

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA

"ESTUDOS DA REFRIGERAÇÃO SOLAR E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE ABSORÇÃO RESFRIADO A AR, COM AQUECIMENTO SOLAR DIRETO DA SOLUÇÃO AMÔNIA-ÁGUA".

Fernanda Elizabeth Xidieh Murr  
Eng<sup>a</sup> de Alimentos .

Orientador: Prof. Dr. László Halász

TESE DE Mestrado APRESENTADA NA FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA DE ALIMENTOS.

1981

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. László Halász, pelo apoio, compreensão e orientação;

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pela bolsa cedida durante parte do desenvolvimento do trabalho;

À Maria Lucia Setina, pela valiosa ajuda nos trabalhos de computação;

Ao Prof. José Alexandre dos Santos Ribeiro, pela revisão do texto;

Aos colegas de Departamento pelas palavras de apoio e incentivo;

À todos que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

Aos meus pais ...

## ÍNDICE DO TEXTO

	Página
RESUMO . . . . .	01
SUMMARY . . . . .	02
1. INTRODUÇÃO . . . . .	03
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA . . . . .	05
2.1 - Possibilidades da Refrigeração Solar . . . . .	05
2.2 - O Sistema Frigorífico de Absorção . . . . .	08
2.2.1 - Funcionamento . . . . .	08
2.2.2 - Características da Combinação Refrigerante-Absorvente . . . . .	10
2.2.3 - Métodos de Dimensionamento . . . . .	11
2.2.3.1 - Método Gráfico . . . . .	12
2.2.3.2 - Método Analítico . . . . .	12
2.2.4 - Desempenho . . . . .	14
2.3 - Radiação Solar . . . . .	14
2.3.1 - Radiação . . . . .	14
2.3.2 - O Sol . . . . .	16
2.3.3 - Ângulos Básicos entre a Terra e o Sol . . . . .	16
2.3.4 - Hora Solar . . . . .	17
2.3.5 - Ângulos Solares . . . . .	20
2.3.6 - Radiação Solar sobre uma Superfície da Terra . . . . .	22

2.4 - Coletor Solar Plano . . . . .	23
2.5 - Estudos de Transferência de Calor e Massa dos Equipamentos de um Sistema de Absorção . . . . .	25
2.5.1 - Absorvedor . . . . .	25
2.5.2 - Gerador, Retificador e Condensador de Refluxo . . . . .	27
2.5.3 - Trocador de Calor . . . . .	28
2.5.4 - Coletor Solar . . . . .	30
2.5.4.1 - Perdas de Calor . . . . .	30
2.5.4.2 - Temperatura Média da Placa e da Solução . . . . .	32
2.5.4.3 - Eficiência . . . . .	33
2.5.5 - Aplicação da Diferença de Temperatura Inicial . . . . .	33
2.6 - Métodos Matemáticos . . . . .	34
2.6.1 - Solução de uma Equação e uma Incógnita . . . . .	34
2.6.2 - Solução de um Sistema de Equações não Liniar . . . . .	35
2.6.3 - Função das Variáveis . . . . .	36
2.7 - Acumulação de Calor . . . . .	37

3 - MATERIAIS . . . . .	39
3.1 - Descrição do Sistema de Absorção Operado por Energia Solar . . . . .	39
3.2 - Solução Amônia-Água . . . . .	43
3.3 - Instrumentos e Controles . . . . .	45
4 - MÉTODOS . . . . .	46
4.1 - Cálculo da Radiação Incidente <u>so</u> <u>bre</u> o Coletor . . . . .	46
4.2 - Modelo Matemático do Comportamen <u>to</u> Operacional do Sistema . . . . .	47
4.2.1 - Introdução . . . . .	47
4.2.2 - Equações de Estado . . . . .	48
4.2.3 - Equações de Balanço . . . . .	49
4.2.3.1 - Evaporador . . . . .	49
4.2.3.2 - Gerador . . . . .	50
4.2.3.3 - Absorvedor . . . . .	51
4.2.3.4 - Trocador de Calor . . . . .	51
4.2.3.5 - Condensador . . . . .	51
4.2.3.6 - Condensador de Refluxo . . . . .	52
4.2.3.7 - Bomba de Solução . . . . .	52
4.2.4 - Equações de Transferência de Calor . . . . .	53
4.2.4.1 - Condensador . . . . .	53
4.2.4.2 - Absorvedor . . . . .	54
4.2.4.3 - Gerador (Coletor) . . . . .	54
4.2.4.4 - Trocador de Calor . . . . .	56

4.2.5 - Valores dos Parâmetros . . . . .	56
4.2.6 - Solução das Equações . . . . .	58
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES . . . . .	61
5.1 - Radiação Solar . . . . .	61
5.2 - Simulação . . . . .	69
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES . . . . .	83
NOMENCLATURA . . . . .	85
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS . . . . .	91
APÊNDICES . . . . .	95
I . Equações das Propriedades de Equi- líbrio da Mistura Amônia-Água . . . . .	95
II . Cálculo das Médias Mensais de Ra- dição Solar Direta e Difusa . . . . .	98
III . Perdas de Calor do Coletor Plano através dos Vidros . . . . .	106
IV . Equações características do Sis- tema de Absorção por Energia So- lar . . . . .	114
V . Método de Iteração por Aproxima- ção Gradual . . . . .	122
VI . Programa da Simulação do Sistema de Absorção por Energia Solar . . . . .	125

## INDICE DE FIGURAS

Figura	Página
1. Sistema Rankine . . . . .	06
2. Sistema Frigorífico de Absorção por Energia Solar . . . . .	07
3. Esquema de um sistema de Refrigeração por Absorção . . . . .	08
4. Diagrama Merkel-Bonsjakovic . . . . .	13
5. Latitude, Ângulo horário e Declinação Solar . . . . .	18
6. Rotações da Terra na Órbita Solar . . . . .	18
7. Ângulo de Declinação Solar . . . . .	18
8. Ângulos de Altitude, Azimute e Zenite Solar . . . . .	21
9. Ângulos de Incidência . . . . .	21
10. Ângulo Azimute de Parede Solar . . . . .	21
11. Componentes de um Coletor Solar Plano . . . . .	24
12. Sistema de Refrigeração por Absorção por Energia Solar da Unicamp . . . . .	40
13. Sistema de Refrigeração por Absorção por Energia Solar da Unicamp (foto- grafia) . . . . .	41
14. Esquema do Sistema de Refrigeração por Absorção da Unicamp . . . . .	44

15.	Posicionamento do Sol com relação ao Coletor do Sistema . . . . .	65
16.	Variação da capacidade frigorífica em	
17.	função da temperatura de evaporação	
18.	para 3 valores de Radiação . . . . .	70
19.	Efeito da variação da vazão da bomba sobre a faixa de capacidade frigorífica . . .	74
20.	Eficiência do Coletor . . . . .	75
21.	Variação do Desempenho do Sistema Frigorífico e do Desempenho do Sistema Frigorífico Solar vs. Temperatura de evaporação para 2 valores de Radiação e Temperatura ambiente de 20°C . . . . .	78
22.		
23.	Variação do Desempenho do Sistema Frigorífico e do Desempenho do Sistema Frigorífico Solar vs. Temperatura de Evaporação para 2 valores de Radiação e Temperatura ambiente de 30°C . . . . .	80
24.		
25.	Efeito da queda de pressão baixa no Desempenho e na Capacidade Frigorífica do Sistema Solar . . . . .	81
26.	Efeito da eficiência de Retificação no Desempenho do Sistema Frigorífico e no Desempenho do Sistema Frigorífico Solar . . . . .	82
AII 1.	Hora Solar vs. hora "Standard" . . . . .	99
AII 2.	Ângulos entre sol e superfície . . . . .	100
AIII 1.	Variação da temperatura do ar vs. o calor perdido através dos vidros do coletor . . . . .	110
AV 1.	Aproximação gradual . . . . .	123

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabelas	Página
1. Ângulo de Altitude Solar . . . . .	62
2. Ângulo Azimute . . . . .	63
3. Transmitância da Atmosfera . . . . .	64
4. Ângulo de Incidência . . . . .	66
5. Intensidade da Radiação Direta Horária e Diária . . . . .	67
6. Médias Mensais da Radiação Direta, Difusa e Total . . . . .	68
AII 1. Constantes $a_0^*$ , $a_1^*$ e $k^*$ para atmosfera "Standard" 1962 . . . . .	101
AII 2. Fatores de correção para diferentes tipos de clima . . . . .	101
AII 3. Valores de visibilidade para Campinas e das constantes $a_0$ , $a_1$ e $k$ . . . . .	104
AII 4. Relação entre $K_T$ , $K_D$ e $K_d$ . . . . .	105
AII 5. Comparação dos valores das médias mensais da radiação direta total (superfície horizontal) medidos e calculados para Campinas . . . . .	105

## RESUMO

Considerando a importância da provisão dos gêneros alimentícios, parece razoável que todas as novas fontes de energia em potencial sejam utilizadas. Análises e aplicação da energia solar na estocagem e no congelamento de alimentos, surgiram desta preocupação mundial. A Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola - Unicamp, projetou e construiu um sistema frigorífico de absorção operado por energia solar cujas características principais: aquecimento direto da solução e resfriamento a ar o fazem diferenciar dos demais sistemas. Uma simulação em regime permanente foi feita, cujos resultados mostraram alternativas que poderão ser testadas experimentalmente para um futuro aprimoramento do sistema.

## SUMMARY

In view of the importance of food supply, it seems rational that all potential energy sources should be utilized. This worldwide concern led to a wide analysis and application of solar energy for cooling and freezing of foods. The Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola-Unicamp designed and built a solar absorption refrigeration system with the unique feature of direct heating of the solution and air cooling. The present study concerns a working out of data on intensity of solar radiation inciding on the flat-plate collector and studies of the behavior of the system under local conditions. A steady state simulation was carried out and the results pointed out alternatives that should be confirmed experimentally for future performance improvement.

## 1. INTRODUÇÃO

A busca de novas fontes de energia é atualmente uma das maiores preocupações do homem em todo o mundo. No Brasil há boas possibilidades para a utilização da energia solar, principalmente em algumas regiões do país, nas quais a radiação apresenta-se bastante forte e uniforme durante o ano.

Considerando a importância de um suprimento seguro de alimentos para a população, parece razoável que todas as fontes de energia em potencial sejam consideradas.

A aplicação de energia solar para resfriamento e congelamento de alimentos, tem sido muito sugerida na literatura. Entretanto, muito pouco existe, na forma de estudos, sobre a praticabilidade técnica e econômica dessa aplicação.

O objetivo deste trabalho é a proposta de utilização de energia solar para a refrigeração e a conservação de alimentos, através de um estudo que envolve:

- 1) a análise do sistema de refrigeração por absorção, projetado na Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola da Universidade Estadual de Campinas.
- 2) a elaboração de um modelo matemático para simular o comportamento do sistema.

A finalidade deste estudo é possibilitar a criação no futuro, de frigoríficos que operem com o sistema de refrigeração por energia solar, para a estocagem de produtos agrícolas perecíveis ou semi-perecíveis. Atualmente não existem frigoríficos deste tipo, operando em nenhum lugar do mundo, e a indústria brasileira produz equipamentos frigoríficos de absorção com dimensões industriais em pequena escala.

Espera-se que este trabalho possa contribuir para o desenvolvimento das regiões do país onde haja falta ou escassez de energia elétrica para a operação de equipamentos frigoríficos convencionais, isto é, que adotam o sistema de compressão, introduzindo-se assim na indústria frigorífica brasileira, uma nova opção: a de frigoríficos com o sistema de absorção.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRAFICA

### 2.1. Possibilidades da Refrigeração Solar

Segundo um levantamento feito por Loewer /18/, as pesquisas relacionadas à refrigeração solar, em diferentes lugares do mundo, estão baseadas nos seguintes sistemas:

- sistema de Rankine, acoplado ao sistema de refrigeração por compressão;
- sistema frigorífico de absorção que utiliza diretamente o calor da radiação solar;
- sistema ejetor;
- sistema frigorífico termo-elétrico.

