno observado é que a temperatura do absorvedor é uma função da quantidade de amônia absorvida desde que o meio de retirada de calor do mesmo não esteja alte-

rado.

Com estas observações efetuadas, pode-se concluir qual é a melhor situação para se iniciar a fase de refrigeração: se com o absorvedor frio, ou com temperatura elevada (resfriando e absorvendo simultaneamente), como foi citado no ítem 8.4.1.

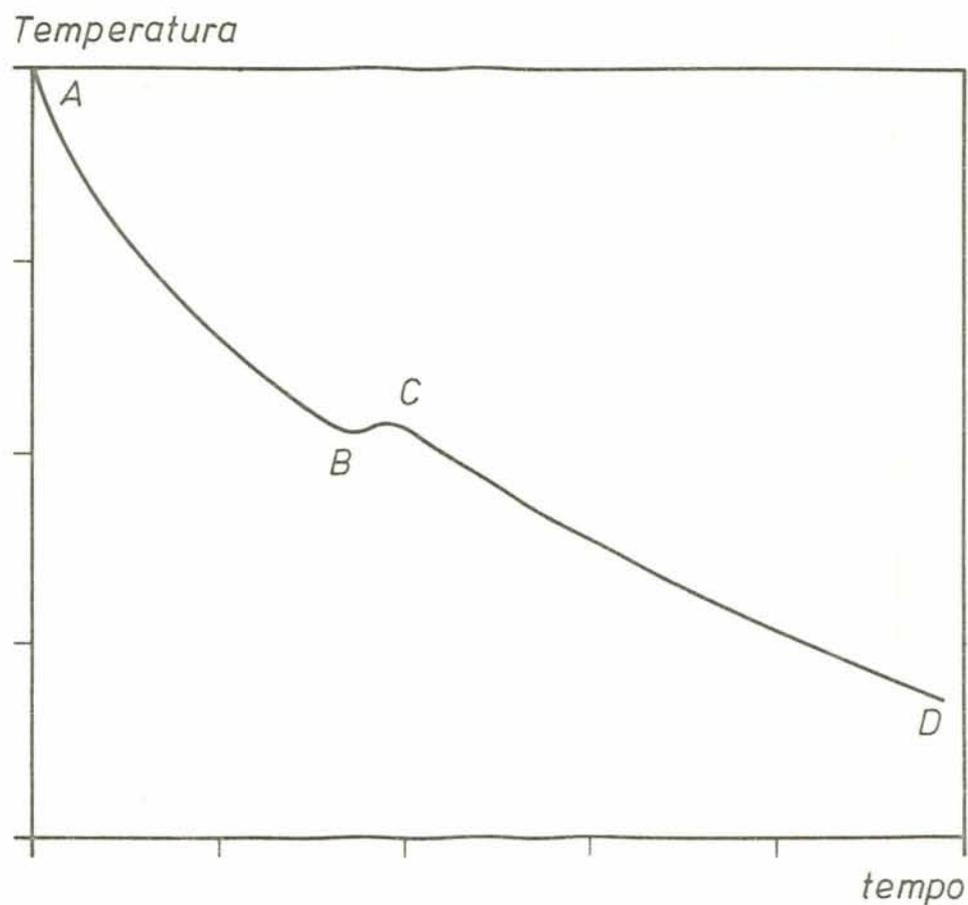


Figura 8.2 - Esfriamento do absorvedor.

A verificação do fenômeno acima citado foi observada com mais realce, quando se experimentou imprimir sobre o evaporador um fluxo de ar forçado com alta turbulência, atra

vês do uso de um ventilador. Isso ocorreu após algumas horas em que se processava a absorção e restava apenas uma pequena quantidade de amônia a ser absorvida, pois devido à alta resistência na retirada de calor das vizinhanças do mesmo, por causa de uma espessa camada de gelo que cercava a serpentina, a absorção era extremamente lenta. Então a corrente de ar forçada provocou um aumento na taxa de remoção de calor sobre o evaporador. Nesta situação aumentou significativamente a taxa de absorção, o que foi observado pelo crescimento na temperatura do absorvedor e o aumento no nível de borbulhamento da solução; em consequência, a pressão do sistema sofreu um acréscimo.

É preciso ainda ressaltar que a quantidade de amônia contida no evaporador era bastante pequena, sendo, mesmo assim, o fenômeno observado em toda sua magnitude.

O aspecto mais importante na verificação deste fenômeno (relação entre a área útil de evaporação e a absorção) determina a avaliação de um dos parâmetros fundamentais para o dimensionamento de área dos evaporadores.

8.5. O ciclo real

Os testes efetuados com fonte de calor constante foram em número de 30; destes, apenas alguns foram selecionados e seus parâmetros de desempenho são mostrados nas tabelas 8.1 e 8.2. A concentração inicial foi de 47 % (Kg de amônia / Kg de solução), com a carga do sistema de aproximadamente 27 Kg de solução. Posteriormente, a carga foi reduzida

para 24 Kg aproximadamente e a concentração passou para 46 %, não havendo diferenças notáveis nos resultados. A temperatura máxima do gerador foi de 105 °C; o condensador foi refrigerado com água, e o absorvedor através do ar atmosférico; a temperatura da água esteve em torno de 32 °C; a temperatura ambiente variou de 26 a 37 °C.

As variações dos principais parâmetros de desempenho são mostrados na fig. 8.3, para a fase de regeneração, e na fig. 8.4, para a fase de refrigeração; estas curvas são resultado de uma média feita a partir do conjunto de dados coletados em todos os testes selecionados. As diversas curvas de um mesmo parâmetro são mostradas no apêndice E; nestas pode-se observar que as variações entre testes consecutivos são todas compatíveis entre si, não ocorrendo assim discrepâncias notáveis entre os resultados.

O ciclo real é em vários aspectos diferente do ciclo teórico, e aparece esboçado na fig. 8.5, dado pelos pontos 1-2-5-6-1, juntamente com o ciclo teórico.

A primeira diferença, que já foi citada no item 8.2.4.1), é que a pressão real é maior do que a pressão teoricamente estimada, e isso é necessário para que haja maior facilidade na transferência do calor de condensação para a água.

Outra diferença é que a concentração real no final da fase de geração é menor do que a teoricamente calculada; com isso, a massa de amônia destilada é menor do que a teórica.

Teste Nº	Duração Horas	Temperatura inicial da solução ° C	Temperatura final da solução ° C	Pressão final Kgf/cm ²	Concentração final $\frac{\text{Kg NH}_3}{\text{Kg Sol.}}$ x	Calor suprido à solução Kcal / Kg Sol.	Massa destilada Kg/Kg Sol.	Varição temperatura da água do condensador ° C
1	7	27	103,5	15	0,372	140,51	0,1561	31 - 36
2	8	30	98	14,7	0,395	121,7	0,1240	30 - 38
3	8	29	91	13,1	0,405	109,79	0,1092	30 - 34
4	8	27	93	13,7	0,410	110,84	0,1017	27 - 36
5	8	29	91	13	0,405	109,79	0,1092	29 - 33,5

TABELA 8.1 - Período de regeneração - mistura água-amônia.

Teste Nº	Duração Horas	Temperatura média do absorvedor °C	Pressão média do absorvedor Kgf / cm ²	C I C L O			
				TEÓRICO		REAL	
				Refrigeração Efetiva Kcal/Kg Sol.	C.E.F.	Refrigeração Efetiva Kcal/Kg Sol.	C.E.F.
1	9,0	37,5	3,5	50,50	0,330	39,9	0,280
2	7,0	38	3,55	41,00	0,312	32,63	0,268
3	8,0	35	3,25	42,58	0,336	28,68	0,261
4	8,5	37	3,45	44,29	0,337	26,84	0,240
5	8,0	35	3,25	42,58	0,336	28,68	0,261

TABELA 8.2 - Fase de refrigeração - mistura água-amônia.

Uma terceira diferença é que se dá uma maior taxa de aquecimento para a solução, para se destilar uma menor quantidade de massa. Conclui-se desta consequência, como foi citado no ítem 8.2.4.1), que a taxa de destilação está intimamente relacionada com a área de condensação; assim, conclui-se que para dimensionar corretamente o condensador, deve se considerar como um dos parâmetros de avaliação a taxa de aquecimento da solução.

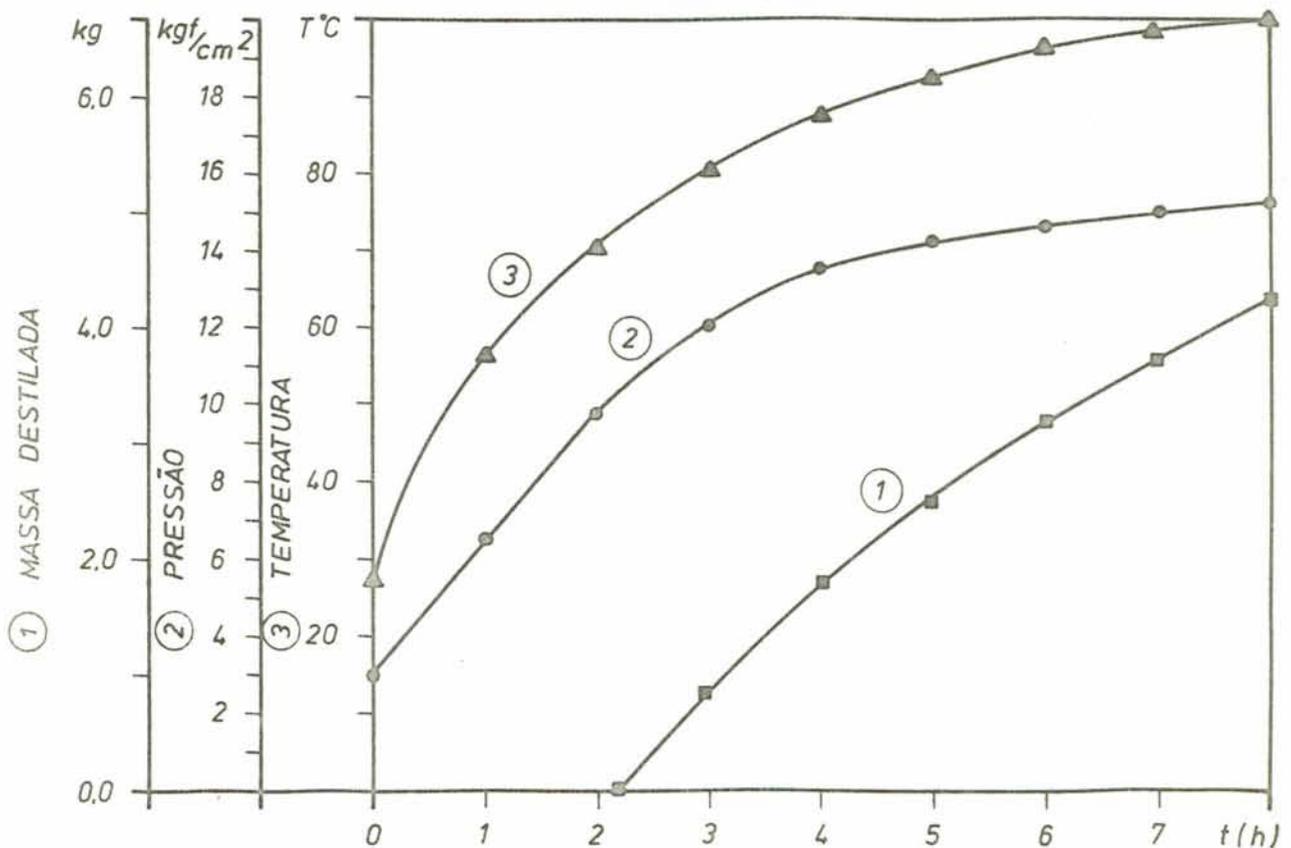


Figura 8.3 - Variação de alguns parâmetros para a fase de geração.

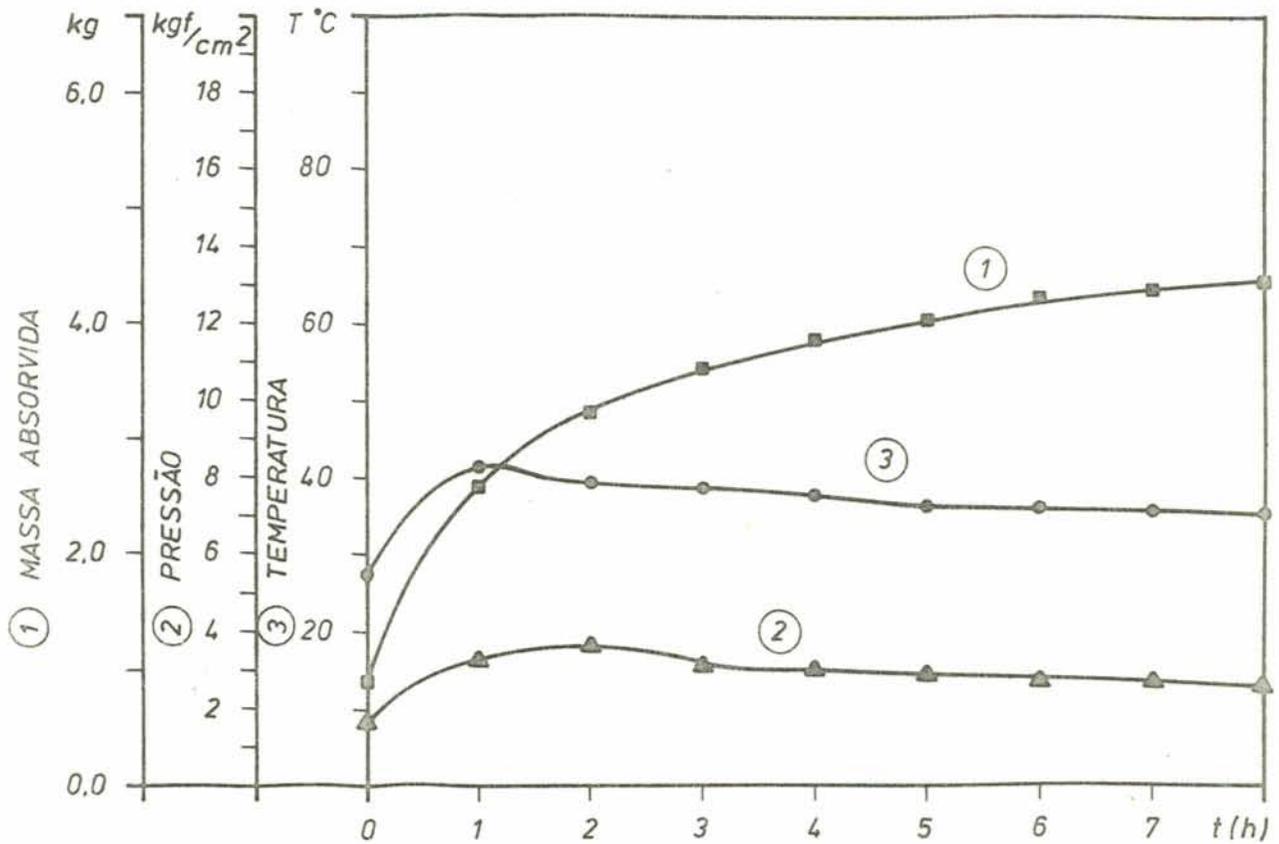


Figura 8.4 - Variação de alguns parâmetros para a fase de refrigeração.