Entre estes métodos, os dois primeiros são considerados os mais promissores. O sistema Rankine, como mostra a Figura 1, tem o seguinte funcionamento: o vapor formado na caldeira (Cal), aquecido pelos raios solares, expande-se em uma turbina a vapor (T), e depois será liquefeito num condensador (Con<sub>1</sub>) por resfriamento com meio natural (água ou ar). Em seguida será descarregado por uma bomba (B) e voltará à caldeira. A turbina aciona o compressor (C) do sistema frigorífico convencional que consta, além do compressor, de condensador (Con<sub>2</sub>), evaporador (E) e válvula de expansão (VE). Este sistema pode trabalhar com o mesmo meio utilizado como refrigerante no sistema de compressão.

O sistema de absorção, Figura 2, trabalha geralmente com um meio intermediário de aquecimento, /3, 6, 7, 10, 24, 29/ que circula, entre o cole

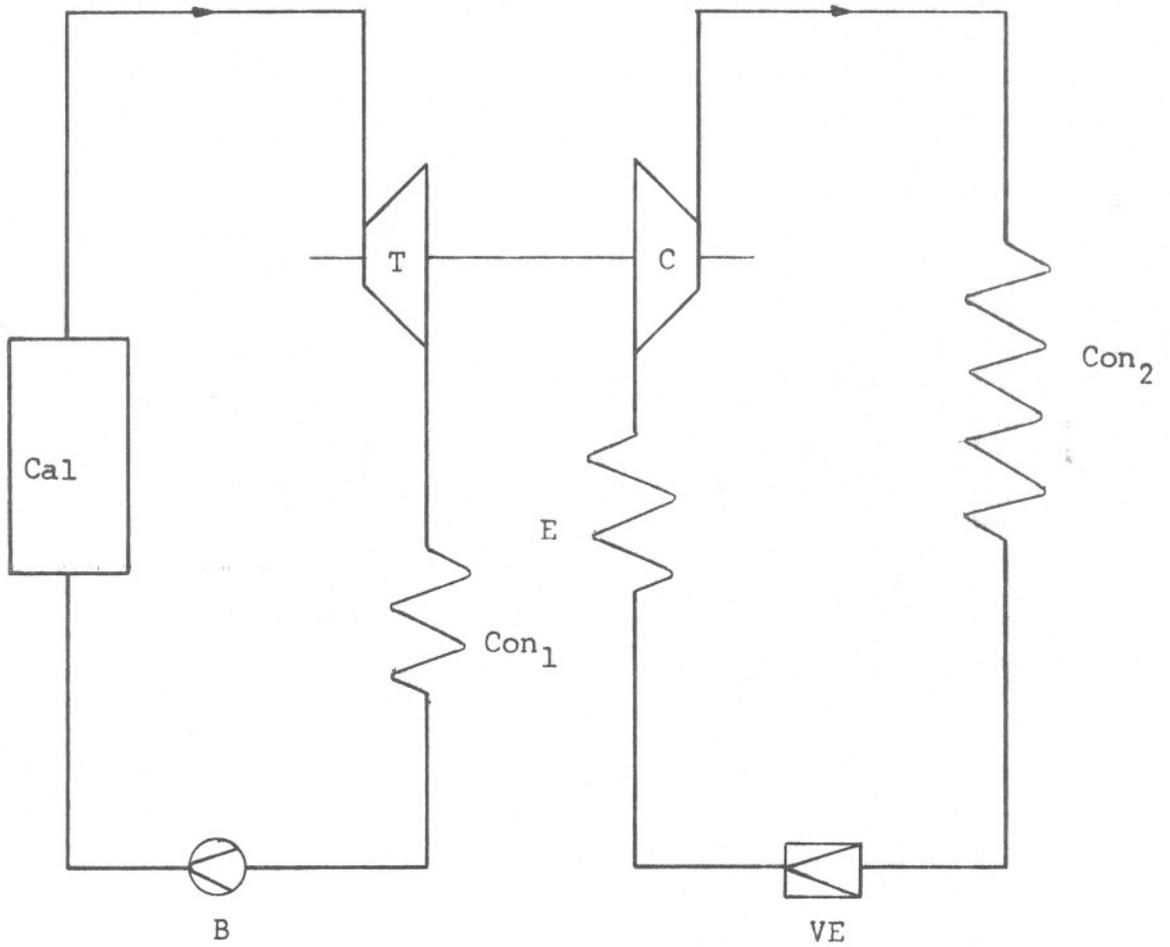


Figura 1 - Sistema Rankine

tor (Col) e o sistema frigorífico, através de uma bomba (B).

Matarasso /21/, faz uma comparação entre estes dois sistemas e chega à conclusão de que o sistema Rankine, pesquisado nos Estados Unidos, precisará aproximadamente dez anos para ser utilizado comercialmente, enquanto que o sistema de absorção já pode ser aplicado. O sistema de Rankine será mais propício a grandes instalações frigoríficas, acima de 100.000 kcal/h. Para instalações de médio porte, entre 50.000 e 100.000 kcal/h, os dois sistemas a apresentam-se igualmente adequados, mas para instalações menores, o sistema de absorção será mais vantajoso.

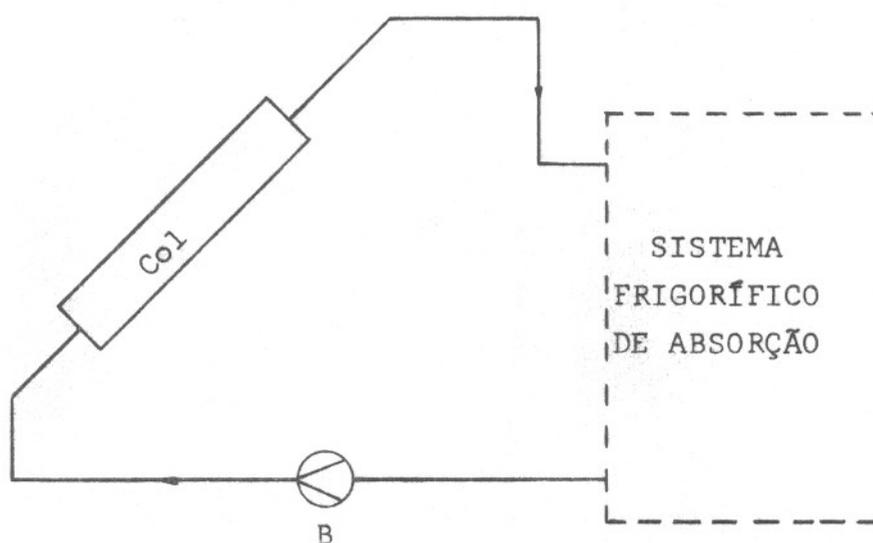


Figura 2 - Sistema Frigorífico de Absorção por energia solar

O sistema ejetor que pode trabalhar somente com o vapor de água, é destinado apenas ao condicionamento de ar e além disso, devido ao alto custo do equipamento e ao grande consumo de água, não pode concorrer com os sistemas anteriores, portanto será desconsiderado com relação aos nossos objetivos /18/.

Finalmente, o sistema frigorífico termo-eléctrico, que utiliza o efeito de Peltier, aplica-se hoje em dia para estudos de laboratório, e a transformação da energia solar directamente em energia eléctrica por células foto-eléctricas está ainda no início de seu desenvolvimento. A escolha de materiais adequados para o equipamento afastam ainda mais a utilização deste sistema para um futuro ainda incerto.

A maioria dos trabalhos encontrados na literatura e a comparação feita por Matarasso /21/, são específicos para o condicionamento de ar.

## 2.2. O Sistema Frigorífico de Absorção

### 2.2.1. Funcionamento /5, 17, 25, 29/

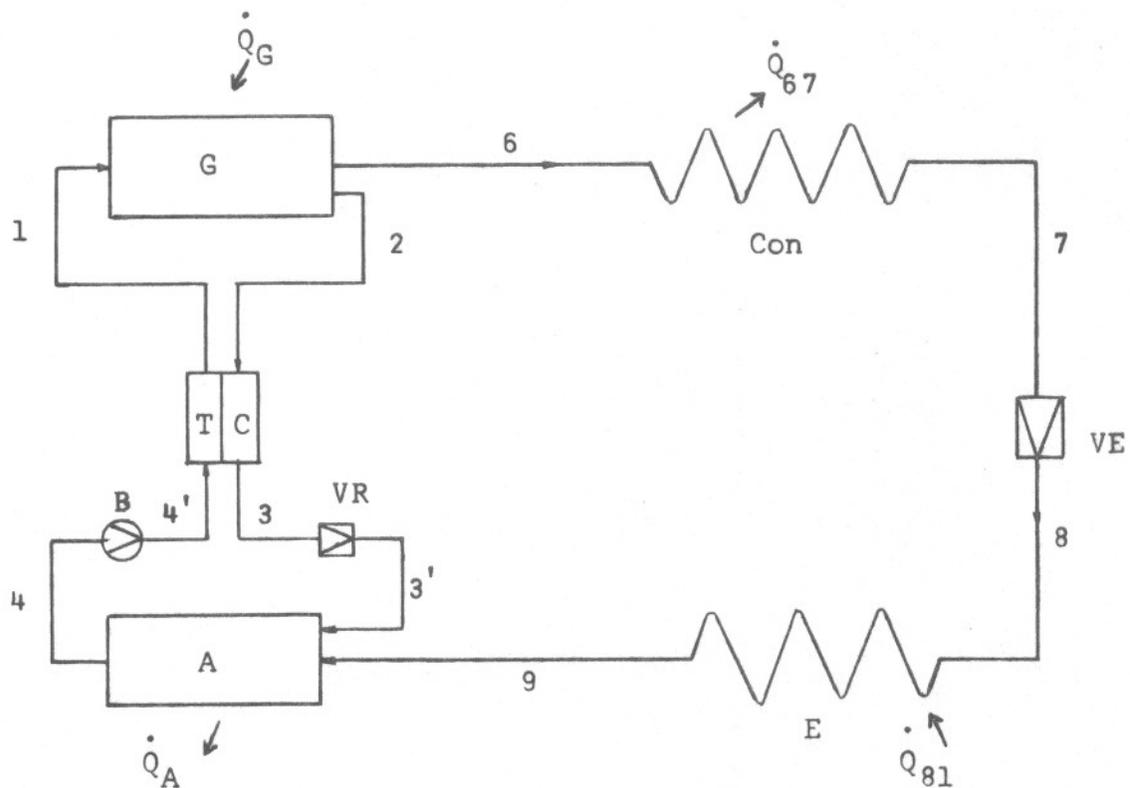


Figura 3 - Esquema de um sistema de Refrigeração por absorção

Após a evaporação no estado 9 (Fig. 3), o vapor de refrigerante passa pelo absorvedor (A), onde entra em contato e dissolve-se no absorvente, formando a solução rica. Durante este processo é liberado calor  $\dot{Q}_A$ , que pode ser retirado por ar ambiente circulando em torno de aletas ou água passando por serpentinas. Através da bomba (B), a solução rica chega ao gerador (G), onde é aquecido por gás, eletricidade, vapor, água quente ou energia solar.