Outra diferença observada, foi de que a absorção se deu numa faixa intermediária entre o processo de absorção à pressão constante e o processo de absorção à temperatura constante, fato que aconteceu provavelmente pela forma utilizada para a dissipação do calor do absorvedor durante o processo de refrigeração.

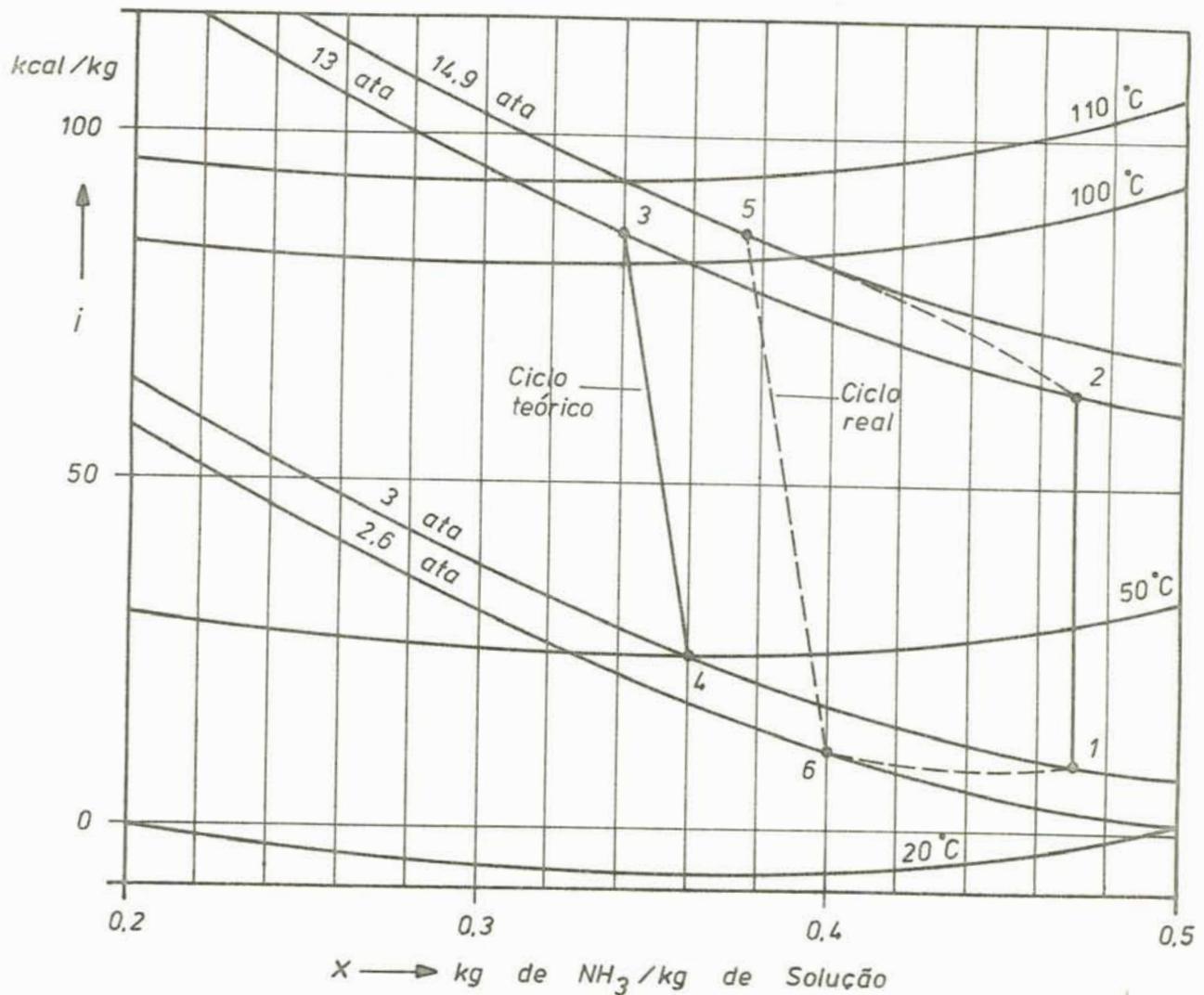


Figura 8.5 - Comparação entre os ciclos real e teórico para o sistema água-amônia.

8.6. O coeficiente de eficácia real

Duas quantidades são necessárias para determinar o coeficiente de eficácia real: o calor suprido à solução (Q_g) e o calor retirado do evaporador para produzir refrigeração efetiva (Q_e).

Para se avaliar o calor introduzido na solução du-

rante a fase de regeneração é necessário se calcular a seguinte equação:

$$Q_g = m_5 i_5 - m_1 i_1 + \sum_1^5 i_v dm_v \quad (8.1)$$

onde m é a massa de solução, sendo que os índices representam o ponto do ciclo.

Os valores de entalpia i_1 , i_5 , i_v foram obtidos da carta de propriedades para a água-amônia, publicada por Scott e Kohloss (12).

O terceiro termo da equação (8.1), isto é, o somatório, foi calculado pelo método de integração numérica proposto por Simpson, onde os valores da função foram considerados a partir de 100 % de amônia na solução, seguidos no sentido da menor concentração. Este método é bastante trabalhoso, mas as precisões obtidas justificam seu uso. Chinnappa (4) deduziu expressões simplificadas para a avaliação de Q_g e de Q_e , entretanto não se fez uso deste método, no presente trabalho.

Para avaliar o calor responsável pela refrigeração efetiva, foi feito uso da seguinte expressão:

$$Q_e = m'_6 \times i_{1v} \quad (8.2)$$

onde m'_6 é a massa de amônia no estado 6 e i_{1v} é o calor latente de vaporização da amônia no ponto 6.

Para calcular m'_6 foi efetuado um balanço de massa no evaporador (como foi feito no ítem 3.2), resultando na seguinte expressão:

$$m'_6 = m'_5 e^{\left(\frac{i_e - i_c}{\bar{i}_{1v}}\right)} \quad (8.3)$$

onde os valores de i_e e i_c são as entalpias de evaporação e condensação da amônia nos pontos 6 e 5, respectivamente, e foram obtidos da carta de propriedades para água-amônia no estado saturado (12), sendo \bar{i}_{1v} o valor médio do calor de vaporização da amônia entre estes dois pontos.

Para a avaliação da quantidade de amônia destilada (m'_5), se efetua o seguinte balanço de massa no gerador:

$$m_1 x_1 = (m_1 - m_5) x_5 + m'_5 \quad (8.4)$$

onde m'_5 representa a quantidade de amônia destilada até o ponto 5 por unidade de massa, e m a massa de solução, sendo que os índices indicam o ponto do ciclo. Operando a equação (8.4) resulta:

$$m'_5 = m_1 \left(\frac{x_1 - x_5}{1 - x_5} \right) \quad (8.5)$$

Outro método que se tentou utilizar para a avaliação da massa destilada, foi o de observar a variação de volume da solução; mas, devido a problemas de imprecisões (como foi citado no ítem 5.2.1), não foi posto em uso.

Para a utilização das equações apresentadas neste ítem, é necessário se considerar que a retificação se efetua de maneira completa.

Finalmente, resulta a expressão usada para determinar o coeficiente de eficácia do sistema:

$$\text{C.E.F.} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m'_6 \times i_{1v}}{m_5 i_5 - m_1 i_1 + \sum_1^5 i_v dm_v} \quad (8.6)$$

9. COMPORTAMENTO DO REFRIGERADOR COM O USO DE ENERGIA SOLAR

9.1. Acoplamento dos coletores ao refrigerador

Após terem sido coletados todos os dados, e analisados todos os parâmetros, estando o refrigerador operando com uma fonte de calor constante, foram incorporados os coletores de energia solar para serem utilizados como a fonte de calor de geração.

Para a execução dos ensaios preliminares (com uso de energia elétrica como fonte de calor), o equipamento foi montado num ambiente protegido da intempérie. Para as novas condições de teste, houve a necessidade de mudar de local o equipamento, isto é, deveria ser colocado no terraço do edifício, ao lado da posição dos coletores de energia, com a finalidade de diminuir a perda de calor entre o aparelho e a fonte.

Para se deslocar o equipamento até sua posição definitiva de funcionamento, foi necessário desmontá-lo e, com isso, a carga de solução nele estocada foi inutilizada.

Como se tornou necessária a desmontagem do refrigerador, decidiu-se aumentar a área útil de transferência de calor do trocador duplo tubo 3 (fig. 5.1), com a finalidade de aumentar sua efetividade. A alteração sofrida inicialmente

te por este componente do sistema foi apenas aumento de área, isto é, não havendo sofrido alteração no tipo de trocador de calor.

Executadas todas essas tarefas, o conjunto todo foi montado em sua nova posição e, a partir disso, se passou a preparar o equipamento para posterior carregamento de água e amônia; para isso se procedeu do mesmo modo descrito no item 7.1.

Após se ter efetuado alguns testes com o novo sistema, se constatou que a efetividade do trocador de calor, citado anteriormente, ainda se mantinha bastante baixa. A partir desta observação se decidiu aumentar novamente a área de transferência de calor do componente, o que foi feito modificando-se o tipo de estrutura de trocador, que, do tipo anular, mudou-se para um trocador com dois passes de fluido aquecido sobre a área do trocador, que continha solução de água e amônia. Esta nova forma é mostrada na fig. 9.1, e os resultados obtidos com essa modificação foram plenamente satisfatórios.

Dada a natureza do tipo de estrutura dos absorvedores dos coletores de energia solar (os quais são formados de seções achatadas e abauladas, como mostra a fig. 5.3), não é possível pressurizar o sistema, pois, se isso ocorrer, o absorvedor sofrerá provavelmente deformações. Para evitar que a pressão no circuito dos coletores seja aumentada a índices muito elevados (isso por causa do aumento de energia interna do fluido circulante), se colocou no circuito dos coletores um tanque de armazenamento de óleo, destinado

a receber as expansões volumétricas; esta parte do sistema é mostrada na fig. 9.2 .

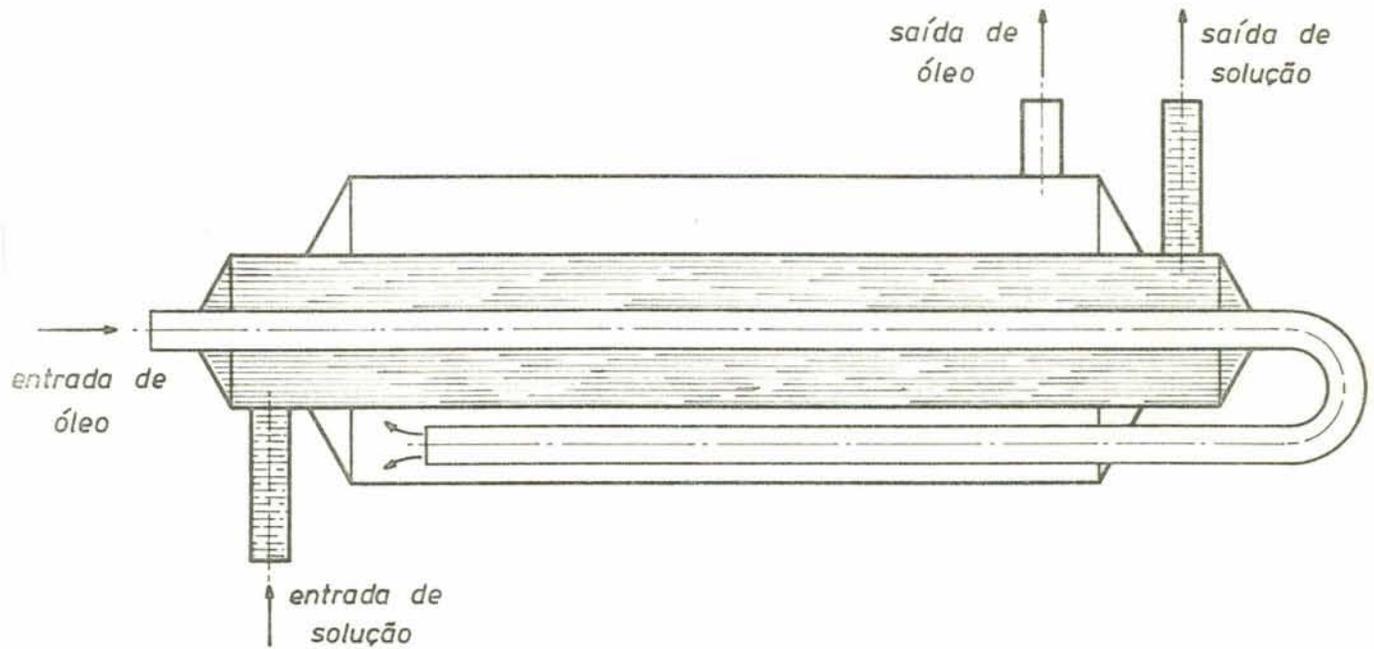


Figura 9.1 - Trocador de calor 3 da fig. 5.1 (alterado).

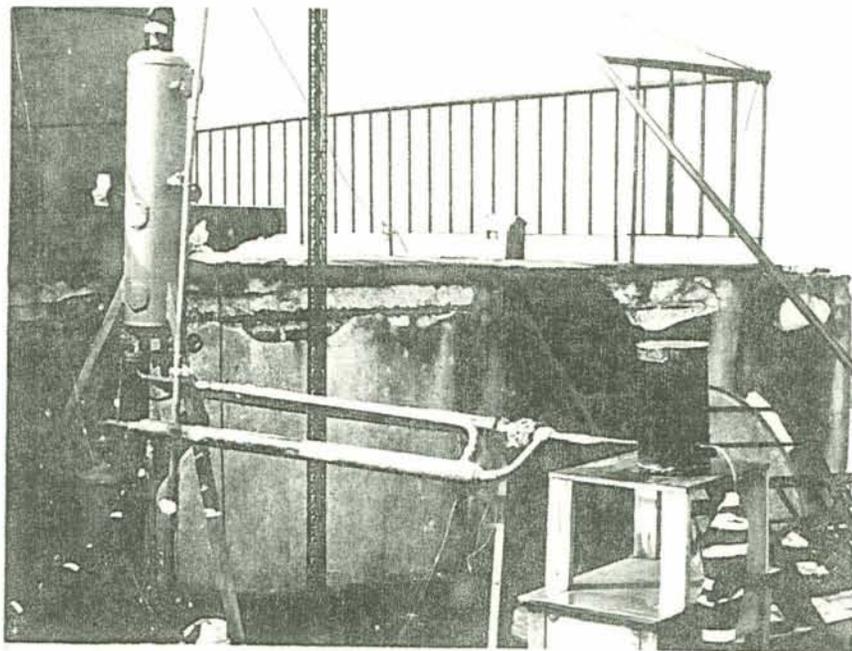


Figura 9.2 - Vista do reservatório de óleo.

Os demais componentes do equipamento não sofreram nenhuma alteração.

9.2. Comportamento das variáveis básicas do sistema

Após toda a montagem do equipamento (refrigerador e coletores), se passou a coletar dados para a avaliação do desempenho do sistema e a análise das principais variáveis.

A nova carga do equipamento foi construída de 22,6Kg de solução, sendo que a concentração não foi alterada, isto é, continuou sendo de 47 % de amônia por Kg de mistura, como se havia utilizado nos testes anteriores.

O período de testes foi durante os meses de inverno, dado que o tempo gasto para projetar e construir os coletores foi bastante grande. Com isso, não se teve o período mais apropriado para a avaliação do desempenho do conjunto.

Apesar das condições adversas de clima (inverno) no período da experimentação, o comportamento das variáveis principais de funcionamento não sofreu variações significativas, ou seja, se comportaram de forma semelhante ao período de verão (clima quente). Vale ainda ressaltar que, apesar da menor intensidade de radiação solar, as diferentes temperaturas foram proporcionalmente iguais aquelas obtidas no período de verão.

A principal razão pela qual o sistema praticamente não sofreu alteração no seu comportamento, é que, apesar da mudança da fonte de calor, o modo de introduzir este calor foi bastante semelhante à simulação feita usando uma resistência elétrica; e isso deve-se ao uso de um fluido intermediário (flu

ido de circulação) entre os coletores e o sistema. Embora a fonte de calor não seja constante, dado que tem um pico máximo ao meio dia, no tipo de procedimento utilizado não se altera significativamente o modo no qual a taxa de calor é suprida para a solução de água e amônia.

O comportamento do fluido de circulação e a análise das variáveis básicas para a avaliação do desempenho serão discutidos mais adiante.

Durante os meses de inverno, no caso em que a temperatura ambiente for baixa, pode-se fazer funcionar o refrigerador com todos os componentes isolados, tanto na fase de geração como na fase de refrigeração; pois, neste caso, pode-se aproveitar o calor produzido pela absorção para a fase de regeneração.

9.3. A eficácia do sistema

Para avaliar a eficácia do sistema, se procedeu do mesmo modo usado anteriormente para os cálculos, isto é, foi seguido o mesmo procedimento descrito no ítem 8.6.

Para o cálculo do calor suprido ao gerador, foi utilizada a equação (8.1). Para o cálculo do calor responsável pela refrigeração efetiva, se utilizou a equação (8.2). Finalmente, para o cálculo do coeficiente de eficácia do sistema, se usou a equação 8.6.

Como foi citado anteriormente, as condições de clima no período dos testes foram bastantes distintas daquelas nas quais se testou o equipamento com energia elétrica. A

temperatura ambiente neste período variou de 2 a 17 °C e a água de condensação esteve em torno de 15 °C. A temperatura máxima obtida no gerador foi de 72 °C. Considerando os valores de temperatura ambiente (temperatura inicial da solução), se obteve uma diferença de aproximadamente 60 °C, e isso corresponderia, no período de verão, à temperatura de aproximadamente 90 °C, se a taxa de aquecimento se mantiver a mesma. Entretanto, ocorre que a intensidade de radiação solar nos meses de verão é bastante superior aos do período de inverno e provavelmente esta diferença de temperatura será bastante superior.

As tabelas 9.1 e 9.2 mostram os resultados da análise dos parâmetros básicos de funcionamento para as fases de geração e refrigeração, respectivamente.

A figura 9.3 mostra o evaporador no dia 02/08/80 , com gelo formado pela regeneração anterior.

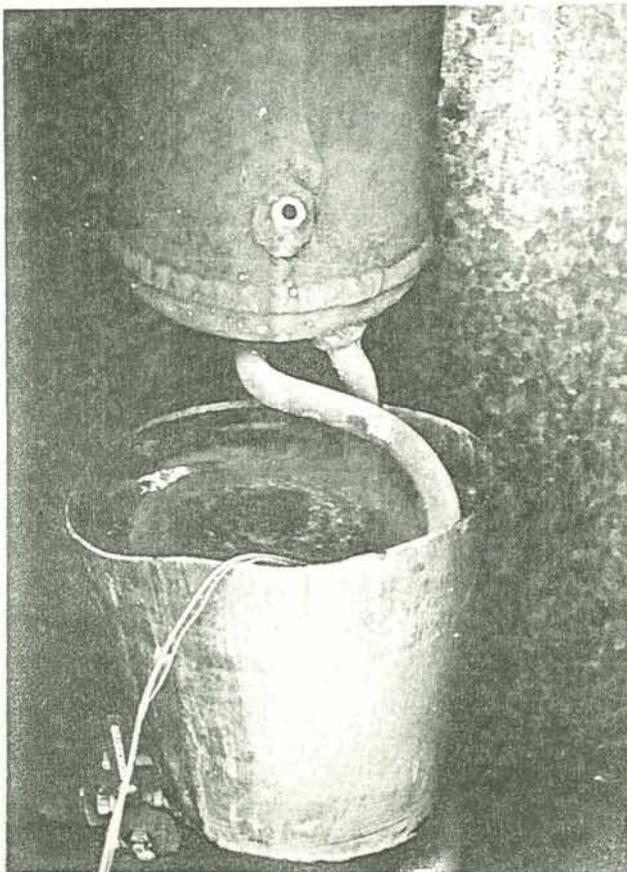


Figura 9.3 - Evaporador no dia 2 de agosto de 1980.

9.4. A eficiência global do sistema

Até o presente estágio dos estudos, avaliou-se apenas o desempenho do refrigerador, independentemente da análise do modo de transferência de calor, ou seja, não foi efetuado o estudo da eficiência da fonte de calor utilizada para o período de geração. Agora será discutido este particular.

Para se analisar o desempenho de todo o conjunto de forma completa, isto é, refrigerador e fonte de calor (coletores de energia), muitas variáveis devem ser consideradas, tais como: perdas no sistema, perdas nos coletores, calor de retificação, capacidade térmica do gerador e outras perdas de menor influência no conjunto.

Como no presente trabalho estão envolvidos muitos assuntos, a análise completa de todos se torna bastante trabalhosa e demanda muito tempo. Por este motivo, se apresentará apenas uma análise simplificada da eficiência global, ou seja, a relação entre a energia útil obtida pela refrigeração efetiva e a energia solar incidente sobre a área plana dos coletores. Estes valores são mostrados na tabela 9.3.

Aqui torna-se necessária a comparação entre a eficiência global obtida com coletores concentradores do tipo semi fixo, com a eficiência obtida com os coletores convencionais. Enquanto os coletores convencionais aceitam toda a energia solar incidente sobre a área superficial, os semi-fixos aceitam somente uma parte da radiação totalmente difusa no receptor (aproximadamente o inverso da relação de concentração). Por isso não é válida a comparação simples entre as duas eficiências, e sim entre coletores de um mesmo tipo; afóra isso, a

radiação solar direta não atinge todo o absorvedor durante todo o tempo de captação de energia. Para melhor entendimento desta constatação, é preciso se analisar detidamente o exposto no ítem 4.3, e observar a carta de movimento aparente do sol em Porto Alegre, a qual é mostrada no Apêndice I. A rigor somente em um instante de tempo toda a radiação solar direta incidente sobre o coletor atinge completamente o absorvedor; é a situação em que os raios solares estão paralelos ao eixo principal do coletor. Fora disso, a quantidade de radiação que atinge o absorvedor decresce, e é bastante diminuta no início e no fim do período de captação de energia. As linhas 2 e 3 da tabela 9.3 mostram os valores de radiação totalmente difusa no período dos testes.

A fig. 9.4 mostra o tipo de radiação incidente sobre a superfície do coletor, no período dos testes.

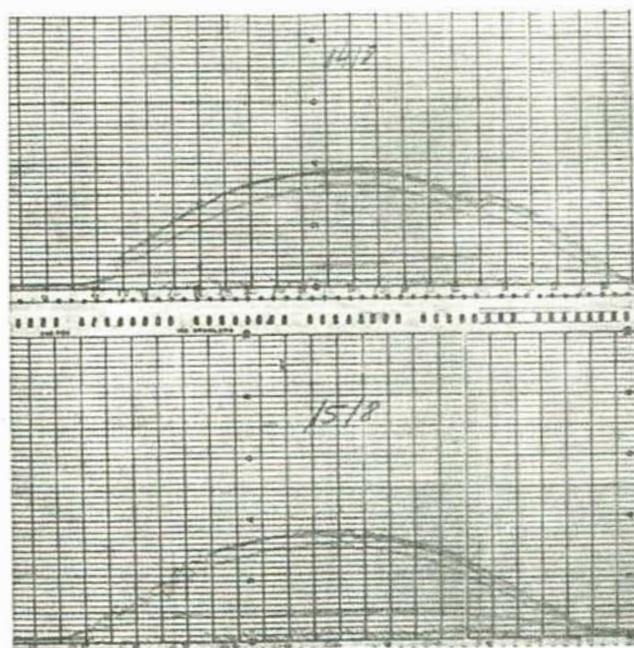


Figura 9.4 - Curvas do tipo de radiação para os testes.

Teste Dia	Duração Horas	Temperatura inicial da solução ° C	Temperatura final da solução ° C	Pressão final Kgf/cm ²	Concentração final $\frac{\text{Kg NH}_3}{\text{Kg Sol.}}$ x	Calor supri- do ao gera- dor Kcal/Kg	Massa Destilada Kg / Kg Sol.	Varição na temperatura da água do condensador ° C
31 - 7	7	3	62	7	0,427	84	0,075	8 - 13
01 - 8	7	5	65	7,3	0,425	88	0,078	10 - 14
12 - 8	6,5	7	70	8,1	0,410	103	0,102	12 - 16
14 - 8	6,5	8	70	8,8	0,430	91	0,070	15 - 20
15 - 8	6	8	72	9,3	0,430	91	0,070	17 - 21,5

TABELA 9.1 - Período de geração.

		C I C L O			
Teste Dia	Pressão média do absorvedor Kgf / cm ²	T E Ó R I C O		R E A L	
		Refrigeração efetiva Kcal/Kg Sol.	C.E.F.	Refrigeração efetiva Kcal/Kg Sol.	C.E.F.
31 - 7	1,6	35	0,348	22	0,252
01 - 8	1,6	35	0,338	23	0,252
12 - 8	1,7	43	0,360	29	0,281
14 - 8	1,9	35	0,319	20	0,217
15 - 8	1,9	35	0,319	20	0,219

TABELA 9.2 - Fase de refrigeração.

	31/7	01/8	12/8	14/8	15/8
Radiação total Direta + Difusa Kcal/m ²	4240	3035	4164	3656	3231
Radiação Difusa Kcal/m ²	322	322	460	650	774
80 % da Difusa (não aceita) Kcal/m ²	258	258	368	520	619
Energia total uti- zada. Kcal	14840	10622	14574	12796	11309
Q _c Kcal	497	520	655	452	452
Eficiência global %	3,3	4,9	4,5	3,5	4,0

TABELA 9.3 - Eficiência global do sistema.

9.5. O fluido intermediário

A maioria dos trabalhos práticos publicados sobre refrigeração intermitente por absorção, utiliza a própria solu-ção absorvente-refrigerante como fluido circulante nos coletores de energia solar. As razões para este procedimento não são esclarecidas pelos autores.

No presente trabalho, se utilizou um fluido interme-ddiário para transferência de energia dos coletores para o re-frigerador, para facilitar a incorporação dos mesmos ao sistema e fazê-los independentes, evitando-se assim a pressuriza-ção; para tal, utilizou-se o óleo marca IPITHERM, com características adequadas para trocadores de calor, de acordo com as especificações do fornecedor.

10. OS COLETORES DE ENERGIA SOLAR

10.1. A eficiência dos coletores

O cálculo de eficiência dos coletores de energia solar é bastante trabalhoso e envolve um grande número de variáveis, principalmente quando se quer boa precisão nos resultados.

Como foi citado no ítem 9.4, os principais tipos de variáveis envolvidas na avaliação do rendimento são as perdas de calor, as quais podem ser por condução, convecção e radiação. As perdas de calor por convecção natural, nos coletores de parábola composta, estão muito bem discutidas por ABDEL e RANDALL (13), que desenvolveram um sistema numérico para a avaliação da transferência de calor. No presente trabalho, não foi efetuado este tipo de estudo, por estar fora do alcance dos assuntos envolvidos na discussão.

As relações entre a quantidade de calor absorvida pela solução e a quantidade de energia solar incidente sobre a área plana dos coletores, para vários dias, são mostradas na tabela 10.1. A diferença de valores deve-se às condições ambientes, que foram distintas entre os diferentes testes, ocasionando assim perdas diferentes.

O conjunto dos coletores utilizados na experiência é mostrado na fig. 10.1, e é composto de uma área total de $4,06 \text{ m}^2$; cada módulo tem uma área individual de $0,58 \text{ m}^2$.