Este aquecimento  $\dot{Q}_G$ , provoca a formação de vapor de refrigerante que vai ao condensador (Con), enquanto a solução pobre volta ao absorvedor. O vapor de refrigerante se liquefaz no condensador, e o calor liberado neste processo  $\dot{Q}_{67}$ , assim como na absorção, pode ser retirado por ar ambiente ou água. Na forma líquida, o refrigerante passa através da válvula de expansão (VE), diminui sua pressão, entra no evaporador (E), evaporando-se a uma temperatura de saturação correspondente à pressão. O trocador de calor (TC), tem a finalidade de assegurar uma operação mais econômica: diminui a energia necessária ao gerador  $\dot{Q}_G$ , e o calor que se retira no absorvedor  $\dot{Q}_A$ . A válvula reguladora (VR), serve para estrangular a solução pobre da alta à baixa pressão. A pressão alta é a pressão de saturação correspondente à temperatura de condensação, que é determinada pelas condições de resfriamento do condensador. A pressão baixa depende da temperatura de evaporação que é determinada pelo objetivo da refrigeração.

## 2.2.2. Características da combinação refrigerante-absorvente

Por definição, os fluidos de trabalho são líquidos. Materiais sólidos que, com um refrigerante adequado, possam constituir um sistema de refrigeração, são chamados adsorventes e o sistema, de adsorção. Os líquidos, adsorvente e refrigerante, devem preencher alguns requisitos, sendo os mais significantes, os seguintes /5, 9, 17 /:

Afinidade - é fundamental que o adsorvente tenha uma forte afinidade pelo vapor de refrigerante, nas condições em que ocorre a adsorção. Esta afinidade é o resultado de uma aglutinação química suave, geralmente uma aglutinação de hidrogênio. Albright et al /5/ mostram que esta afinidade não deve ser forte, pois a ela está associada um alto valor de calor de dissolução. Consequentemente, maior quantidade de calor deverá ser aplicada no gerador para separar o refrigerante do adsorvente.

Volatilidade - o refrigerante deve ser bem mais volátil do que o adsorvente para que os dois sejam separados mais facilmente. O ideal seria um adsorvente não volátil, para que o vapor formado no gerador fosse refrigerante puro. Segundo Plank /23/, seria ideal que houvesse uma diferença de 200°C entre a temperatura de saturação do refrigerante e a do adsorvente, à pressão atmosférica.

Corrosão - é extremamente importante que os fluidos não sejam corrosivos com relação aos materiais utilizados na construção do sistema.

Calor latente de vaporização - é desejável que o refrigerante tenha um alto calor latente de vaporização, pois desta forma pode-se reduzir ao mínimo a quantidade de solução circulante.

Estabilidade - torna-se quase que absolutamente necessária a estabilidade, uma vez que os fluidos escoarão juntos,

continuamente, num sistema selado herméticamente, e que deverá funcionar sem problemas por vários anos. A instabilidade pode resultar na formação de gás, sólidos ou substância corrosiva, todas indesejáveis.

Pressão - as pressões de trabalho devem ser próximas da atmosfera, minimizando o peso dos equipamentos e os vazamentos para o interior ou para fora do sistema.

Segurança - os fluidos devem ser de baixa toxicidade e não inflamáveis.

Viscosidade - baixa viscosidade para ambos os fluidos é desejável para se conseguir boa transferência de calor e massa e também para diminuir os problemas de bombeamento para a circulação da solução.

Solubilidade - é necessário que o refrigerante e o absorvente sejam mutuamente solúveis, ao longo de toda a faixa de composição, temperatura e pressão a que estarão sujeitos. Se ocorrer cristalização, as partículas sólidas podem dificultar ou impossibilitar a circulação adequada dos fluidos.

Não se tem, no momento, um par de fluidos que atenda a todas estas exigências. Amônia e água ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) e brometo de lítio e água ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ) são os que mais se aproximam, e por isso são os únicos pares encontrados com extenso uso comercial. Para o par amônia-água, a amônia age como refrigerante e a água como absorvente. Mas no par brometo de lítio e água, a água é o refrigerante que possibilita sua utilização, para temperaturas de evaporação apenas maiores que  $0^\circ\text{C}$ , seu ponto de congelamento. Desta forma este par é mais utilizado no condicionamento de ar.

### 2.2.3. Métodos de dimensionamento /5, 23, 29/

O método de dimensionamento de um sistema frigorífico de absorção, está baseado nos balanços de massa e energia dos diferentes equipamentos. Para elaborar as

equações necessárias, precisam-se conhecer as propriedades térmicas, que são: pressão, temperatura, concentração e entalpia da solução e do vapor, nos diferentes lugares do sistema.

#### 2.2.3.1. Método gráfico /23 /

Anteriormente utilizava-se para determinar estas propriedades, o diagrama de Merkel-Bosnjakovic que relaciona a entalpia versus a concentração, como mostra a Figura 4.

Neste diagrama um determinado ponto refere-se ao estado da solução ou mistura de vapor e uma determinada linha, ao processo. As linhas de pressão constante, inferiores, são de evaporação, enquanto que as linhas superiores são de condensação. Abaixo das linhas de evaporação, encontra-se a região do líquido e acima da linha de condensação, fica a região do vapor. As linhas auxiliares, intermediárias, servem para construir as isotermas da região úmida, que compreende a região entre as linhas de condensação e de evaporação. Este diagrama serve também para determinar graficamente todos os calores trocados nos diferentes equipamentos, referentes a 1 kg de refrigerante. Estes calores são a base do dimensionamento.

#### 2.2.3.2. Método analítico

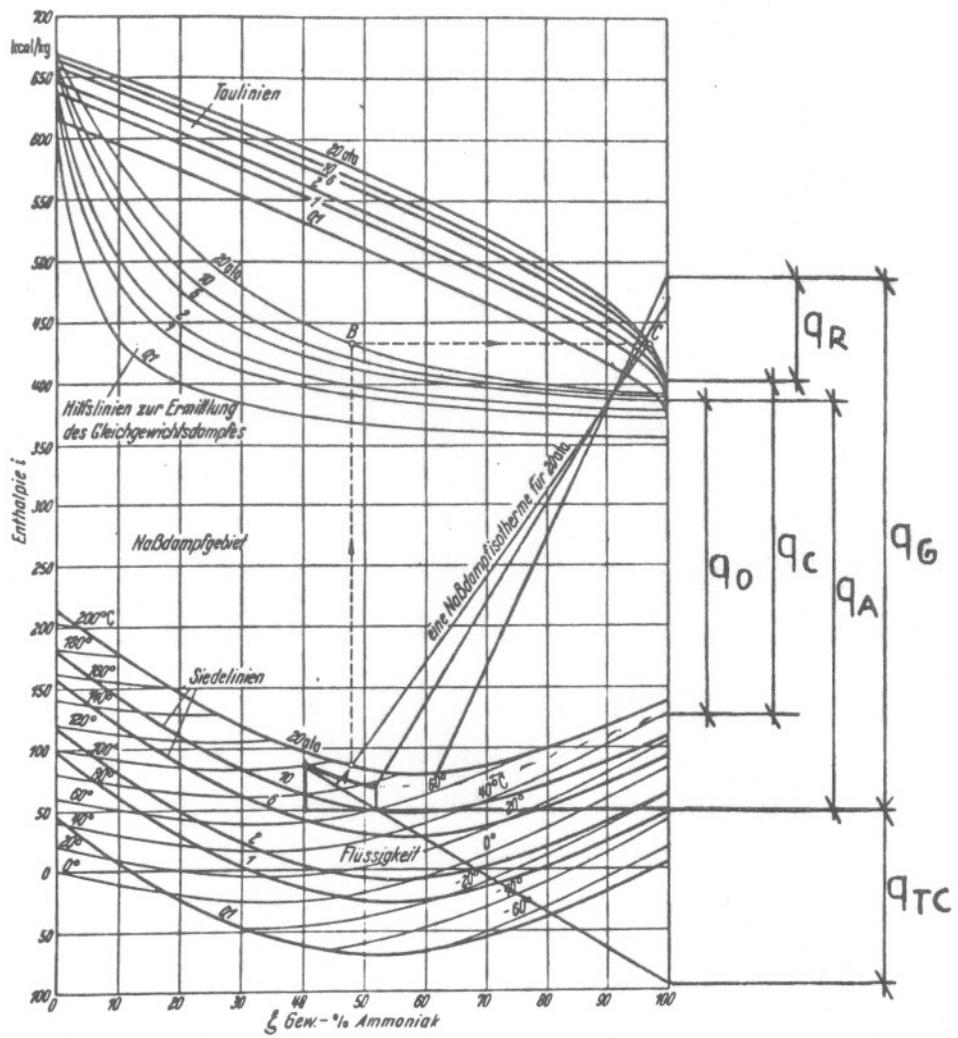
As equações polinomiais são apresentadas por Jain e Gable /13/ e utilizam a pressão (P) e a concentração da solução (XL) como variáveis independentes. Temperatura (T), entalpia do líquido (hL), concentração do vapor (XV) e entalpia do vapor (hV) são usadas nas seguintes equações:

$$T = f_1(XL, P)$$

$$hL = f_2(XL, T)$$

$$XV = f_3(XL, P)$$

$$hV = f_4(XV, T)$$



Estas equações foram elaboradas em unidades inglesas para uma faixa de alta e baixa pressão, com algumas restrições com relação às concentrações, encontradas detalhadamente no apêndice I.

Assim, podem-se elaborar as equações de balanço de massa e energia para os diferentes equipamentos e determinar o fluxo de calor por eles transferido. Com exceção da bomba de solução, todos os outros equipamentos são trocadores de calor, portanto o dimensionamento envolve a aplicação da equação geral de transmissão de calor de um trocador de calor:

$$\dot{Q} = A U \Delta t \quad \text{kcal/h}$$

de onde a área de superfície de troca de calor A, pode ser determinada.

#### 2.2.4. Desempenho /9/

O coeficiente de "performance" ou desempenho de um sistema frigorífico de absorção é a relação entre a capacidade frigorífica e a energia utilizada:

$$\text{COP} = \dot{Q}_E / \dot{Q}_G \quad (2.1)$$

### 2.3. Radiação Solar

#### 2.3.1. Radiação /7, 17, 25 /

Radiação é um processo de emissão contínua da energia pelas superfícies dos corpos, que não necessita de um meio para transmitir o calor. A energia radiante é transmitida em forma de ondas eletromagnéticas que se deslocam com a velocidade da luz e são transmitidas através do vácuo e de substâncias que lhes são transparentes.

As ondas incidentes sobre a superfície de uma substância podem ser parcialmente absorvidas, refletidas e transmitidas. A fração absorvida da energia radiante denomina-se absortividade, ( $\alpha$ ); a fração refletida, refletividade, ( $\rho$ ); e a fração transmitida através da substância, transmissividade, ( $\tau$ ). A relação entre essas três frações é a seguinte:

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

Quando a transmissividade for zero, como é o caso da maioria dos sólidos, diz-se que a substância é opaca à radiação. Reciprocamente, a transmissividade sendo igual à unidade, a substância é transparente à radiação.

Refletor ideal, é um corpo cuja superfície reflete toda a energia radiante que incide sobre ele e como boa aproximação têm-se as superfícies altamente polidas.

Um absorvedor ideal absorve toda a energia radiante incidente sobre a sua superfície e a absortividade é igual à unidade. Apenas a energia radiante absorvida pode contribuir para o aumento da energia interna de uma substância.

As substâncias emitem e absorvem energia radiante, a uma taxa que depende de sua temperatura absoluta e de suas propriedades físicas. Assim um bom absorvedor é também um bom emissor. Um radiador ideal é o corpo que absorve toda a energia radiante incidente sobre sua superfície (corpo negro).