		31/07	01/08	12/08	14/08	15/08
Qg	Kcal	1921	1989	2328	2057	2057
Energia total Kcal		14840	10622	14574	12976	11309
Eficiência %		13	19	16	16	18

TABELA 10.1

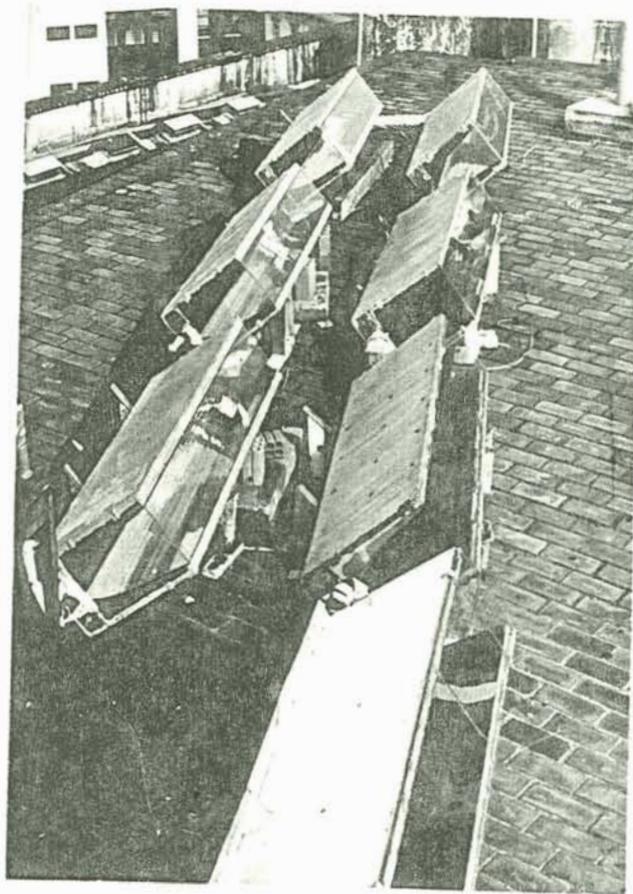


Figura 10.1 - Vista dos coletores utilizados na experiência.

10.2. A circulação do fluido para transferência de calor.

Existem duas maneiras para se movimentar o fluido de circulação para transferência de calor de um sistema coletor para um outro receptor: através de convecção natural (termosifão) ou através da circulação forçada (mecanicamente), pelo uso de uma bomba de fluxo.

Para que a circulação do fluido de transferência de calor se dê através da utilização do termosifão, é necessário que componentes do equipamento estejam adequadamente situados; deve-se ter pelo menos um circuito de fluido de fluxo ascendente de forma contínua e um circuito de circulação descendente também de forma contínua do aparelho receptor de calor para o equipamento doador.

Para o presente trabalho, os coletores de energia solar foram construídos em módulos independentes, para facilitar a montagem; com isso, a sua instalação para funcionamento com convecção natural se tornaria muito trabalhosa, pois deveria se construir uma estrutura adequada para a fixação dos mesmos (por serem do tipo semi-fixos, isto é, com movimentos periódicos nos coletores para se ajustar com as diversas inclinações do sol). A partir da exposição acima, decidiu-se usar uma bomba de fluxo para a circulação do fluido de transferência de calor.

O circuito de circulação do fluido é mostrado na fig. 10.2. O óleo foi movimentado com uma bomba de engrenagens.

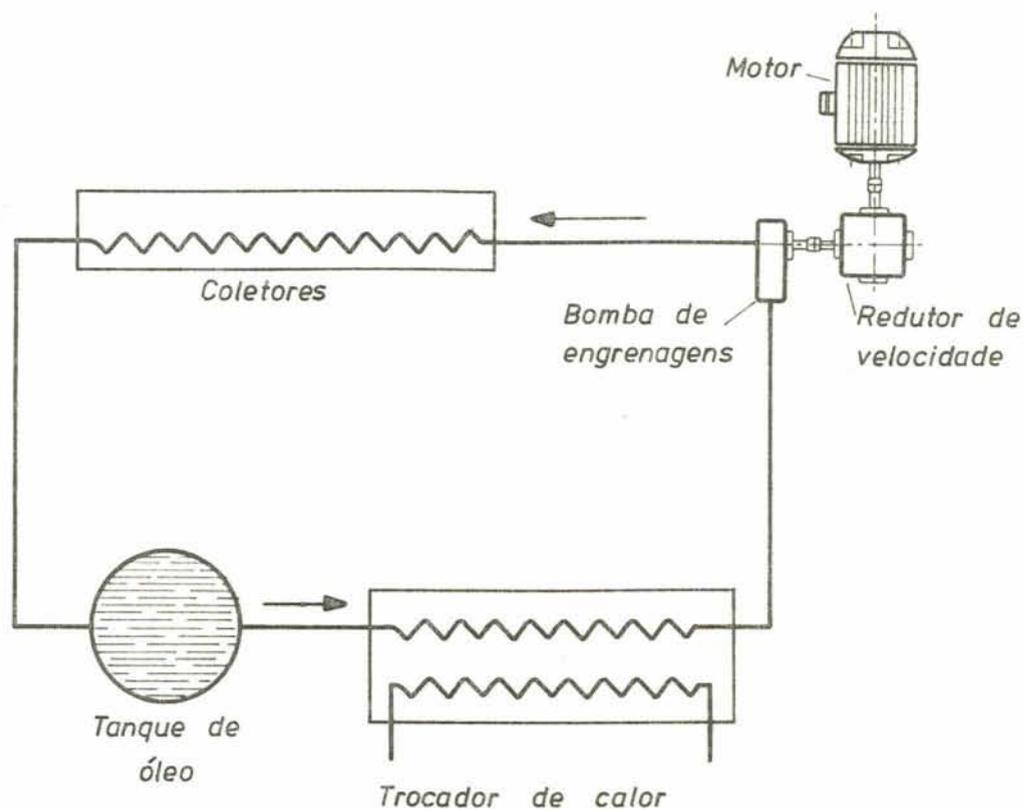


Figura 10.2 - Circuito de circulação do óleo.

O desempenho da bomba não foi avaliado, por estar fora do escopo da tarefa principal.

11. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

11.1. Discussão dos resultados com uso de fonte de calor constante

Foi feito um estudo experimental sistemático, empregando-se o ciclo da mistura binária água-amônia. Obteve-se temperaturas da solução acima de 100 °C, usando-se uma concentração inicial de 47 % de amônia por Kg de solução, com o que foram obtidas temperaturas de evaporação muito inferiores a zero °C.

Muitas constatações de grande interesse foram efetuadas. Entre estas, a principal consiste na verificação de que se tem uma diferença entre a quantidade de refrigeração efetiva teórica e a real, obtida nos testes. Esta diferença entre teoria e prática, deve-se ao fato de que a teoria pressupõe trocador de calor com efetividade de 100 %. Na situação real, para uma taxa particular de calor suprida ao gerador, a diferença depende da área superficial de condensação; por isso, é necessário levar em conta a importância do desenho dessa área.

Outra constatação muito importante é a verificação de que existe uma relação estreita entre a taxa de absorção e a área superficial útil de evaporação. Por isso que, em grandes unidades, deve se ter sempre o condensador separado do evaporador.

A terceira constatação é de que à medida em que se efetua a destilação da amônia, cresce a exigência na taxa de introdução de calor ao gerador, e isto é a maior dificuldade de adaptação da captação de energia solar para se obter refrigeração.

Foram medidas e analisadas diversas variáveis, e levantado o coeficiente de eficácia real e comparado com o teórico (tabelas 8.1 e 8.2).

Os resultados obtidos foram plenamente satisfatórios para os objetivos traçados e, além disso, servem como uma primeira etapa e um fator motivador para a continuação deste tipo de estudo. Pode-se melhorar estes resultados, otimizando-se alguns componentes do equipamento, principalmente o trocador de calor colocado entre o gerador e o absorvedor.

11.2. Discussão dos resultados com o uso de Energia Solar

De acordo com os resultados obtidos através do uso de energia solar (tabelas 9.1 e 9.2), pode-se concluir que o efeito de refrigeração é praticamente o mesmo que se obtém com o uso de fontes de energia convencionais.

Estes resultados incentivam a idéia de produzir refrigeração útil com o uso do ciclo de absorção intermitente com regeneração solar. Embora seja limitada a eficácia do ciclo intermitente quando comparado com o ciclo contínuo, devido à sua simplicidade se pode utilizá-lo convenientemente para produzir gelo ou para conservar alimentos em zonas isoladas.

das ou carentes de energia elétrica.

Neste estudo, verificou-se que o ciclo intermitente se adapta perfeitamente à produção de gelo via energia solar, coincidindo com as pesquisas realizadas nos últimos anos sobre o tema. É de aceitação geral que o ciclo intermitente se adequa melhor para a obtenção de refrigeração por energia solar, do que o ciclo contínuo.

Quando o sistema funcionou com energia solar, as condições de clima foram totalmente diferentes daquelas nas quais se havia testado o refrigerador com uso de resistência elétrica. A intensidade de radiação solar e a temperatura ambiente foram menores. Daí pode-se prever que os resultados, no período de verão, deverão ser muito superiores aos obtidos nesta época do ano.

No presente trabalho, decidiu-se pela construção de coletores de energia solar do tipo Winston, por serem de fácil fabricação e baixa manutenção, embora não se tenha certeza de que fosse a melhor escolha do ponto de vista do sistema.

Visto que, no presente trabalho, deu-se maior ênfase à parte do sistema de refrigeração com relação à coleta solar, sugere-se desenvolver com maior dedicação a parte solar, atacando teórica e experimentalmente o problema de avaliação da eficiência e conseqüente otimização.

Como conclusão, resume-se sugestões para desenvolvimento futuro:

- Otimizar o trocador de calor situado entre o gerador e o absorvedor.
- Implantar um refluxo na torre de retificação.
- Otimizar o gerador, o absorvedor, o condensador e o evaporador.
- Avaliar o desempenho do sistema quando alguma parcela de vapor d'água passe para o evaporador.
- Avaliar o aumento da entropia do sistema.
- Melhorar a parte de coleta solar.

LISTA DE SÍMBOLOS

- θ = ângulo de aceitação
- d = diferencial
- g = aceleração da gravidade
- h = coeficiente de película
- i = entalpia
- i_c = entalpia de condensação
- i_e = entalpia de evaporação
- i_l = entalpia do líquido
- i_{lv} = entalpia de vaporização
- i_v = entalpia do vapor
- m = massa
- p = pressão
- q_d = calor de vaporização da mistura
- q_t = calor de mistura
- r = calor de vaporização
- t = temperatura
- t_{fg} = temperatura final do gerador
- u = energia interna
- v = volume específico
- x = concentração

A = área

C = relação de concentração

D = quantidade de vapor

F = fluxo de massa

Q_g = calor suprido ao gerador

Q_e = calor retirado do evaporador

Q = quantidade de calor

V = volume

Índices:

1,2 = estados inicial e final

a = pobre

d = vapor

c = condensação

e = evaporação

l = líquido

l_v = líquido vapor

v = vapor

BIBLIOGRAFIA

1. WILLIAMS, D.A., CHUNG, R., LÖF, G.O.G., FESTER, D.A. and DUFFIE, J.A. *Cooling Systems based on Solar Regeneration*, Refr. Engr., 33-66, November, 1958.
2. TROMBE, F., FOEX, M. *The Production of Cold by Means of Solar Radiation*, Solar Energy, I, 1, 51-52, 1957.
3. CHINNAPPA, J.C.V. *Performance of an Intermittent Refrigerator Operated by a Flat Plate Collector*, Solar Energy, 6, 143-150, 1962.
4. CHINNAPPA, J.C.V. *Experimental Study of the Intermittent Vapour Absorption Refrigeration Cycle Employing the Refrigerant-Absorbent Systems of Ammonia-Water and Ammonia-Lithium Nitrate*, Solar Energy, 5, 1-18, 1961.
5. SWARTMAN, R.K., HA, V. and SWAMINATHAN, C. *Comparison of Ammonia-Water and Ammonia-Sodium Thiocyanate Refrigerant-Absorbent in a Solar Refrigeration Systems*, Solar Energy, 17, 123-127, 1975.
6. KESSLER, M.C. e CORBELLA, O.D. *Mapas da Radiação Solar Diária Total Média Mensal, sobre Superfície Horizontal, para o Rio Grande do Sul, para os 12 Meses do Ano. Atas*

do 29 Congresso Latino-Americano de Energia Solar, Vol. I, ALES-UFPa, 1976.