Se dois corpos A e B, estão emitindo energia radiante um para o outro, a taxa líquida de troca de energia entre eles será:

$$q = \sigma A (T_A^4 - T_B^4) F_{AB} \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (2.2)$$

onde:  $\sigma$  - constante de Stefan-Boltzmann =

$$= 5,6697 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4) \quad (\text{valor experimental})$$

A - área do corpo exposta à radiação ( $m^2$ )  
 $F_{AB}$  - fator de emissividade mútua

### 2.3.2. O Sol / 7, 29 /

O sol é uma esfera de material gasoso intensamente quente, com um diâmetro de  $1,39 \times 10^6$  km e está, em média, a  $1,5 \times 10^8$  km distante da Terra. A sua superfície está a uma temperatura efetiva de aproximadamente 6.000 K (exatamente 5.762 K de acordo com Thekaekara, 1974). O sol é um reator contínuo de fusão, com seus constituintes gasosos guardados pela força gravitacional. Dentre as muitas reações de fusão que ocorrem para fornecer a energia radiada pelo sol, tem-se como a mais importante o processo de conversão do hidrogênio (quatro prótons) a hélio (um núcleo). A massa do núcleo de hélio é menor que a dos quatro prótons, assim, uma certa massa deve ser perdida na reação e convertida em energia. Essa energia é produzida no interior da esfera solar a uma temperatura de muitos milhões de graus. Ela deve transferir-se à superfície e então ser irradiada para o espaço.

A radiação originada do sol é uma radiação de ondas curtas cujo comprimento varia de 0,3 a 3,0  $\mu m$ .

Para processos térmicos torna-se adequado considerar o sol como um radiador ideal (corpo negro).

### 2.3.3. Ângulos básicos entre a Terra e o Sol /4, 29 /

O posicionamento de um certo ponto P, sobre a superfície da terra, com relação aos raios solares, pode ser conhecido a qualquer instante, se a latitude (L) e o ângulo horário (h) deste ponto e a declinação solar (d), forem conhecidas. Esses ângulos são mostrados

na Figura 5, onde O representa o centro da terra.

O ângulo horário expressa a hora do dia com relação ao meio dia solar. Como o sol parece mover-se a uma velocidade de  $360^{\circ}$  em 24 horas, uma hora do tempo é igual a  $15^{\circ}$  do ângulo horário. Ao meio dia o ângulo horário é igual a zero.

$$h = \left( \begin{array}{l} \text{diferença em minutos} \\ \text{do meio-dia solar} \end{array} \right) 15 / 60^{\circ} (\text{Grau}) \quad (2.3)$$

O eixo sobre o qual a Terra gira a cada dia é inclinado com um ângulo de  $23^{\circ}47'$  no plano do eclíptica, a qual contém o plano orbital da terra e o equador do sol ilustrado na Figura 6. Como consequência desta inclinação, forma-se a declinação solar (d), mostrada na Figura 7.

Como a Terra requer 365 dias para completar sua órbita, conseqüentemente a relação entre d e a data do ano varia suavemente. Esta mudança diária da declinação solar (d), acarreta variação na distribuição da radiação solar sobre a superfície da Terra, e no número de horas do dia e da noite. É também a responsável pela grande diferença de intensidade de radiação solar em uma dada localidade entre verão e inverno.

#### 2.3.4. Hora solar /4, 7, 29/

Os cálculos da radiação solar devem ser efetuados com base na hora solar, a qual não coincide com a hora local mostrada por um relógio.

A hora universal (HU) é considerada em relação ao meridiano de Greenwich a  $0^{\circ}$  de longitude. A partir deste meridiano, o globo terrestre apresenta-se dividido, imaginariamente a leste e a oeste, em outros meridianos, que distam entre si  $15^{\circ}$  e que são denominados

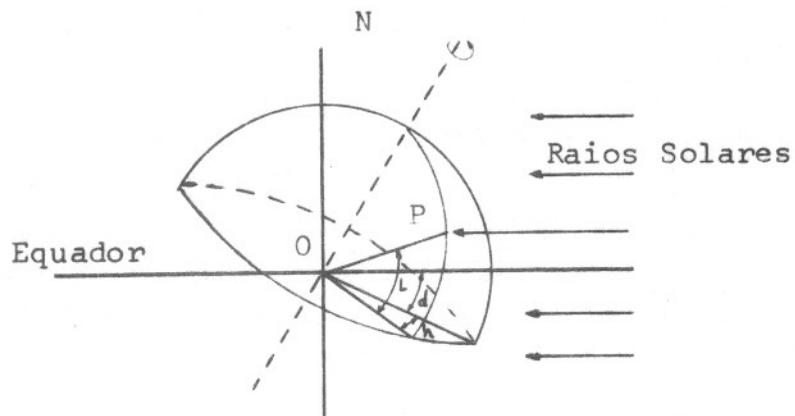


Figura 5 - Latitude (L), ângulo horário (h) e declinação solar (d)

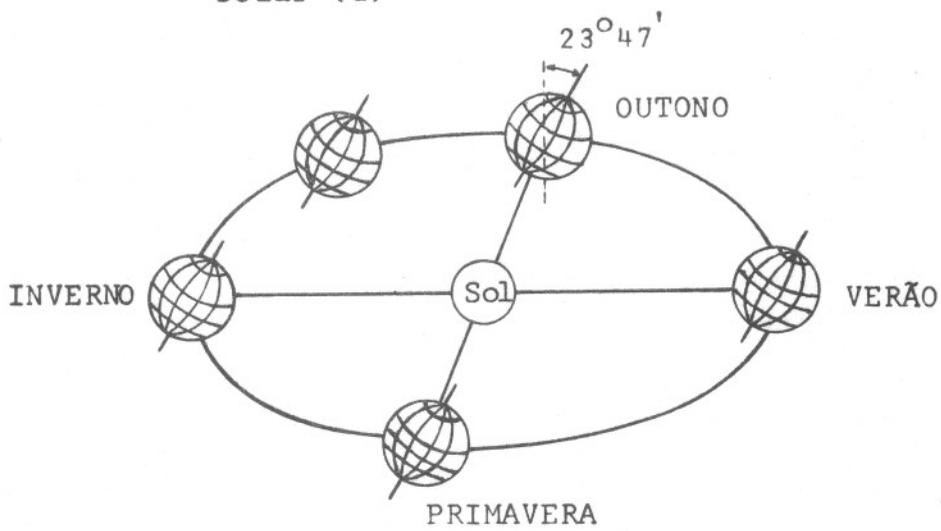


Figura 6 - Rotações da terra na orbita solar (hemisfério sul)

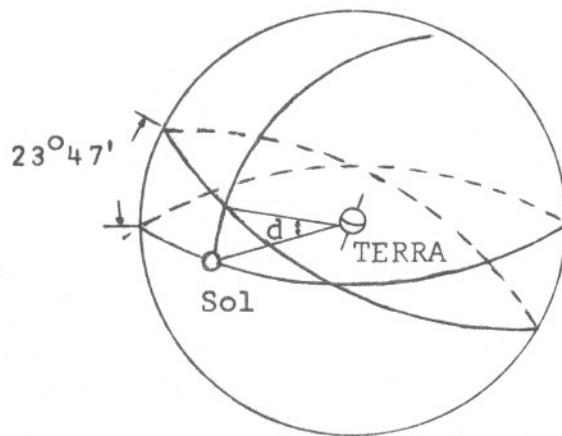


Figura 7 - Esfera celestia e ângulo de declinação solar (d)

longitudes "standard". Em cada um destes meridianos a hora mostrada por um relógio é denominada hora "standard" (HS), e sua escala vai de 0 a 24, sendo 0 a meia-noite e 12,0 meio-dia.

A hora civil local (HCL) é dada em relação a uma determinada longitude. Para um certo meridiano a HCL é num mesmo instante, mais adiantada que a de qualquer outro meridiano mais distante a oeste e menos adiantada que a de qualquer outro meridiano mais distante a leste. O sol necessita de 4 minutos para percorrer 1° de longitude portanto a HCL é:

$$HCL = HS + 4 (L_{st} - L_{loc}) \quad \text{hora (2.4)}$$

onde

$$L_{st} = \text{longitude standard} \quad \text{°(grau)}$$

$$L_{loc} = \text{longitude local} \quad \text{°(grau)}$$

A hora solar difere da HCL em pequenas proporções devida às irregularidades da rotação da Terra, obliquidade da órbita terrestre e outros. Portanto a hora solar local (HSL), é aquela que pode ser mostrada por um relógio de sol. A diferença que existe entre HSL e HCL é denominada "Equação do Tempo". Assim

$$HSL = HCL + \text{Equação do Tempo} \quad \text{hora (2.5)}$$

Na referência /2/ encontram-se dados de equação do tempo para o hemisfério Sul.

### 2.3.5. Ângulos solares /4, 7, 29/

A posição do sol pode ser definida em termos de dois ângulos: altitude ( $\beta$ ) e azimute ( $\emptyset$ ). A Figura 8 mostra esquematicamente esses ângulos e o ponto P, representando a posição de um observador, que, sobre a superfície da Terra, vê o sol mover-se circularmente de horizonte a horizonte.

Para as horas que antecedem o meio-dia, o azimute é medido no sentido horário a partir do Norte; e no sentido anti-horário, para as horas após o meio-dia. Assim o azimute está limitado entre os valores de 0 e  $\pi$ .

Quando o ângulo horário (h), a latitude (L) e a declinação (d) são conhecidos, a altitude ( $\beta$ ) e o azimute ( $\emptyset$ ) podem ser determinados pelas seguintes equações:

$$\text{sen } \beta = \text{cosL } \text{cos d } \text{cos h} + \text{sen L } \text{sen d} \quad (2.6)$$

$$\text{cos } \emptyset = \text{sec } (\text{cos L } \text{sen d} - \text{cos d } \text{sen L } \text{cos h}) \quad (2.7)$$

O ângulo zenite solar (Z), também pode ser visto nesta Figura 8. A relação entre  $\beta$  e Z é:

$$Z = 90^{\circ} - \beta \quad (2.8)$$

Para uma dada superfície com uma certa orientação, podem-se definir outros ângulos adicionais, o ângulo incidente ( $\theta$ ) e o ângulo azimute de parede solar ( $\gamma$ ) mostrados nas Figuras 9 e 10 respectivamente.

O ângulo incidente ( $\theta$ ) tem grande importância nos cálculos de radiação solar, pois determina a intensidade da radiação recebida pela superfície e a habilidade de transmitância dos vidros e de absorvância das placas pretas dos coletores. Assim o fator de transmitância e absorvância de coletores planos varia de acordo com o ângulo de incidência /4/.