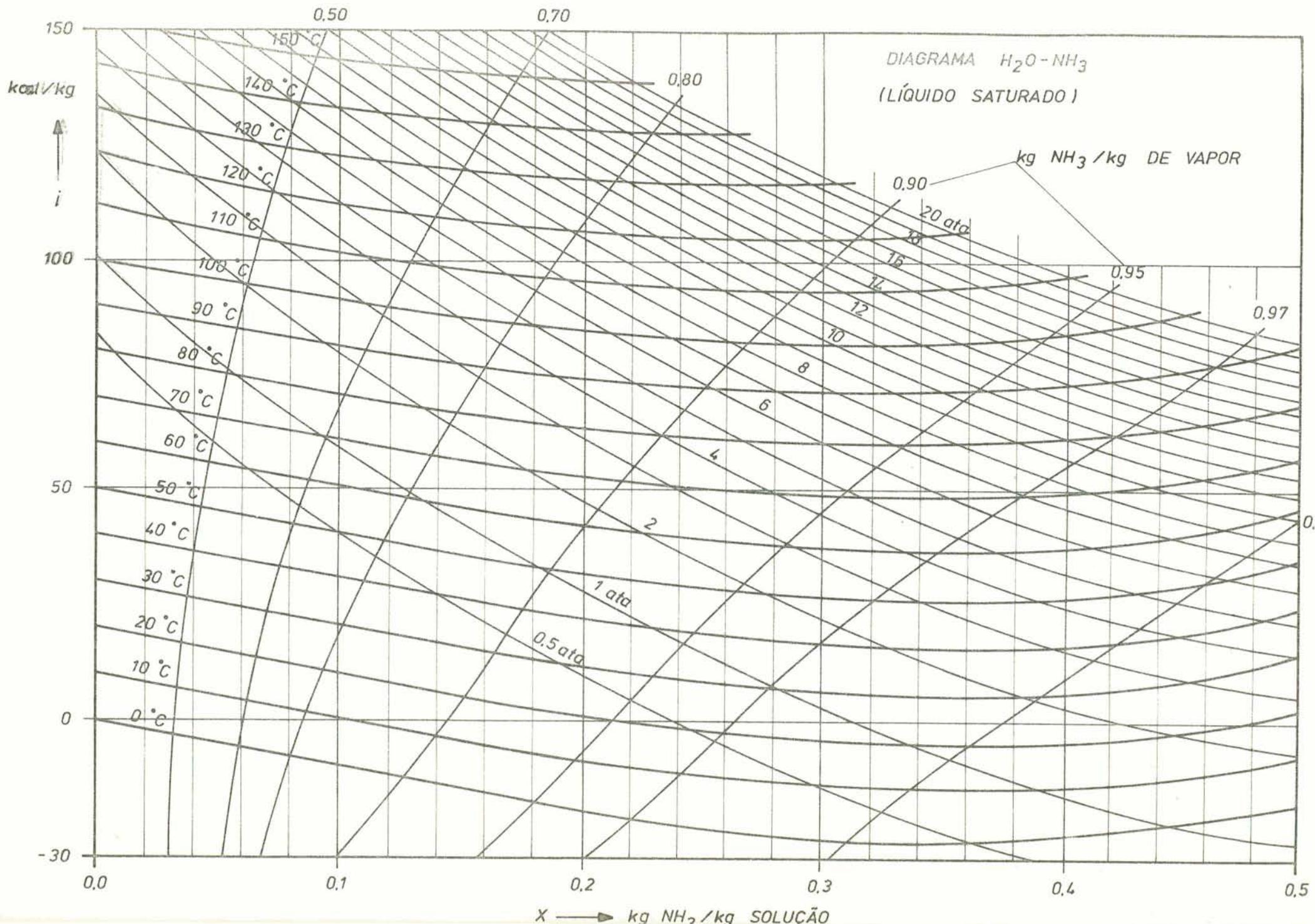
7. BONSAKOVIC, F. *Technical Thermodynamics*, Third Edition , Translated by Perry L. Blackshear, Holt Rinehart and Winston, New York, 1965.
8. WINSTON, R. *Principles of Solar Concentrators of a Novel Design*, Solar Energy, 16, 89-95, 1974.
9. RABL, A. *Comparison of Solar Concentrators, Optical and Thermal Properties of Compound Parabolic Concentrators*, Solar Energy, 18, 93-111, 497-511, 1976.
10. ASHRAE. *Handbook of Fundamentals*, Publishing by ASHRAE , New York, p. 16.79, 1977.
11. MOYER, J.A. y FITTZ, R.V. *Refrigeración*, Segunda Edición, Libreria y Editorial Alcina, Buenos Aires, p.18, 1957.
12. KOHLOSS, F.H.Jr. and SCOTT, G.L. *Equilibrium Properties of Aqua-Ammonia in Chart Form*, Refr. Engr., 970, 1950.
13. ABDEL, S.I., RANDALL, K.R. *Natural Convection in Compound Parabolic Concentrators - A finite element solution* , Journal of Heat Transfer, 100, 199-204, May 1978.
14. SCATCHARD, G., EPSTEIN, L.F., WARBURTON, J.Jr. and CODY, P.J. *Thermodynamic Properties-Saturated Liquid and Va-*

pour of Ammonia-Water Solutions, Journal of the ASHRAE, 53-55, 413, May 1947.

15. PERRY, R.H. & CHILTON, C.H. *Chemical Engineering Handbook*, 5^a edition, Mc Graw-Hill Col., New York, 18-32, 1973.
16. POHLMAN, W. *Manual de Técnica Frigorífica*, Segunda Edición, traducido por Jayme B. Garcia, Ediciones Omega S.A., Barcelona, p.117, 1971.
17. KREITH, F., KREIDER, J.F. *Solar Heating and Cooling*, Revised First Edition, Hemisphere Publishing, Washington D.C., p.89, 1977.
18. ROHSENHOW, W.M., HARTNETT, J.P. *Handbook of Heat Transfer*, Mc Graw-Hill, Inc., New York, Cap.13, 1973.
19. ERDA CONFERENCE. *Solar Concentrating Collectores*, Tucker-Castleberry Printing, Inc., Atlanta, Georgia, Session 3, 1977.
20. STOECKER, W.F., REED, L.D. *Effect of Operating Temperatures on the Coefficient of Performance of Aqua-Ammonia Refrigerating Systems*, Paper nº 2183, ASHRAE, 163-170, 1971.
21. MEINEL, A.B., MEINEL, M.O. *Applied Solar Energy*, Addison-Wesley Publishing Company, Inc. Massachussets, Cap. 7, 1976.

22. TABOR, H. *Use of Solar Energy for Cooling Purposes*, Solar Energy, 6, 136-142, 1962.
23. THRELKELD, J.L. *Thermal Enviromental Engineering*, Second Edition, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, Cap.5, 1970.
24. MANSOORI, G.A., PATEL, V. *Thermodynamic Basis for the Choice of working Fluids for Solar Absorption Cooling Systems*, Solar Energy, 22, 483-491, 1979.
25. DUFFIE, J.A. and BECKMAN, W.A. *Solar Energy Thermal Processes*, John Wiley & Sons, New York, Cap.13, 1974.
26. CHATO, J.C. *Laminar Condensation, inside horizontal and inclined tubes*, ASHRAE journal, 35(1/2), 52-62, Feb. 1962.
27. KREITH, F., KREIDER, J.F. *Principles of Solar Engineering*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington D.C., Cap.4, 1978.
28. FLÉCHON, J., et MACHIZAUD, F. *Recherche d'un Couple Frigorigène Adapté à la Réfrigération Solaire en Zone Tropicale*, Revue de Physique Appliquée, Tome 14, 97-105, Janvier 1979.
29. BOER, K.W. *Sharing the Sun*, American Section of the International Solar Energy Society, Vol.3, 1976.

A P Ê N D I C E S



APÊNDICE B

Relação entre a equação 2.13 e o cálculo de q_d na fig. 2.9 .

$$q_d = i_d - i_a + \frac{x_d - x_a}{x_r - x_a} (i_a - i_r)$$

Chamando $a = 1$ e $r = 2$, resulta:

$$q_d = i_d - i_1 + \frac{x_d - x_1}{x_2 - x_1} (i_1 - i_2) \quad (\text{B.1})$$

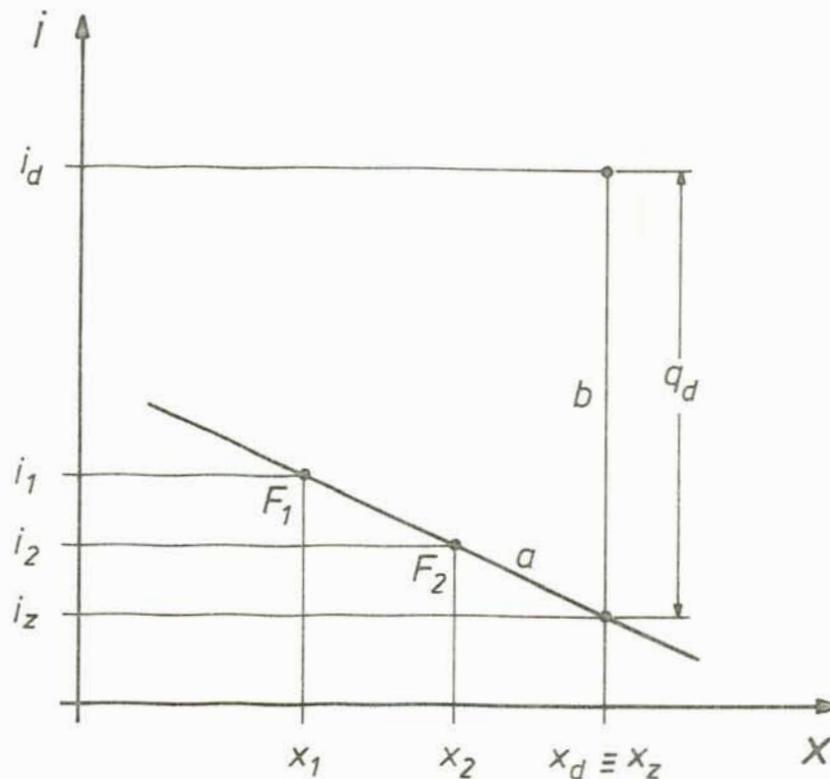


Figura B.1 — Reta $F_1 - F_2$ transportada da fig. 2.9.

A equação da reta "a", que passa pelo ponto F_1 (fig. B.1), é dada por:

$$i - i_1 = m (x - x_1)$$

$$i - i_1 = \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} x - \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} x_1$$

$$i = \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} x + i_1 - \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} x_1$$

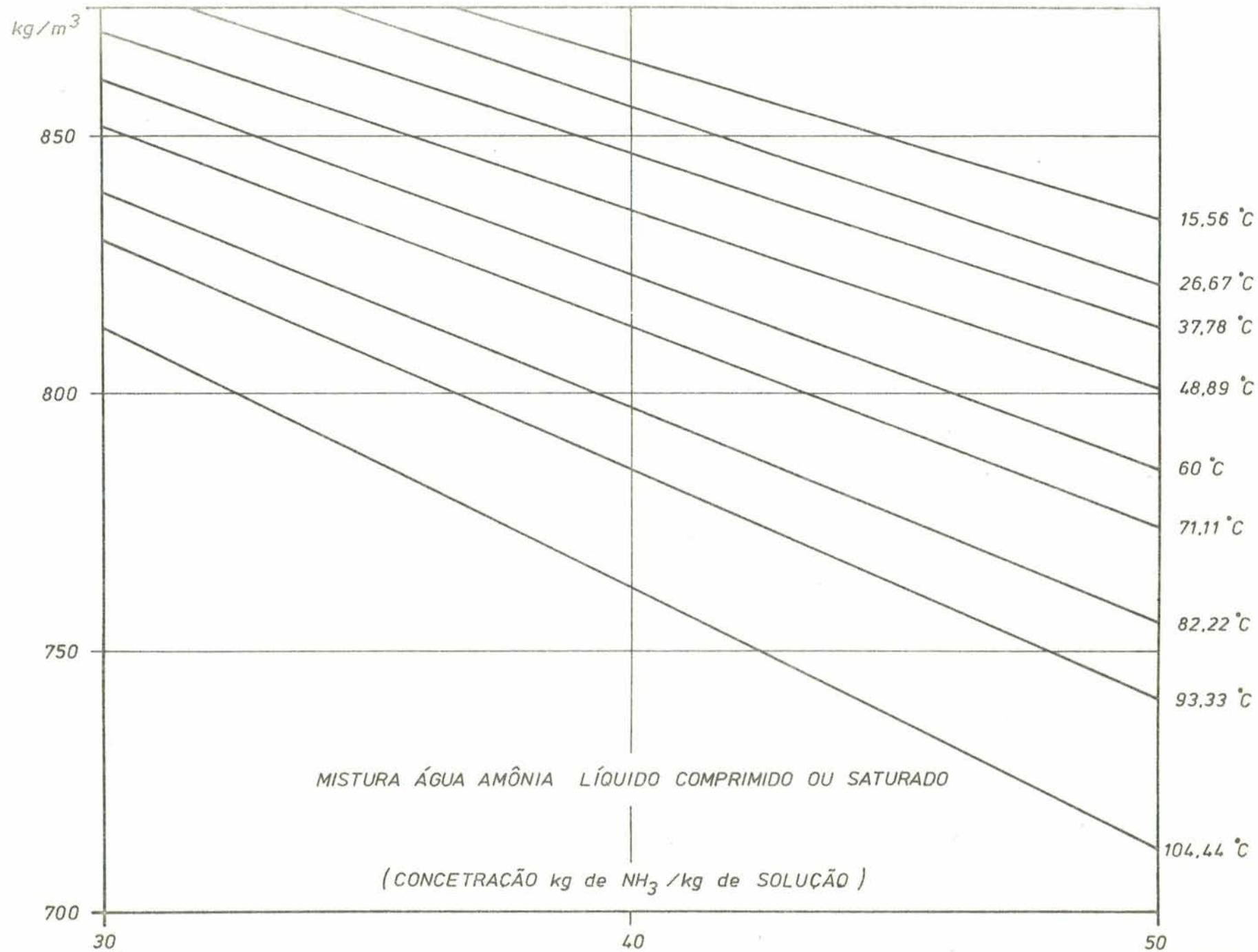
Como o ponto $x_z \equiv x_d$ pertence à reta, resulta:

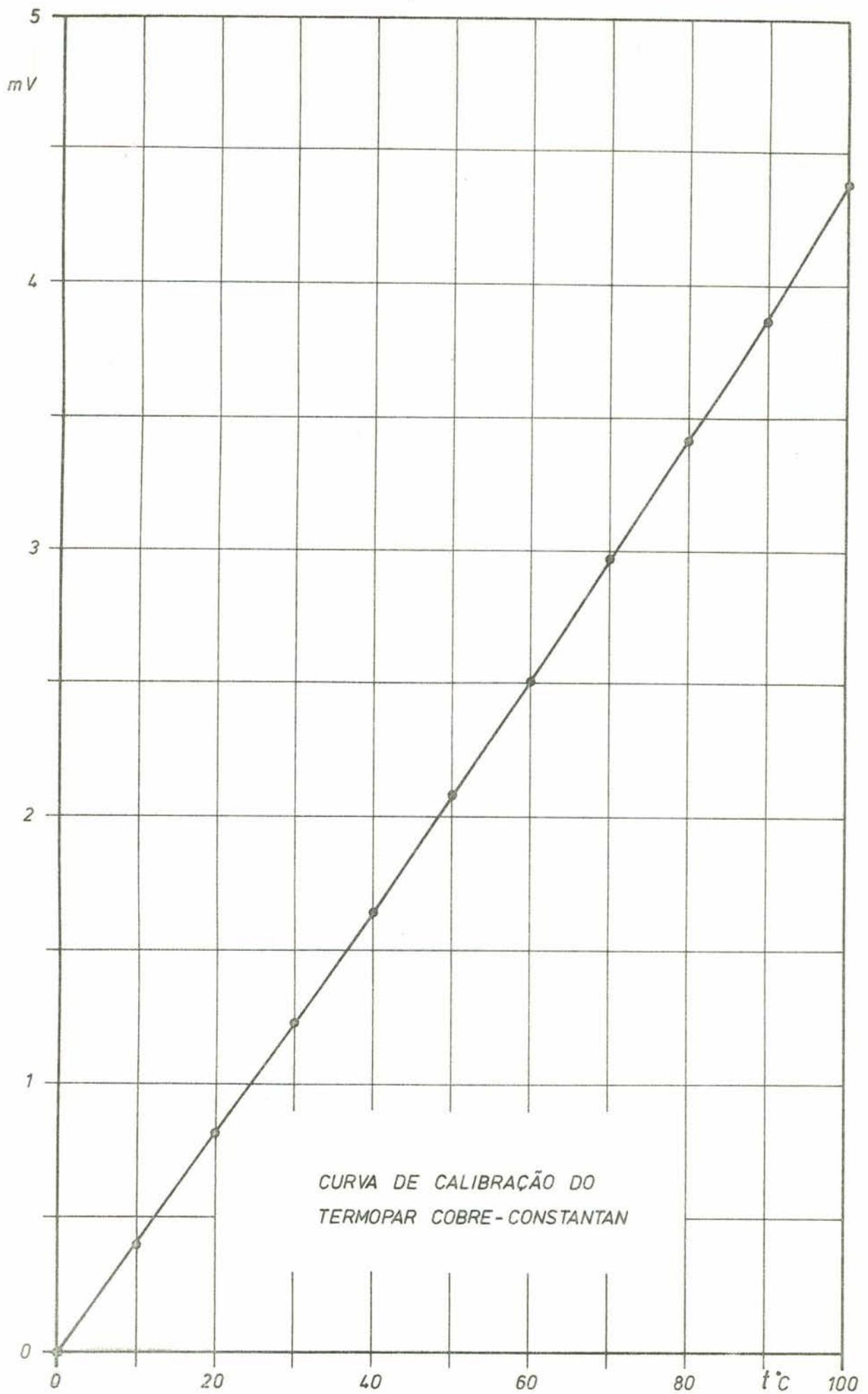
$$i_z = \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} x_d + i_1 - \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} x_1$$