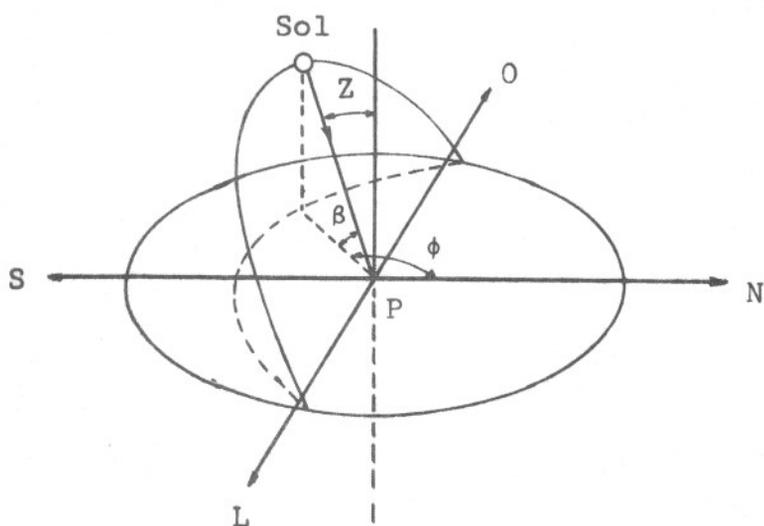


Figura 8 - Definição dos ângulos de altitude  $\beta$ , azimute  $\phi$  e zenite solar  $Z$

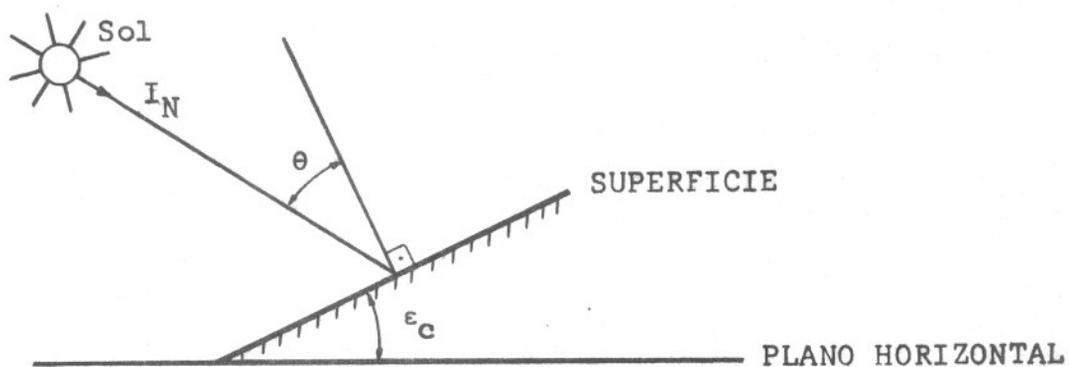


Figura 9 - Definição do ângulo de incidência  $\theta$  com relação a uma superfície inclinada de  $\epsilon_c$

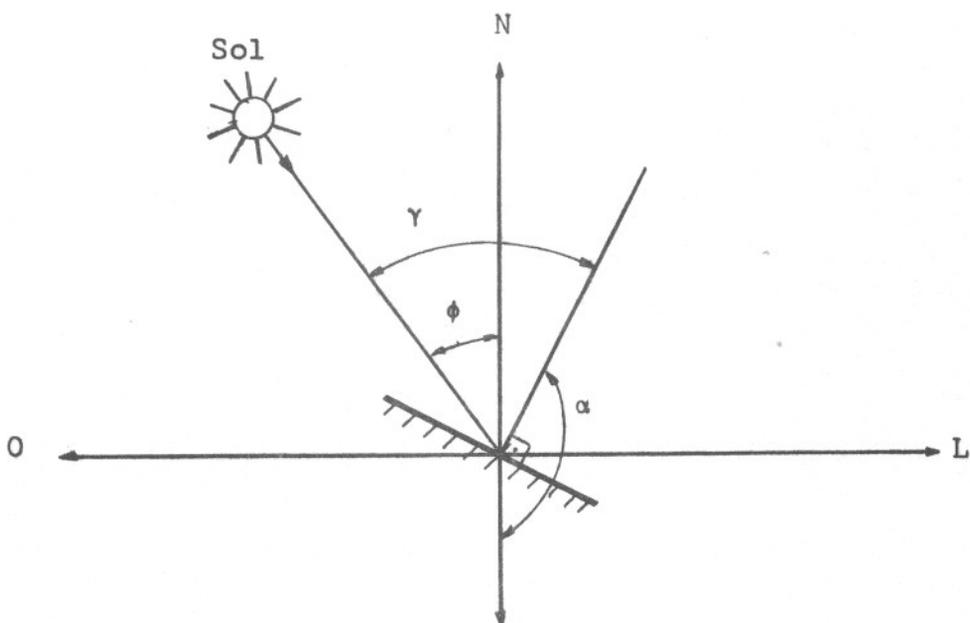


Figura 10 - Definição do ângulo de azimute de parede solar  $\gamma$ , considerando um plano horizontal.

O ângulo de incidência, pode ser determinado pela equação:

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \cos \epsilon_c + \operatorname{sen} \beta \operatorname{sen} \epsilon_c \quad (2.9)$$

#### 2.3.6. Radiação Solar sobre a superfície da Terra /7, 11, 19, 29/

A radiação solar ao atravessar a atmosfera, pode ser parcialmente interceptada por constituinte como, moléculas de água, ar seco e partículas de pó, resultando no espalhamento da radiação em todas as direções. A atenuação da radiação solar é também causada pela absorção que ocorre primeiramente por partículas de ozônio existentes na atmosfera superior e depois por vapor de água existente próximo a superfície da Terra. A porção restante da radiação direta original, pode alcançar a superfície da terra sem sofrer modificações em seu comprimento de onda. A radiação interceptada, pela atmosfera, alcança a Terra de uma forma difusa. Assim, uma superfície sobre a Terra recebe energia solar de duas formas: radiação direta e radiação difusa. Porém, deve-se considerar em certos casos a influência de vizinhanças, isto é, a energia refletida, sobre uma superfície, por superfícies vizinhas.

Duffie e Beckman /7/, Threlkeld /29/ propõem métodos para o cálculo da radiação solar que incide sobre a superfície da Terra. Entretanto, estes cálculos baseiam-se em dados válidos apenas para os Estados Unidos e permitem conhecer somente a média mensal da radiação solar.

Porém o mais recente e mais adequado estudo foi apresentado por Macedo /19/. Para alguns estudos é suficiente o conhecimento das médias mensais da radiação total. Em muitos casos é conveniente ter separada

mente as médias de radiação direta e difusa e para uma avaliação correta do desempenho de ciclos de refrigeração ou potência, necessitamos da distribuição horária da radiação. O método apresentado /19/ estima as médias mensais da radiação direta e difusa, separadamente, utilizando dados como o número de horas de sol e a visibilidade, que são obtidas facilmente em muitos lugares.

#### 2.4. Coletor Solar Plano /6, 16/

Coletores solares podem ou não usar concentração de radiação. Para coletores planos, a área da absorção de radiação solar é a mesma que intercepta esta radiação. Coletores parabólicos usualmente possuem refletores concavos para concentrar toda a radiação incidente, em uma pequena área de transferência de calor aumentando assim o fluxo de energia.

Coletores planos podem ser construídos com a finalidade de liberar energia a temperaturas moderadas como 100°C. Apresentam a vantagem de utilizar radiação direta e difusa, não necessitando orientação em direção ao sol e são de pouca manutenção.

Os coletores planos geralmente consistem dos seguintes componentes, mostrados na Figura 11.

- a - cobertura que pode ser de uma ou mais chapas de vidro ou outro material diatérmico (que transmite radiação).
- b - tubos para conduzir e transferir calor ao fluido.
- c - placa de absorção que pode ser plana ou ondulada, na qual os tubos são colocados em contato.
- d - isolante que minimiza as perdas de calor por baixo e pelas laterais do coletor.
- e - container ou caixa que abriga os componentes anteriores e os mantém livres de poeira, umidade, etc..

Coletores planos podem ser construídos em diferentes modelos e materiais.

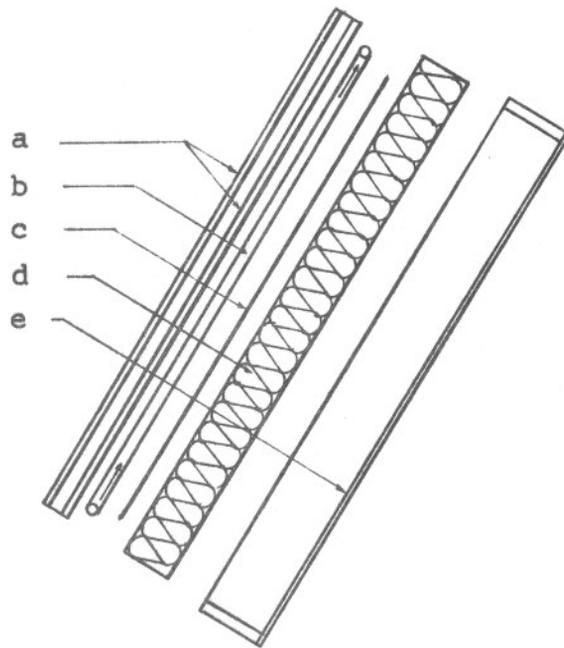


Figura 11 - Componentes de um coletor solar plano

Vidros têm grande aplicação como cobertura de coletores porque podem transmitir aproximadamente 90% das radiações solares de ondas curtas que incidem, ao mesmo tempo que impedem a transferência de calor para o ambiente, emitida pela placa absorvente. Vidros com baixo conteúdo de ferro têm uma transmitância, relativamente alta, de radiação solar (0.85 a 0.90 para incidência normal) mas essa transmitância é quase nula para radiações térmicas de ondas longas (5.0 à 50  $\mu\text{m}$ ) emitidas por superfícies aquecidas pelo sol.

A função da cobertura é admitir o máximo possível de radiação solar e reduzir ao mínimo as perdas de calor para o ambiente. Apesar dos vidros serem opacos às radiações de onda longa emitidas pela placa, a absorção desta radiação causa um aumento na temperatura e na perda de calor por radiação e convecção para o ambiente.

Essa perda pode ser minimizada utilizando-se coberturas que refletem ondas infravermelhas sobre o vidro, porém são dispendiosas e reduzem a transmitância solar efetiva do vidro uns 10%. O efeito de isolante da cobertura pode ser aumentado usando várias camadas de vidro.

As funções da placa do coletor são: - absorver o máximo possível da radiação que chega até ela através da cobertura (vidro); - perder o mínimo de calor para a atmosfera através da cobertura e da caixa; - transferir o calor retido, ao fluido transportado pelos tubos.

Estas placas são usualmente fabricadas de chapa de metal, cobre, alumínio ou aço e pintadas de preto. O problema maior está em obter uma boa união térmica entre tubos e placa, sem incorrer em custos excessivos. As placas com tubos integrados estão entre os mais eficazes tipos disponíveis.

Utilizavam-se para coletores placas pintadas de preto com tinta a óleo. Porém, com um tratamento eletrolítico ou químico, é possível criar superfícies seletivas com altos valores de absorvância das ondas curtas do espectro solar e baixos valores de emissividade de ondas longas do espectro químico. Assim procedendo diminuem-se as perdas de calor.

## 2.5. Estudos de Transferência de Calor e Massa dos Equipamentos de um Sistema de Absorção

### 2.5.1. Absorvedor

Plank /23/ chama a atenção para o fato de que, devido ao fenômeno bastante complexo, onde transferência de massa, geração de calor e transferência de calor ocorrem ao mesmo tempo no absorvedor, dois efeitos importantes devem ser mencionados:

- assim como a transferência de calor necessita de uma diferença de temperatura, a absorção, que também não ocorre em um estado de equilíbrio entre solução e vapor, necessita de uma diferença de pressão entre evaporador e absorvedor, além da queda de pressão da tubulação que liga os dois equipamentos.
- a diferença média logarítmica, não representa o potencial que produz a força motriz da transferência de calor, pois no início da absorção, quando o vapor de amônia entra em contato com a solução, ocorre um aumento repentino da temperatura da mesma, e a temperatura média real será maior que a temperatura média logarítmica.

Quanto ao coeficiente de transferência de calor de um absorvedor, entre a solução e a parede, encontram-se poucos dados na literatura. Entretanto para um absorvedor tipo torre /23/, encontram-se dados, em forma de gráficos, de onde o coeficiente de transferência de calor pode ser determinado em função da concentração e da quantidade de solução que flui no exterior dos tubos verticais, por metro de circunferência.

O coeficiente global de transmissão de calor para tubos aletados, segundo Kays e London /14/, calcula-se como:

$$1/U = (h_{ar}(1-(A_{al}/A)(1-\eta_{al}))^{-1} + (A/A_i)((1/h_i) + R_i)$$

(m<sup>2</sup>.h.°C)/kcal (2.10)

onde

- $A_{al}$  - área de superfície das aletas m<sup>2</sup>
- $A$  - área total m<sup>2</sup>
- $\eta_{al}$  - eficiência de aletas

- $A_i$  - área de superfície interna  $m^2$   
 $h_i$  - coeficiente de transferência de calor de película interna kcal/( $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )  
 $h_{ar}$  - coeficiente de transferência de calor de película externa kcal/( $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )  
 $R_i$  - fator de incrustação interna ( $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )/kcal.

### 2.5.2. Gerador, retificador e condensador de refluxo

Segundo Plank /23/ o coeficiente de transferência de calor da solução em ebulição ( $h_i$ ), semelhante à uma substância pura, depende principalmente da intensidade de transferência de calor ( $\dot{q}$  kcal/( $m^2 \cdot h$ )).

Os experimentos mostram que  $h_i$  da solução depende também da concentração e da pressão. Segundo os dados  $h_i$  varia entre 1000 e 2000 kcal/( $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ ) para concentrações de 40 à 50%, se  $\dot{q}$  esta entre 5000 e 25.000 kcal/( $m^2 \cdot h$ ).

Para o conjunto Gerador - Retificador - Condensador de Refluxo, segue-se o seguinte raciocínio: através do balanço de massa e energia determina-se a quantidade teórica do refluxo ( $v_t$ ), isto é, o líquido a ser condensado no condensador de refluxo. Esta quantidade quando volta ao gerador, entra em equilíbrio com o vapor que sobe do gerador. Tal transferência de calor e massa no retificador, necessitaria de uma coluna de retificação infinita. Introduzindo uma eficiência de retificação ( $\eta_R$ ), a quantidade real de refluxo é:

$$v = v_t / \eta_R \quad \text{kg/(kg vapor NH}_3\text{)} \quad (2.12)$$

### 2.5.3. Trocador de calor /15/

O trocador de calor entre soluções é geralmente um trocador de calor de tubos duplos. Para calcular o coeficiente de película da solução ( $h_i$ ) que corre em tubos tem-se que:

$$h_i = (N_u k)/d \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.13)$$

- para regime turbulento

$$N_u = 0,023 R_e^{0,8} P_r^{0,4} \quad (2.13a)$$

- para regime laminar

$$N_u = 1,86 (P_r R_e)^{1/3} (d/L_T)^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0,14} \quad (2.13b)$$

onde

$N_u$  - número de Nusselt

$R_e$  - número de Reynolds

$P_r$  - número de Prandtl

$k$  - condutividade térmica BTU/(ft.h.F)

$d$  - diametro do tubo polegada

$L_T$  - comprimento do tubo ft

$\mu$  - viscosidade dinâmica P(Poise)

As propriedades de transporte da solução podem ser calculadas por equações empíricas. Segundo Perry /22/; a viscosidade dinâmica da solução é:

$$\mu^{1/3} = x_{M1} \mu_1^{1/3} + x_{M2} \mu_2^{1/3} \quad (2.14)$$

onde:

$x_{M1}$  e  $x_{M2}$  - fração molecular dos constituintes

$\mu_1$  e  $\mu_2$  - viscosidade dos constituintes (à mesma temperatura)

A relação entre  $x_M$  e fração mássica ( $x$ ), por exemplo para o constituinte 1 é:

$$x_{M1} = (x_1/M_1)/((x_1/M_1) + (x_2/M_2)) \quad (2.15)$$

onde:

$M_1, M_2$  - massa molecular dos constituintes

( $\text{NH}_3$  :  $M_1 = 17,3$ ;  $\text{H}_2\text{O}$  :  $M_2 = 18,016$ )

Para calcular a condutividade térmica da solução Perry /22/ sugere a seguinte relação:

$$k = \sum k_i \text{ sen } h (W_i b) \quad \text{BTU}/(\text{ft.h.}^\circ\text{F}) \quad (2.16)$$

onde:

$W_i$  - porcentagem ponderal dos constituintes

( $W_i = 100 x_i$ ) %

A constante  $b$  pode ser calculada se a condutividade térmica, para uma dada concentração da solução, for conhecida.

Os dados para solução amônia-água são:

à  $68^\circ\text{F}$  :  $k_{\text{NH}_3}$  (líquido) =  $0,290 \text{ BTU}/(\text{ft.h.}^\circ\text{F})$

$k_{\text{H}_2\text{O}} = 0,354 \text{ BTU}/(\text{ft.h.}^\circ\text{F})$

para  $W_1 = 26\%$   $k = 0,261$  BTU/(ft.h. $^{\circ}$ F) substituindo estes dados na equação (2.16);  $b$  pode ser conhecida.

#### 2.5.4. Coletor Solar

##### 2.5.4.1. Perdas de calor /7/

A perda de calor do coletor ( $\dot{q}_p$ ), ocorre em primeiro lugar através dos vidros ( $\dot{q}_v$ ), e em pequena quantidade através do isolamento ( $\dot{q}_{is}$ ).

Nas camadas de ar, entre a placa e o vidro e entre os vidros, o calor transfere-se por: condução, convecção e radiação. Segundo uma analogia elétrica, com as três resistências em paralelo, seus valores recíprocos devem ser somados para receber a resistência total que será:

$$1/R = (1/R \text{ cond}) + (1/R \text{ conv}) + (1/R \text{ rad}) \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^{\circ}\text{C} \quad (2.17)$$

O coeficiente equivalente de transferência de calor que expressa todos os três efeitos, condução, convecção e radiação será:

$$h_{eq} = (k_{ar}/\delta_{ar}) + h_c + h_r = h_{ap} + h_r \text{ kcal/(m}^2 \cdot \text{h}^{\circ}\text{C)} \quad (2.18)$$

onde o coeficiente de convecção aparente ( $h_{ap}$ ) contém o efeito da condução e convecção e segundo os experimentos é função do número de Grashof ( $Gr$ ), para uma grande faixa de temperatura, como segue:

$$Nu_{ap} = (h_{ap} \delta_{ar})/k_{ar} = (0,06-0,017 (\epsilon_c/90)) Gr^{1/3} \quad (2.19)$$

onde:

$\delta_{ar}$  - espessura da camada de ar (m)

O coeficiente de transferência de calor por radiação calcula-se com base na equação (2.2), assim:

$$h_r = \sigma F (T_1^4 - T_2^4) / (T_1 - T_2) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.20)$$

onde

$$F = \left( \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)^{-1}$$

é o fator de emissividade mútua para o caso de dois planos paralelos com temperaturas  $T_1$  e  $T_2$  (K) respectivamente.

A perda de calor através de uma camada de ar contida entre os dois planos será:

$$\dot{q}_{1-2} = h_{eq} (t_1 - t_2) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (2.21)$$

O calor transferido do vidro ao ambiente, ocorre por convecção e radiação e calcula-se como:

$$\dot{q}_{2-ar} = (h_c + h_r)(t_2 - t_{ar}) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (2.22)$$

onde  $h_c$  é função da velocidade do vento  $v_v$  (m/seg) como:

$$h_c = 4,9 + 3,27 v_v \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.23)$$

Para calcular a perda de calor do coletor através dos vidros ( $\dot{q}_v$ ), utiliza-se um método iterativo, admitindo valores de temperaturas até que:

$$\dot{q}_v = \dot{q}_{1-2} = \dot{q}_{2-ar} \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (2.24)$$

Achtziger /1/, seguindo uma outra analogia, chegou em princípio ao mesmo resultado.

#### 2.5.4.2. Temperatura média da placa e da solução /10/

A placa do coletor funciona como aleta dos tubos e a sua temperatura ( $t_p$ ) varia em função do lugar: é mais alta no centro da distância entre dois tubos e é mais baixa no contato com os tubos ( $t_T$ ). Entende-se  $t_p$ , como uma temperatura média.

A eficiência da aleta plana por definição é:

$$\eta_{al} = (t_T - t_{ar}) / (t_p - t_{ar}) \quad (2.25a)$$

onde

$t_{ar}$  - temperatura ar ambiente °C

mas pode ser calculada como:

$$\eta_{al} = (1/X)(e^X - e^{-X}) / (e^X + e^{-X}) \quad (2.25b)$$

O parâmetro  $X$  da aleta é determinado pela relação:

$$X = (2h/\delta_p k_p)^{0,5} \quad (m/2) \quad (2.26)$$

onde

$m$  - distância entre dois tubos                    m  
 $\delta_p$  - espessura da placa                            m  
 $k_p$  - condutividade térmica da placa            kcal/(m.h.°C)

Na equação (2.26),  $h$  seria o coeficiente de película entre aleta e ar, mas no caso de coletores, deve-se substituir:

$$2h = \dot{q}_p / (t_p - t_{ar}) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.27)$$

#### 2.5.4.3. Eficiência

A eficiência de um coletor ( $\eta_c$ ) é determinada pela relação entre o calor utilizado e a intensidade de radiação solar incidente:

$$\eta_c = \dot{Q}_G / (I_R A_G) \quad (2.28)$$

onde

$\dot{Q}_G$	- calor útil	kcal/h
$I_R$	- radiação solar	kcal/(m <sup>2</sup> .h)
$A_G$	- área do coletor	m <sup>2</sup>

#### 2.5.5. Aplicação da diferença de temperatura inicial

Kays e London /14/, sugerem aplicar a diferença de temperatura inicial ( $\Delta t_i$ ), quando se deseja determinar o comportamento de um trocador de calor em diferentes condições de operação. Para o caso de contra-corrente, o fluxo de calor é:

$$\dot{Q} = C \Delta t_i \quad \text{kcal/h} \quad (2.29)$$

onde, para trocadores resfriados a ar:

$$C = \dot{m}_{ar} c_p \epsilon_{TC} \quad \text{kcal}/(\text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.30)$$

onde  $\epsilon_{TC}$  é a efetividade do trocador de calor, que significa a relação entre o calor trocado e o calor que pode-

ria ser trocado em um trocador de calor em contra-corrente, com área de superfície infinita. Para casos onde o meio resfriado não muda sua temperatura durante a troca de calor tem-se que:

$$\epsilon_{TC} = 1 - \exp(-AU/\dot{m}_{ar} c_p) \quad (2.31)$$

## 2.6. Métodos Matemáticos

### 2.6.1. Solução de uma equação e uma incógnita

Um método usual utilizado para solucionar uma equação não linear contendo uma incógnita, é a técnica de Newton-Raphson /27/. Para isso seguem-se os seguintes passos:

1. colocar todos os termos da equação de um só lado, tal como:

$$y(x_c) = 0$$

onde  $x_c$  é o valor correto da variável desconhecida.

2. dar um valor inicial, arbitrário, para  $x$ , chamá-lo de  $x_t$  e substituí-lo na equação. Provavelmente o valor inicial de  $x$  será incorreto, ocasionando que:

$$y(x_t) \neq 0$$

e o valor obtido será chamado:

$$y(x_t) = R$$

3. corrigir o próximo valor de  $x$  solucionando a seguinte equação, para um  $x_{novo}$ :

$$R = \left(\frac{dy}{dx}\right)_{x_t} (x_t - x_{\text{nov}})$$

onde  $(dy/dx)_{x_t}$  é a derivada de  $y$  com relação a  $x$  para  $x_t$ .

4. se a mudança do valor de  $x$  é suficientemente pequena a equação estará solucionada. Se isso não ocorrer,  $x_t$  deve assumir o valor de  $x_{\text{nov}}$  e o cálculo retorna ao passo 2.

#### 2.6.2. Solução de um sistema de equações não lineares

A solução de uma equação não linear pelo método de Newton-Raphson apresentado no item anterior é um caso especial do método mais comum de solução simultânea de  $n$  equações não lineares para  $n$  incógnitas /26/.