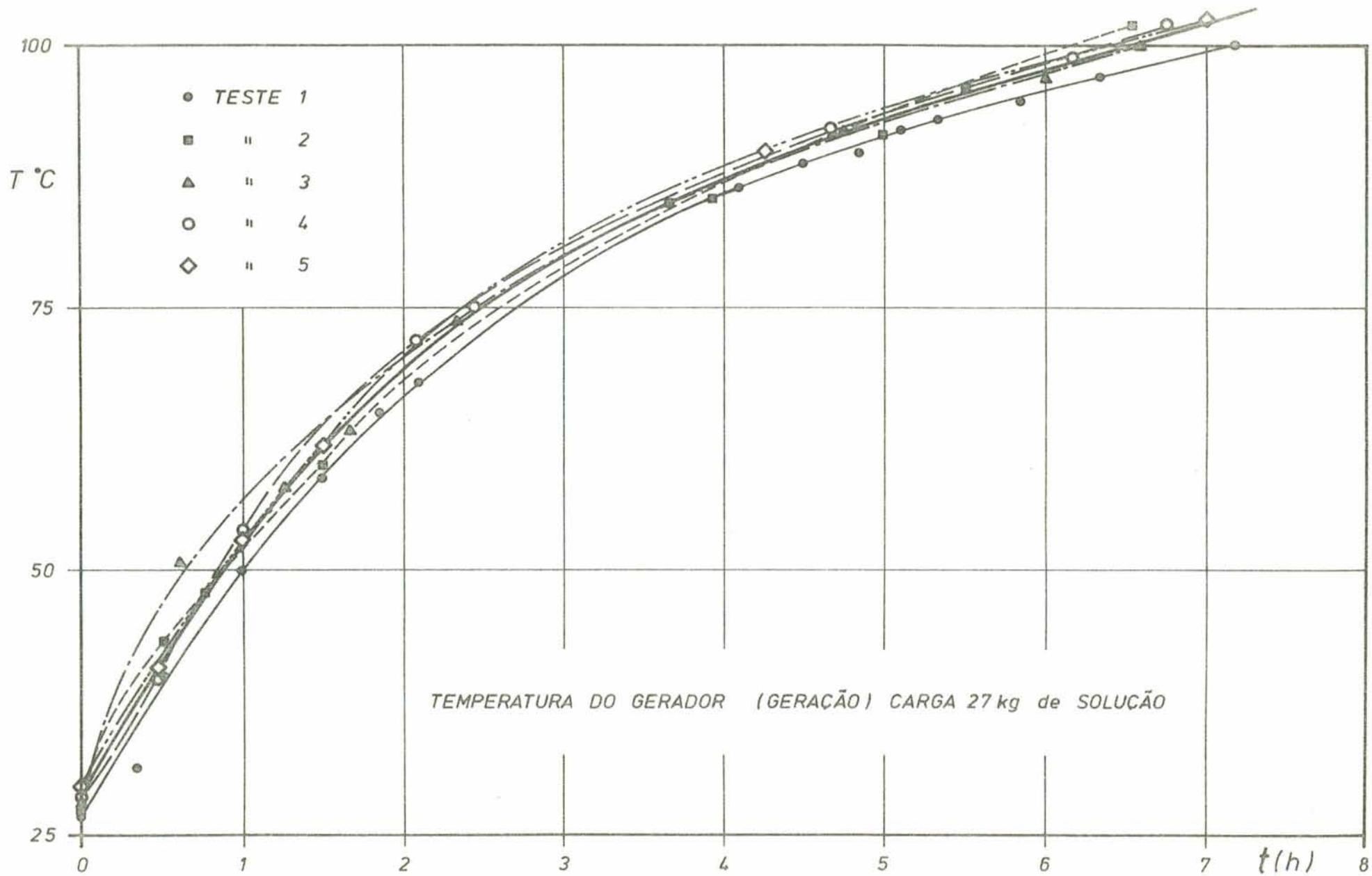
$$i_z = i_1 + \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} (x_d - x_1) \quad (B.2)$$

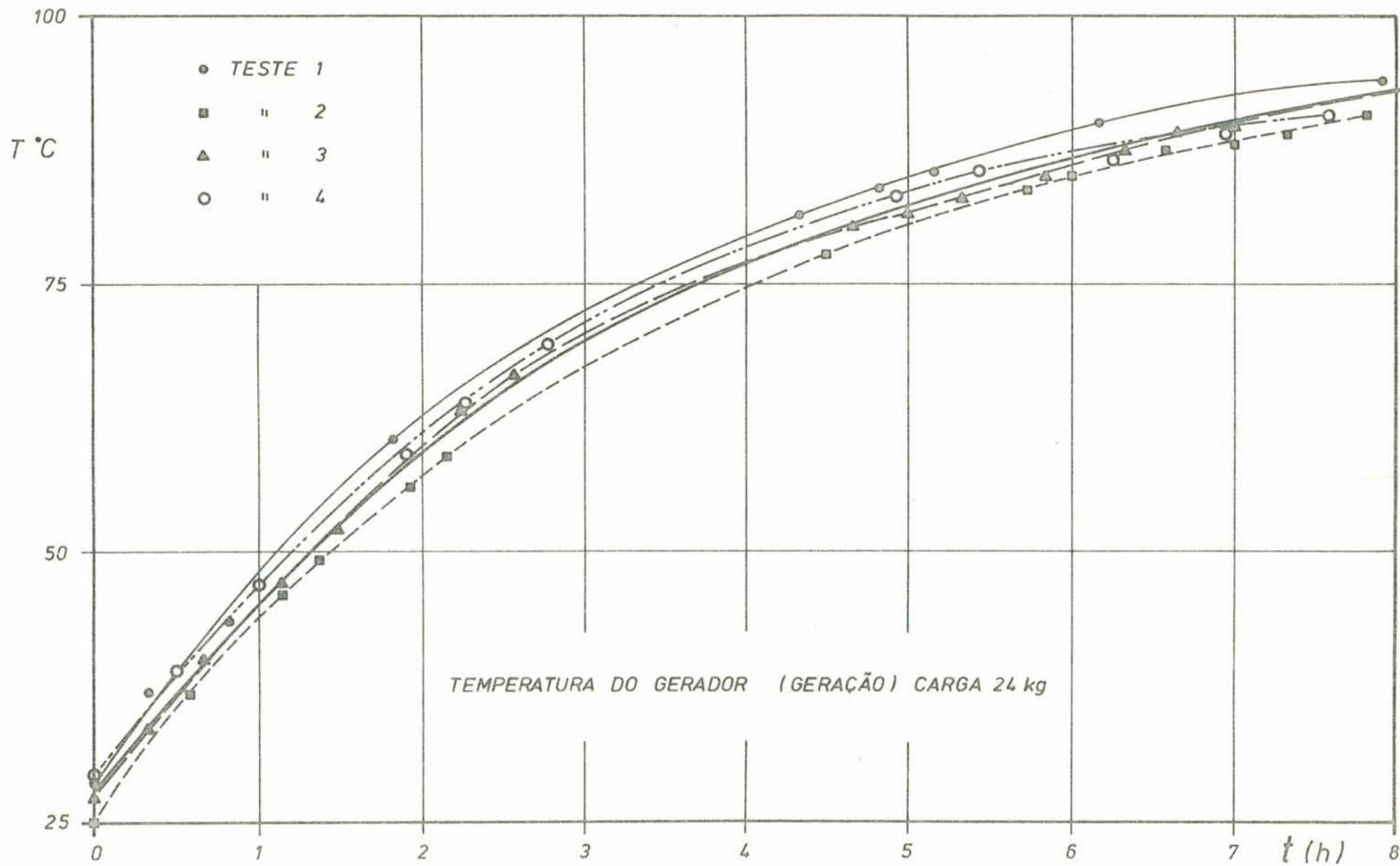
Substituindo a equação (B.2) na (B.1), resulta:

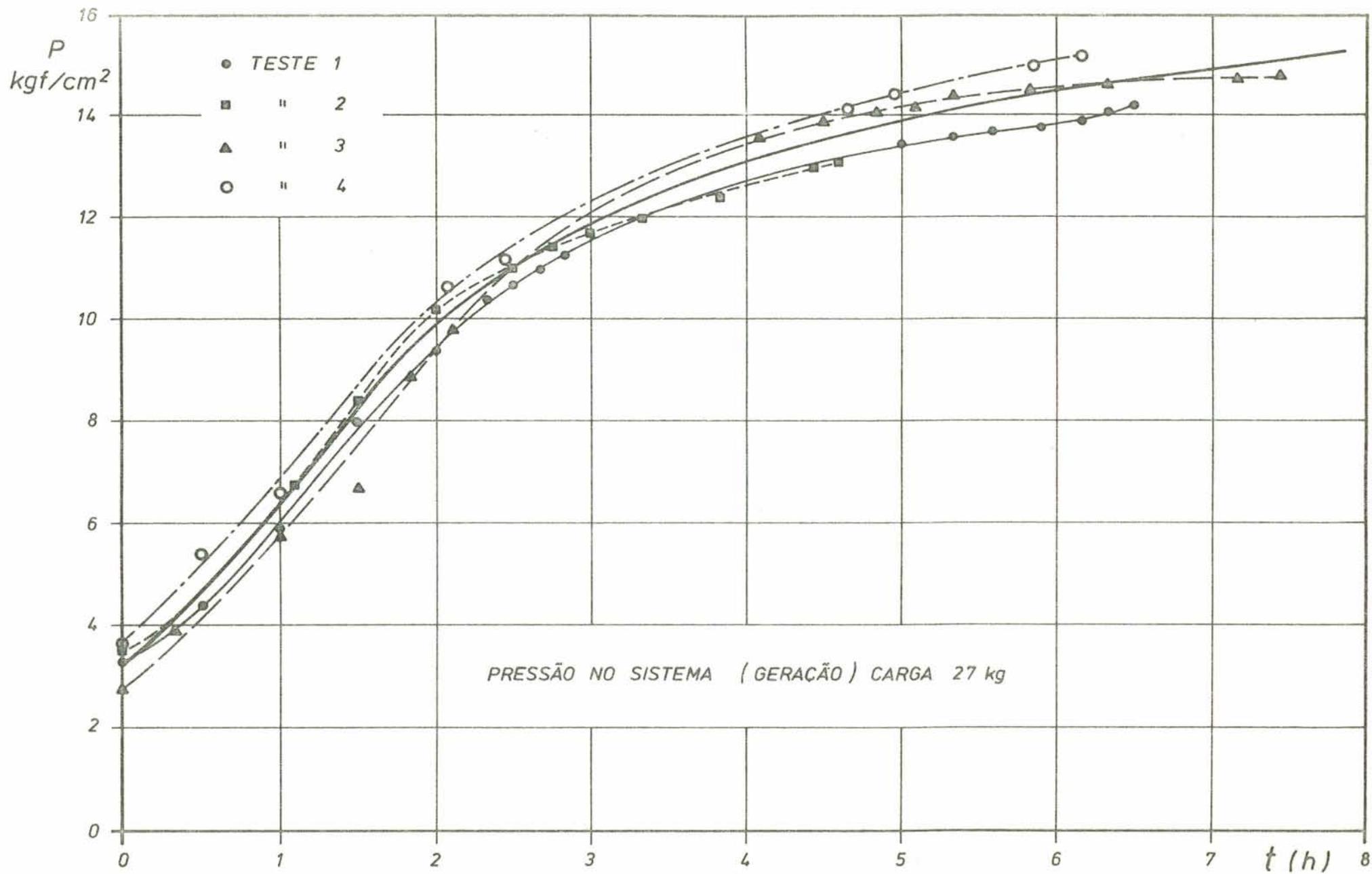
$$q_d = i_d - i_z$$

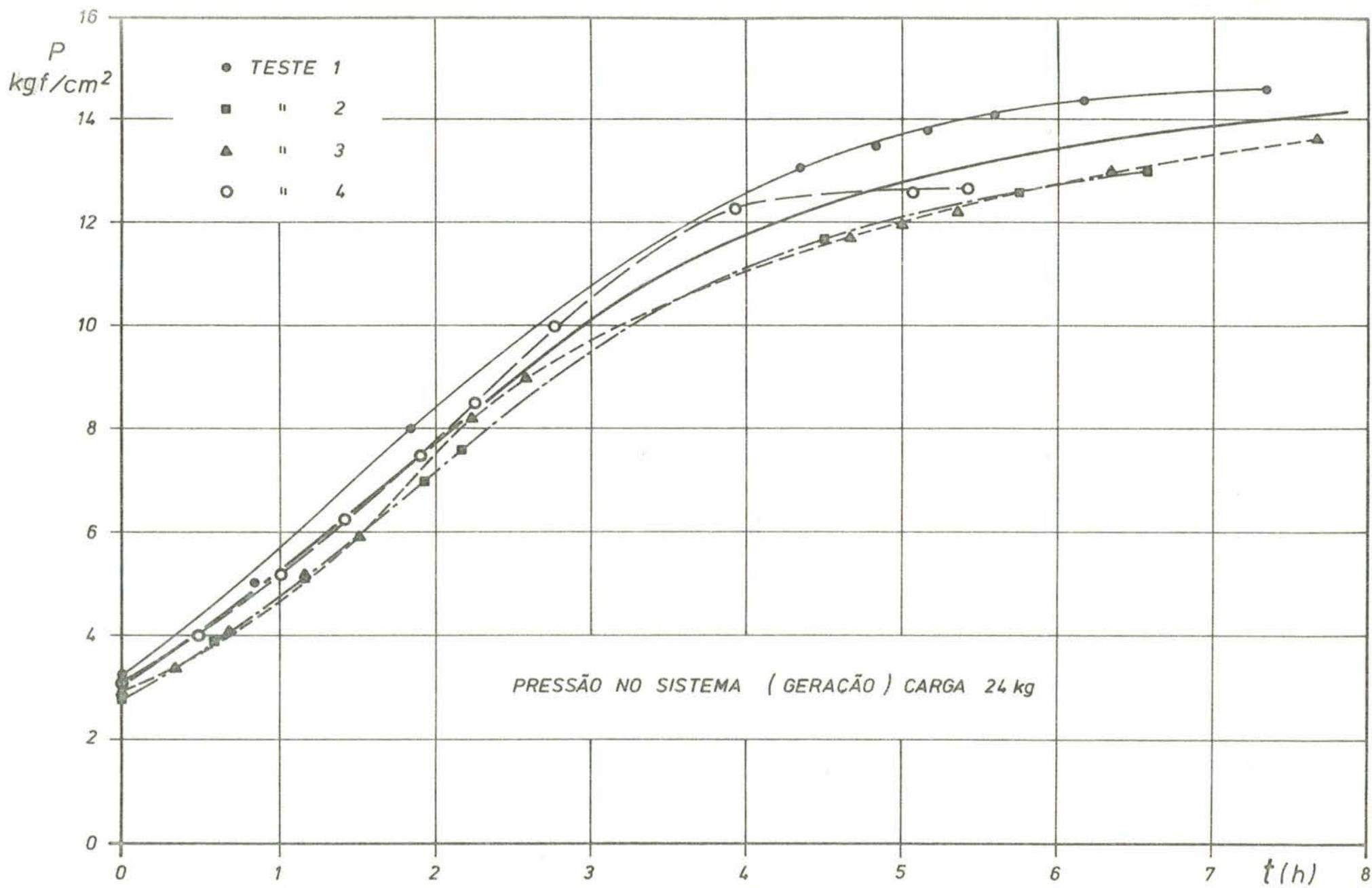


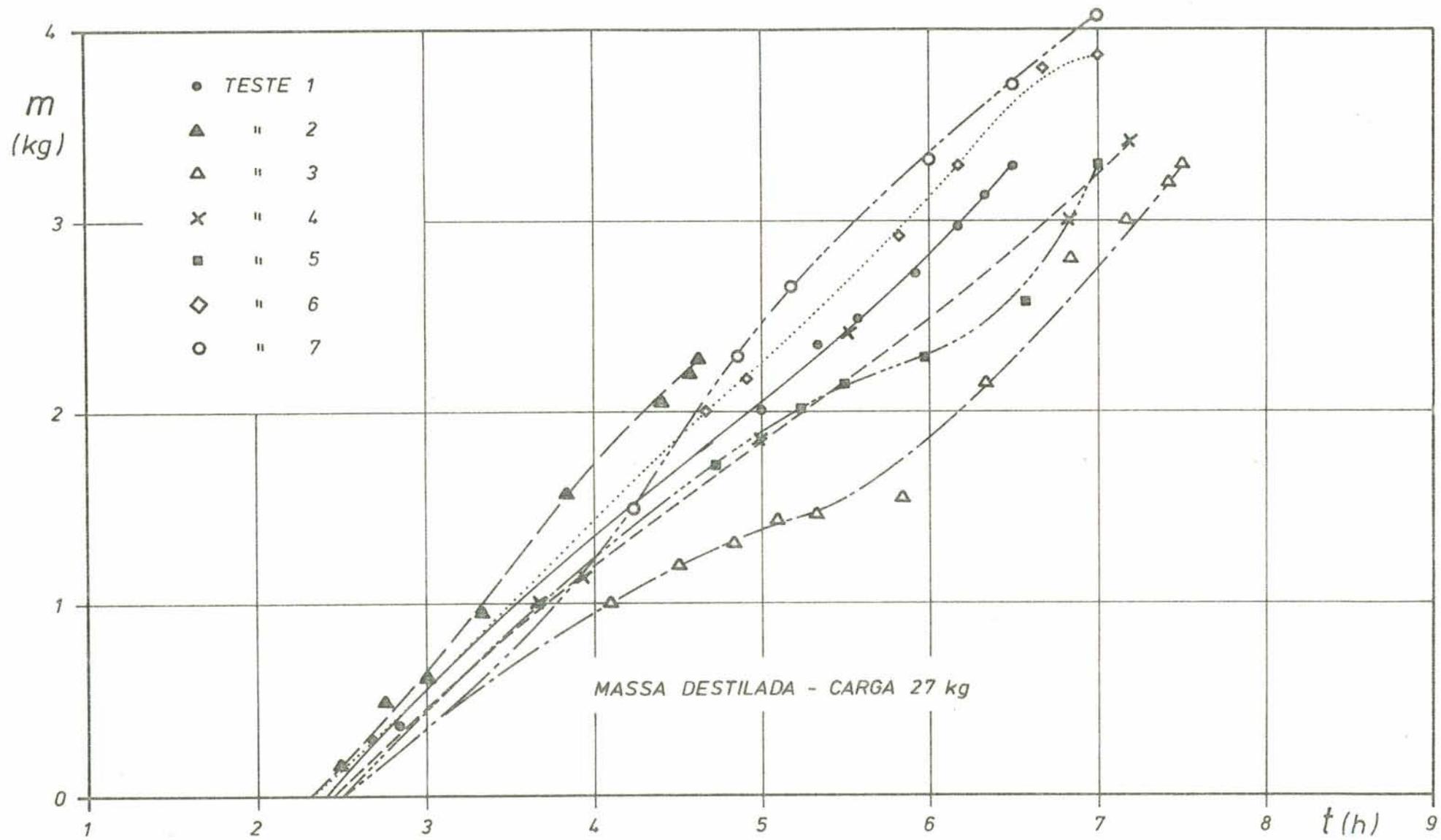


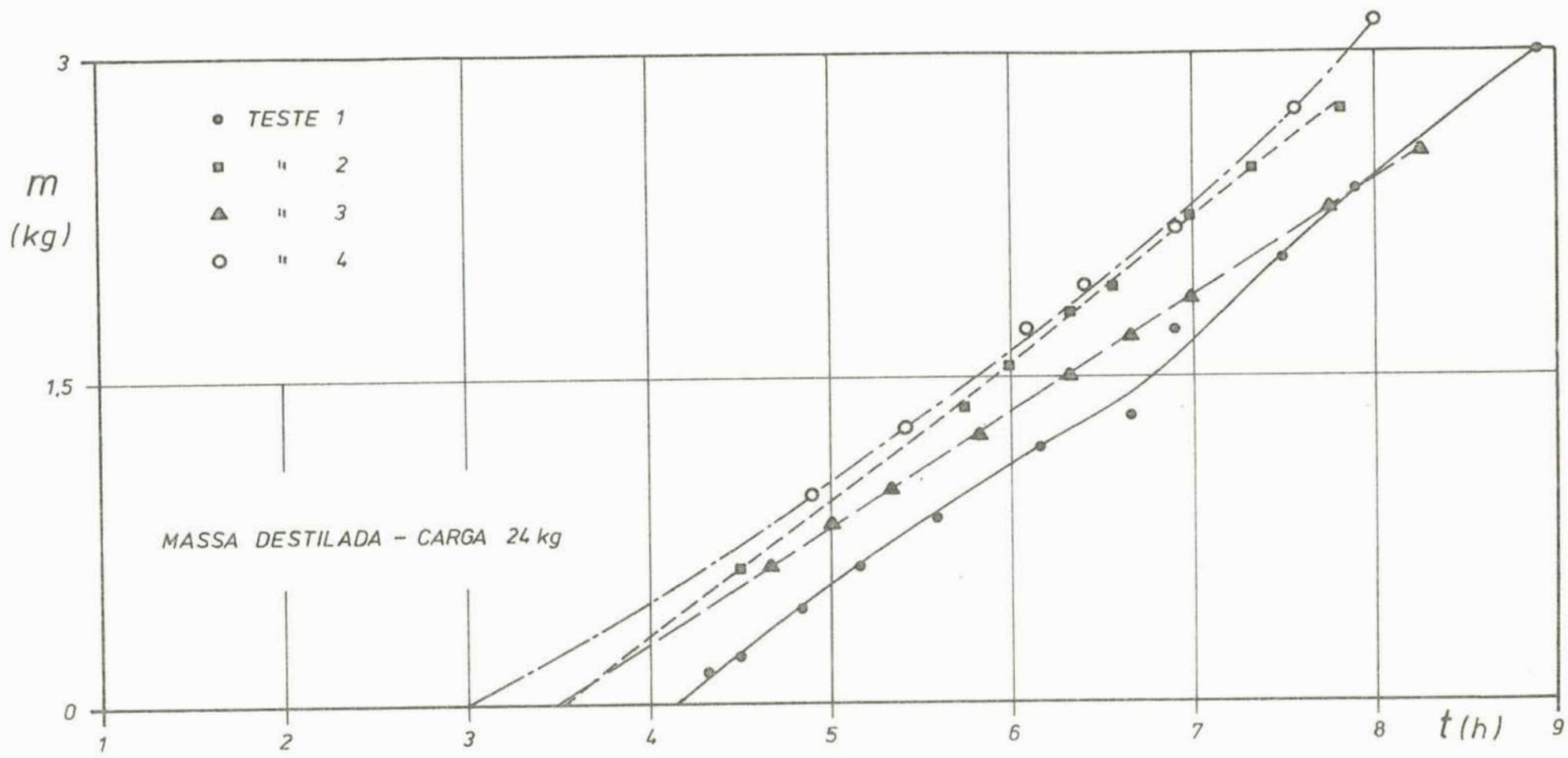


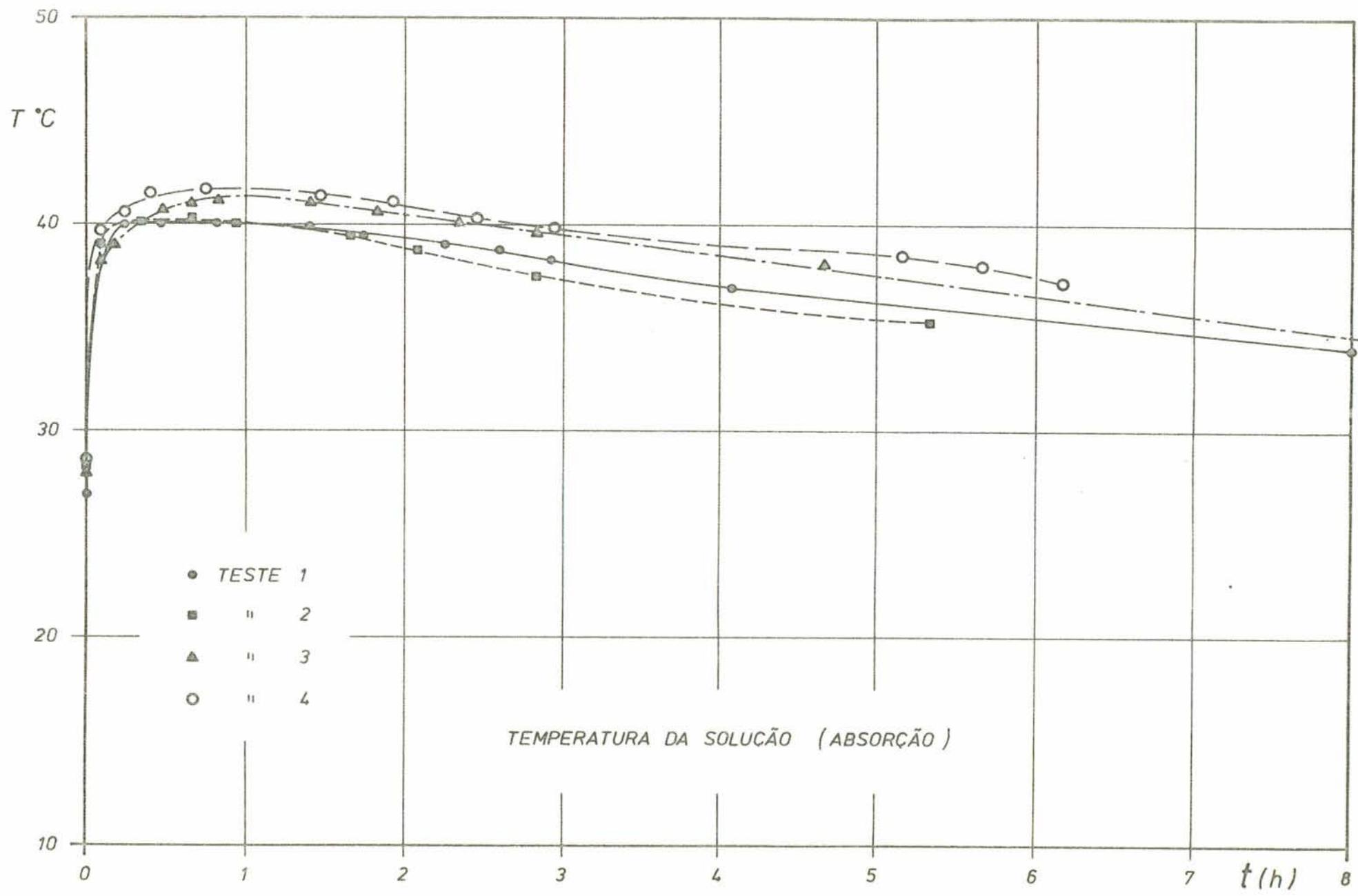






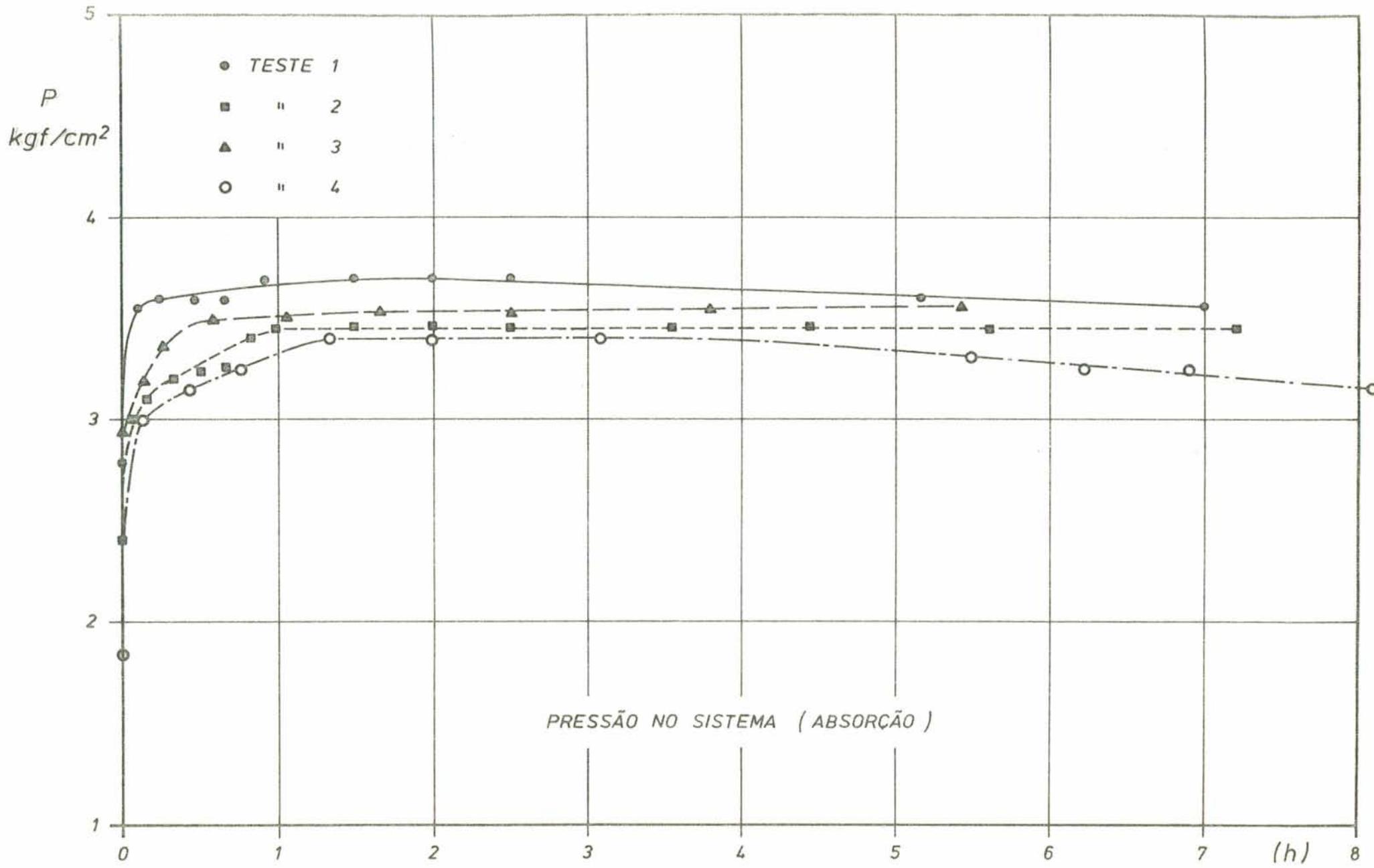


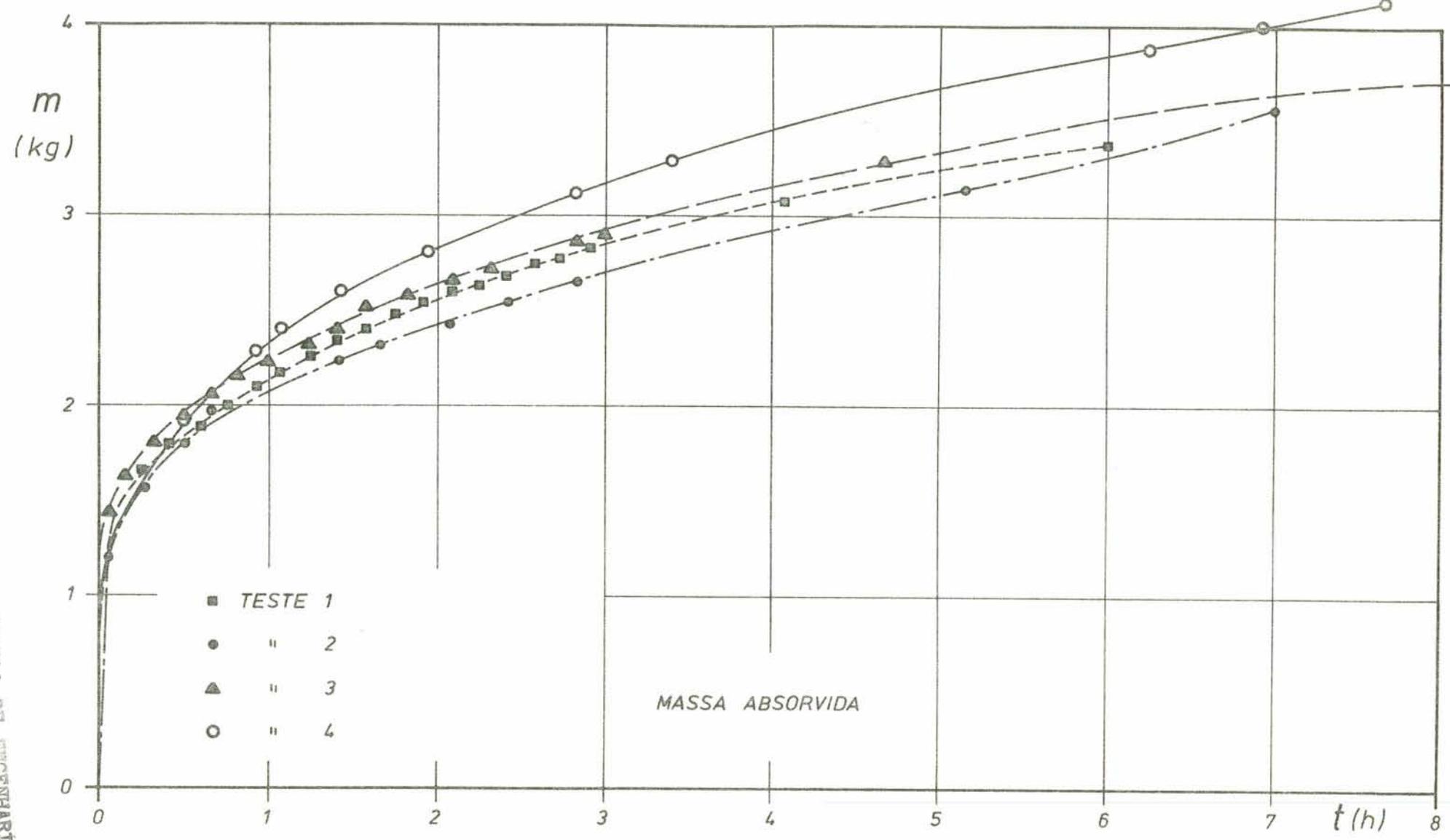




Apêndice E.7

TEMPERATURA DA SOLUÇÃO (ABSORÇÃO)





APÊNDICE F

Condensação laminar no interior de tubos horizontais e inclinados.

Para baixas taxas de condensação, com baixa velocidade do vapor e com número de Reynolds na entrada do tubo inferior a 35.000, tem-se a seguinte expressão empírica:

$$h_m = 0,555 \left[\frac{g \rho (\rho - \rho_v) K^3 i_{lv}}{D \mu \Delta t} \right]^{1/4}$$

onde:

h_m = coeficiente de película médio

g = aceleração da gravidade

ρ = densidade do condensado

ρ_v = densidade do vapor

K = condutividade do condensado

i_{lv} = calor latente de vaporização

D = diâmetro do tubo

μ = viscosidade do condensado

Δt = diferença de temperatura entre o vapor em condensação e a superfície externa do tubo

Obs.: Para tubos inclinados, de 10 a 20 °, o coeficiente de transferência de calor sofre um acréscimo de 10 a 20 %.

APÊNDICE G

Primeira lei da termodinâmica para o processo em regime uniforme, com escoamento uniforme.

Considerando um volume de controle, onde este volume permaneça constante em relação a um sistema de coordenadas, o estado da massa pode variar com o tempo, mas a qualquer instante o estado é uniforme ao longo de todo o volume de controle; o estado da massa que cruza cada uma das áreas de fluxo na superfície de controle é constante com o tempo, embora os fluxos de massa por unidade de tempo possam variar, então pode-se escrever:

$$Q_{v.c.} + \sum m_e \left(i_e + \frac{v_e^2}{2g_c} + z_e \frac{g}{g_c} \right) = \sum m_s \left(i_s + \frac{v_s^2}{2g_c} + z_s \frac{g}{g_c} \right) +$$