Neste caso os passos a serem seguidos são:

1. colocar todos os termos de um só lado de cada equação

$$y_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0$$

·  
·  
·

$$y_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0$$

2. assumir valores iniciais para as incógnitas  $x_{1t}, x_{2t} \dots x_{nt}$  e substituir nas equações. Certamente os valores de  $y_1$  a  $y_n$  não serão iguais a zero, então deve-se chamar estes valores de  $R_1$  a  $R_n$ .
3. as correções serão feitas solucionando-se o grupo de equações lineares simultaneamente para os  $\Delta x$ .

$$\begin{aligned}
 R_1 &= \frac{\partial y_1}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y_1}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y_1}{\partial x_n} \Delta x_n \\
 &\vdots \\
 R_n &= \frac{\partial y_n}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial y_n}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial y_n}{\partial x_n} \Delta x_n
 \end{aligned}$$

onde  $\Delta x_1 = (x_{1t} - x_{1,\text{novo}})$ ,  $\Delta x_2 = (x_{2t} - x_{2,\text{novo}})$ , etc.

4. se as mudanças nos valores dos  $x$  são suficientemente pequenas, os cálculos estão terminados. Se não,  $x_{1t}$  assume o valor de  $x_{1,\text{novo}}$ ,  $x_{2t}$  de  $x_{2,\text{novo}}$ , etc., e o processo retorna ao passo 2.

Portanto o método de Newton-Raphson converte a solução de  $n$  equações não lineares em um processo de um grupo de  $n$  equações lineares, solucionadas pelo método de eliminação de Gauss.

Para o método mencionado, encontra-se um programa de computador (Fortran) /26 / que foi utilizado para a simulação de um sistema de absorção /27 /. Porém Stoecker /26 / menciona alguma incerteza na utilização deste método para todos os sistemas.

### 2.6.3. Função das variáveis /22 /

Freqüentemente, uma variável operacional de um componente é função de duas outras variáveis. Se a expressão polinomial desta variável apresenta-se como uma equação de segundo grau em função de  $n$  e  $w$ , pode-se obter para cada curva uma equação separada.

Assim:

$$h_1 = a_1 + b_1 w + c_1 w^2$$

$$h_2 = a_2 + b_2 w + c_2 w^2$$

$$h_3 = a_3 + b_3 w + c_3 w^2$$

As constantes "a" podem ser expressas como equações de segundo grau em função de n, usando-se os três pares  $(a_1, n_1)$ ,  $(a_2, n_2)$  e  $(a_3, n_3)$ . Cada equação terá a seguinte forma:

$$a = A_0 + A_1 n + A_2 n^2$$

similarmente para b e c:

$$b = B_0 + B_1 n + B_2 n^2$$

$$c = C_0 + C_1 n + C_2 n^2$$

Finalmente substituindo as constantes a, b e c na equação geral tem-se:

$$h = A_0 + A_1 n + A_2 n^2 + (B_0 + B_1 n + B_2 n^2) w + (C_0 + C_1 n + C_2 n^2) w^2$$

$A_0$ ,  $A_1$  e  $A_2$  são calculados pelo método de interpolação de Lagrange /27/ onde:

$$y = f(x) = d x^2 + e x + f$$

onde  $d$ ,  $e$  e  $f$  são constantes, determinadas pelos três pares mencionados anteriormente.

## 2.7. Acumulação de calor /6, 7, 10, 18, 21/

Acumulação de calor na refrigeração solar é uma assunto indispensável, uma vez que a radiação solar ocorre apenas durante algumas horas do dia e a refrigeração, principalmente para aplicação em indústrias alimentícias, deve ser um processo contínuo.

Esta acumulação pode ser feita como:

- acumulação no meio intermediário de aquecimento, na forma de calor sensível ou latente. No primeiro caso, entre o coletor e o gerador, encontra-se um tanque, cujo líquido (água, óleo de silicone ou algum outro líquido com alta temperatura de evaporação) será aquecido pelo coletor durante a radiação solar, armazenando assim, calor suficiente para o funcionamento do sistema durante a noite. Para armazenamento de calor latente, podem-se usar algumas soluções de sais, cuja mudança de fase (líquido-sólido) será utilizada.
- acumulo no sistema é realizada pelo refrigerante e absorvedor. Durante o aquecimento no gerador, forma-se, mais vapor de amônia do que o ciclo frigorífico necessita. Assim este excesso de amônia acumula-se em um tanque entre o condensador e a válvula de expansão. Ao mesmo tempo acumula-se também solução pobre em um tanque entre o trocador de calor e o absorvedor. Isto porque um menor fluxo de massa de amônia requer menos fluxo de massa de solução pobre no absorvedor. Durante a noite, o sistema trabalha com a acumulação de ambos os tanques, não entrando em funcionamento o gerador e a bomba. A solução rica formada neste período é acumulada entre o absorvedor e a bomba.
- acumulação no meio intermediário de resfriamento (acumulação de frio) na forma de calor sensível ou latente (preferivelmente). Este meio pode ser água, para temperaturas acima de 0°C ou salmoura para temperaturas mais baixas.

### 3. MATERIAIS

#### 3.1. Descrição do sistema de absorção operado por energia solar

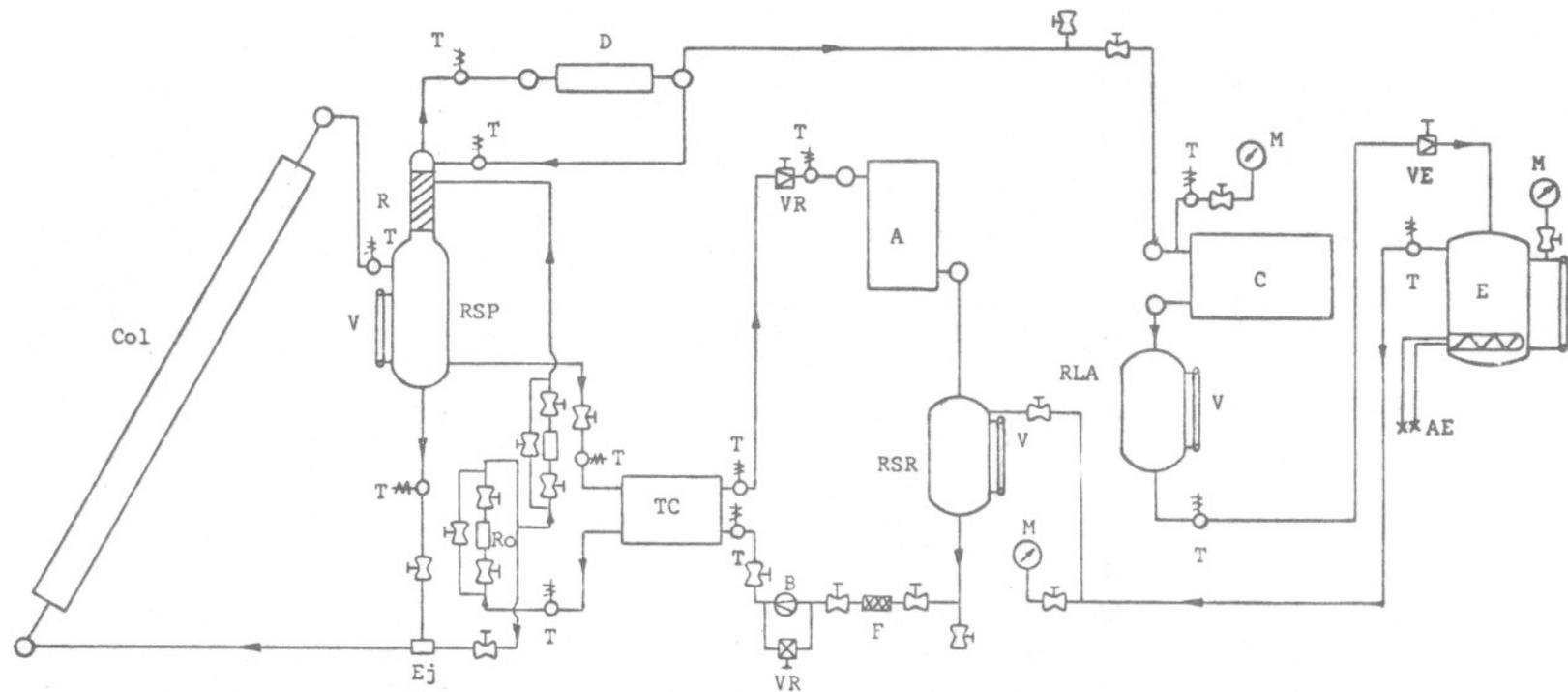
O sistema de refrigeração por absorção está diretamente acoplado a um coletor solar como mostra a Figura 12. Foi projetado pelo Dr. László Halász da Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola da Unicamp, onde o sistema está instalado (Figura 13).

O gerador do sistema é um coletor solar plano (Col), com área de superfície  $A_G = 4,8 \text{ m}^2$  e com uma inclinação  $\epsilon_c = 33,6^\circ$  (ao plano horizontal) direcionado para o NORTE. É construído com placa de aço de 1 mm de espessura, soldada aos tubos, que conduzem a solução e pintada de preto. A cobertura é feita com duas placas de vidro branco transparente com espessura de 3 mm. As camadas de ar entre placa e vidro e os dois vidros têm uma espessura de 15 mm cada. O isolamento é feito por poliuretanoexpandido com espessura de 150mm.

A coluna de retificação (R) está recheada com anéis de Raschig de 15x15 mm, com dimensões  $\emptyset 50 \times 500$  mm de altura. Colocada acima do recipiente de solução pobre (RSP), dá a possibilidade de recirculação de uma parte da solução pobre através do ejetor (Ej), arrastada pela solução rica. Esta construção segue a disposição da firma York /23/.

O condensador de refluxo (deflegmador) (D) é um trocador de calor de tubos aletados e resfriado a ar.

O condensador (C) é um trocador de calor de tubos aletados, resfriado a ar, construído em forma de cinco serpentinas paralelas. Os tubos de aço têm  $\emptyset 3/4"$ , DIN 2440. As aletas de aço têm espessura de 0,3 mm, espaçadas por 10 mm, e com dimensões de 76 x 63 mm por tubo. O condensador está exteriormente galvanizado e sua área de superfície é  $A_c = 13,5 \text{ m}^2$ .



- |                          |                        |                                     |
|--------------------------|------------------------|-------------------------------------|
| A absorvedor             | M manômetro            | VR válvula de regulagem             |
| AE aquecedor elétrico    | R retificador          | RLA recipiente de líquido de amônia |
| B bomba                  | Ro rotâmetro           | RSP recipiente de solução pobre     |
| C condensador            | T termômetro           | RSR recipiente de solução rica      |
| D Condensador de refluxo | V visor                |                                     |
| E evaporador             | TC trocador de calor   |                                     |
| F filtro                 | VE válvula de expansão |                                     |
| Ej ejetor                |                        |                                     |