$$\left[m_2 \left(u_2 + \frac{v_2^2}{2g_c} + z_2 \frac{g}{g_c} \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{v_1^2}{2g_c} + z_1 \frac{g}{g_c} \right) \right] v.c. + W_{v.c.}$$

Onde:

$Q_{v.c.}$ é o calor no volume de controle

m é a massa

e, s são os índices que indicam entrada e saída

i é a entalpia

$\frac{v^2}{2g_c}$ é o termo de energia cinética

$z \frac{g}{g_c}$ é o termo de energia potencial

u é o termo de energia interna

1, 2 são índices que indicam o estado inicial e o estado fi
nal

$W_{v.c.}$ é o trabalho no volume de controle

APÊNDICE H

Formação de gelo a partir da água no estado líquido.

Calor específico da água = $c = 1 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$

Calor específico do gelo = $c' = 0,5 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$

Temperatura da água líquida t_i

temperatura final do gelo t_f

Calor latente de solidificação da água $r = 79,25 \text{ Kcal/Kg}$

$$Q = c (t_i - 0) + r + (0 - t_f) c'$$

$$Q = t_i + r - 0,5 t_f \quad (\text{Kcal/Kg})$$

Devem ser consideradas ainda as seguintes perdas:

a) Perdas por desmoldagem $\cong 10 \%$ de Q

b) Perdas por transmissão $\cong 15 \%$ de Q

c) Perdas por transporte $\cong 8 \%$ de Q

Ex.: $t_i = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_f = -10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

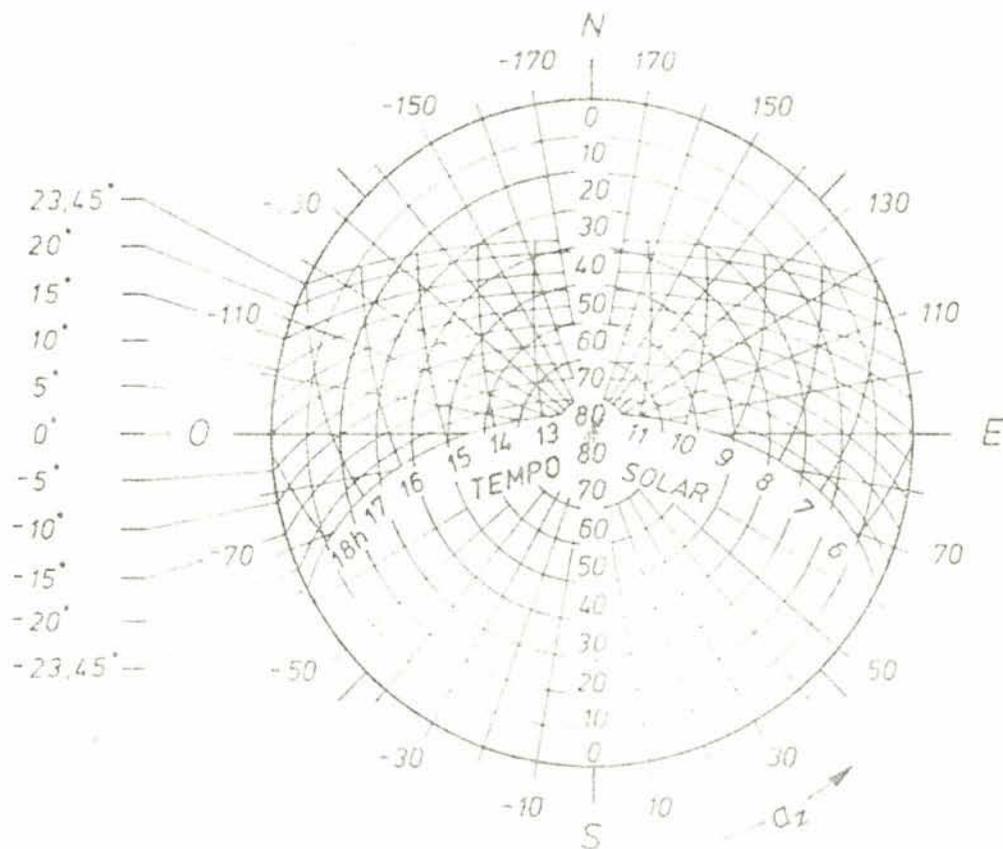
$$Q \cong 110 \text{ (Kcal/Kg)}$$

Como as demais perdas devem ser consideradas, tem-se:

$$Q \cong 130 \text{ (Kcal/Kg)}$$

APÊNDICE I

PPGEM
CADERNA DE ENERGIA SOLAR



Declinação	Datas aprox.
+23°27'	22 Junho
+20°	21 Maio, 24 Julho
+15°	01 Maio, 12 Ago.
+10°	16 Abr., 28 Ago.
+ 5°	03 Abr., 10 Set.
0°	21 Mar., 23 Set.
- 5°	08 Mar., 06 Out.
-10°	23 Fev., 20 Out.
-15°	09 Fev., 03 Nov.
-20°	21 Jan., 22 Nov.
-23°27'	22 Dez.

DIAGRAMA DAS TRAJETÓRIAS DO SOL PARA LATITUDE DE 30°S, EM FUNÇÃO DOS ÂNGULOS DE ALTITUDE E AZIMUTE