Figura 12 - Sistema de Refrigeração por Absorção por Energia Solar da Unicamp

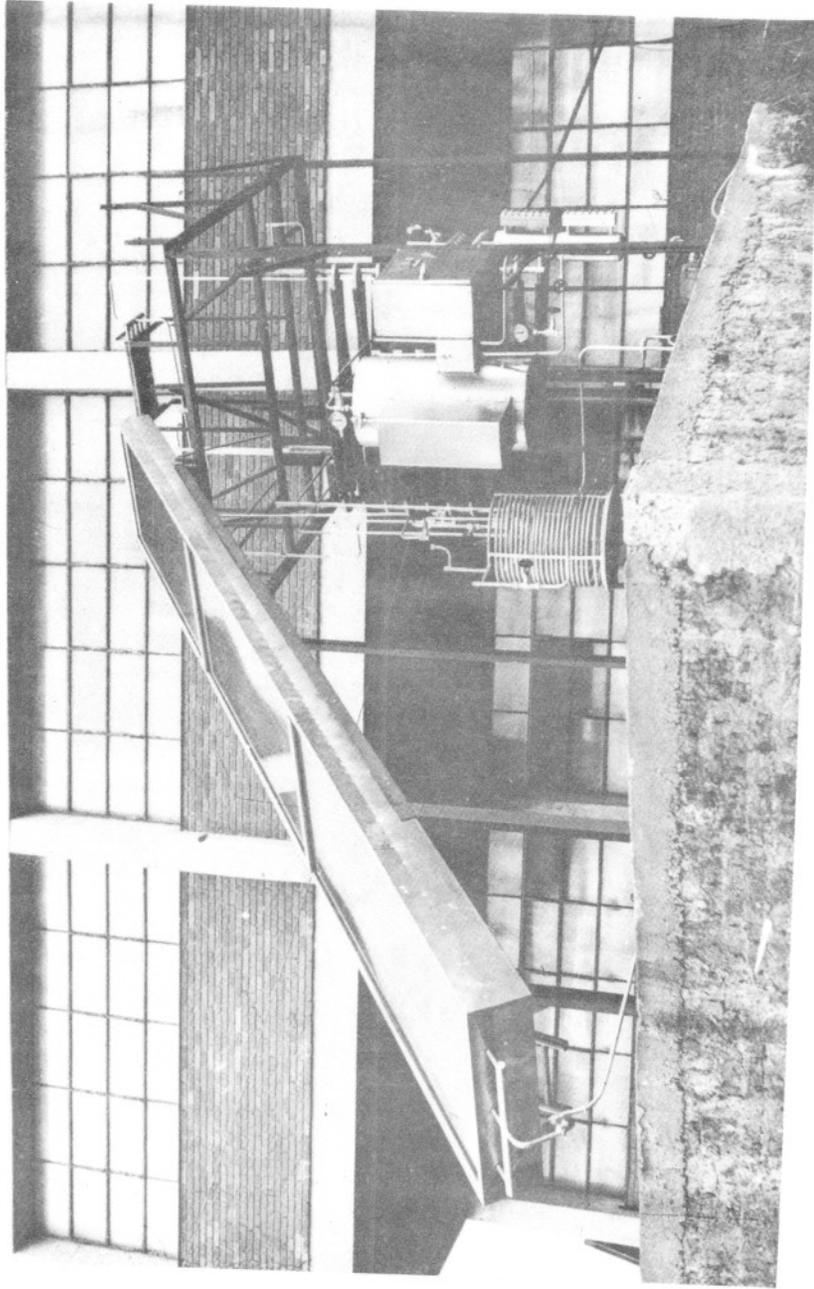


Figura 13 - Sistema de Refrigeração por Absorção por  
Energia Solar da Unicamp

O evaporador (E) é essencialmente um calorímetro. O refrigerante amônia corre no interior de uma serpentina colocada no interior do recipiente cilíndrico do evaporador. Este mesmo cilindro possui um refrigerante secundário, que é também amônia, onde se encontra imerso um aquecedor elétrico. Ligando-se o aquecedor, o calor transferido evapora uma parte do refrigerante secundário, cujo vapor se condensa na superfície externa da serpentina. Desta forma o equipamento possibilitará a medição da capacidade frigorífica, que é a soma do calor introduzido, pelo aquecedor e o calor transferido do ambiente. Este último é reduzido pelo isolamento térmico feito sobre o cilindro do evaporador.

O absorvedor (A) é uma serpentina de tubos de aço com  $\emptyset$  1", DIN 2440, dentro da qual a solução corre de cima para baixo e o vapor de amônia entra em baixo; portanto, corre em contra-corrente e é absorvido sucessivamente pela solução. Esta construção é semelhante às usadas nas geladeiras domésticas. Para melhorar a distribuição da solução, na superfície interna do tubo, encontra-se uma espiral de fio de aço  $\emptyset$  2 mm com espaçamento de 20 mm. Externamente os tubos são aletados em forma de espiral, as aletas têm uma altura de 18 mm na quantidade de 100 aletas por metro de tubo. A área de superfície externa do absorvedor é  $A_A = 18,9\text{m}^2$ .

O trocador de calor (TC) é do tipo tubos duplos em forma de espiral. O tubo interno é de  $\emptyset$  1/4" e o tubo externo  $\emptyset$  3/8". A área de superfície de troca de calor, medida na superfície do tubo interno é  $A_{TC} = 1,13\text{ m}^2$ .

A bomba de solução (B) ainda não está escolhida definitivamente. Inicialmente foi aplicada uma bomba de engrenagem mas falhou. Foi trocada então por uma bomba centrífuga originalmente construída para água, que também não foi adequada. O problema está baseado no fato de que a bomba deve trabalhar com uma so

lução quase saturada e com isso, facilmente poderá ocorrer cavitação, isto é, formação de vapor na entrada da bomba.

Para o enchimento do equipamento utiliza-se amônia e água destilada e, como inibidor, serão adicionados 0,3% de Bicromato de Potássio ( $K_2Cr_2O_7$ ).

Um esquema simplificado do sistema é mostrado na Figura 14, que será usada como referência nas equações de balanço e transferência de calor dos equipamentos.

O desempenho ou coeficiente de "performance" do sistema de absorção operado por energia solar será, por definição:

$$COP_{sol} = COP \eta_c \quad (3.1)$$

Loewer /18/ e Matarasso /21/ acentuam que, apesar de o sistema de absorção solar não apresentar custos de energia, um  $COP_{sol}$  possivelmente alto é muito importante, pois do contrário todos os equipamentos provocariam custos de investimento ainda mais altos, tornando-se economicamente inviáveis.

### 3.2. Solução Amônia-Água ( $NH_3 - H_2O$ )

Supondo uma solução líquida de dois constituintes A e B, a lei de Raoult diz que:

$$P_T = P_{vA} X_A + P_{vB} X_B$$

onde

$p_v$  = pressão de vapor

X = concentração ponderal

$$X = (m_{NH_3}) / (m_{NH_3} + m_{H_2O})$$

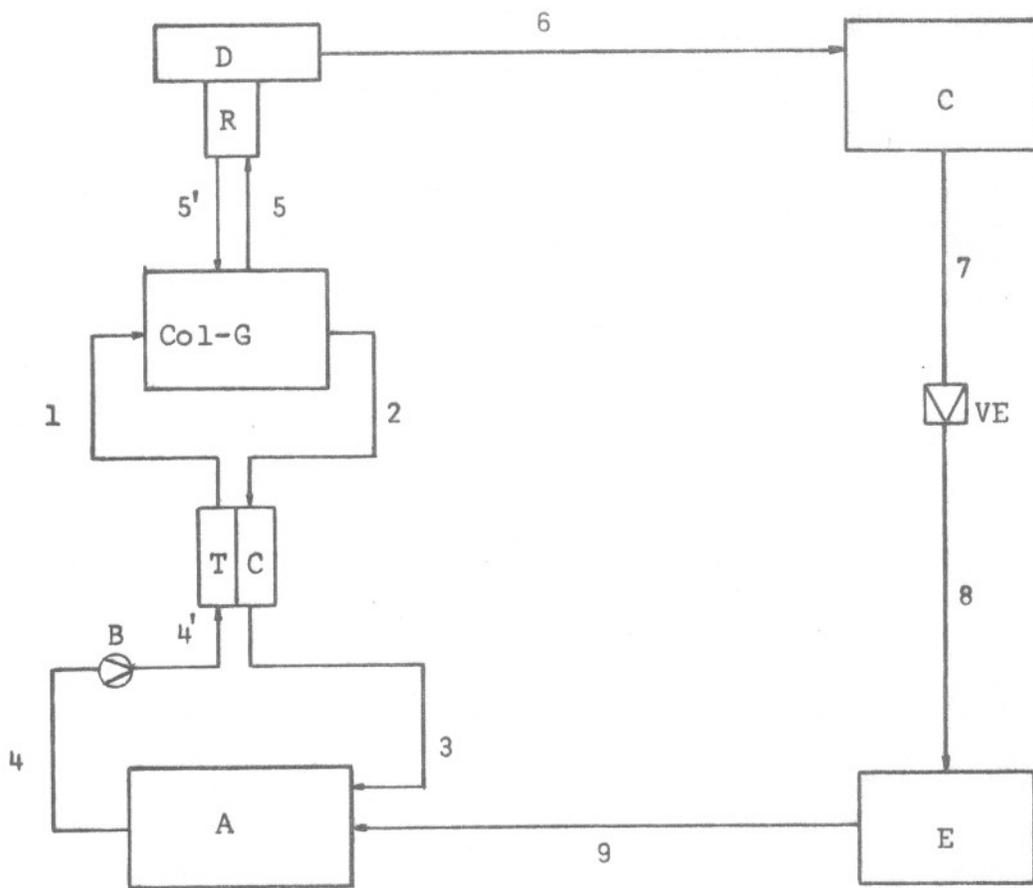


Figura 14 - Esquema do sistema de Refrigeração por Absorção de Energia Solar.

Portanto, acima de uma solução  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  encontra-se uma mistura de vapor dos dois constituintes em equilíbrio e a pressão de saturação é função da temperatura e da concentração.

### 3.3. Instrumentos e controles

A medição das temperaturas será feita a través de 12 termopares do tipo Honeywell, modelo J, em vários lugares do sistema indicado por T na Figura 12 e um termopar para a temperatura ambiente.

A medição da pressão será feita através de 3 manovacuômetros (M), para amônia, tipo Bourdon, diâmetro de 100 mm e com escala de 70 cm Hg até 25  $\text{kgf/cm}^2$ .

Dois rotâmetros do tipo Omel, servirão para medir a vazão da solução. Um deles com escala de 0 à 20 l/h medirá a vazão total da solução rica e o outro com escala de 0 à 5 l/h servirá para experimentos introduzindo uma parte da solução rica na coluna de retificação.

Os visores V, servirão para indicar o nível de líquido nos recipientes RSP, RSR, RLA e o refrigerante secundário no evaporador.

A capacidade de aquecimento elétrico será medida por um vatímetro e controlada por um reostato tipo Eletele, Modelo N-31, cuja resistência poderá ser ajustada entre 0 e 185 ohms.

A intensidade de radiação solar deverá ser medida por um instrumento denominado solarímetro.

Todo o sistema será controlado manualmente. A vazão da bomba controlar-se-á através da válvula de by-pass (VR). A pressão de evaporação será controlada pela válvula de expansão (VE), segundo a temperatura do vapor de refrigerante na saída do evaporador, assegurando sempre um certo super-aquecimento, após o evaporador. A válvula VR na entrada do absorvedor deverá ser ajustada segundo o nível em RSP.

#### 4. MÉTODOS

##### 4.1. Cálculo da radiação incidente sobre o coletor /19/

O fluxo da radiação direta em dias claros, sobre uma superfície é dado por:

$$I_D = I_0 \tau_D \cos \theta \quad \text{kcal}/(\text{m}^2.\text{h}) \quad (4.1)$$

A constante solar  $I_0 = 1164 \text{ kcal}/(\text{m}^2.\text{h})$ , é definida como a intensidade da radiação solar sobre uma superfície normal aos raios solares, além da atmosfera terrestre. A transmitância ( $\tau_D$ ), para todos os comprimentos de onda, em dias claros de radiação solar é dada por:

$$\tau_D = a_0 + a_1 e^{-k \sec z} \quad (4.2)$$

As constantes  $a_0$ ,  $a_1$  e  $k$  são funções apenas da altitude e limite de visibilidade. Modificando as três constantes, segundo índices que dependem apenas do tipo de clima, obtem-se o efeito dos quatro tipos distintos de clima. O apêndice II mostra o método detalhado do cálculo de  $\tau_D$ .

Como a variação mensal da declinação solar é pequena, pode-se calcular o valor da radiação direta em dias claros, no dia médio do mês ( $J_D \text{ kcal}/(\text{m}^2.\text{dia})$ ) e estima-se a média mensal da radiação direta diária por:

$$\bar{E}_D = J_D n/N \quad \text{kcal}/(\text{m}^2.\text{dia}) \quad (4.3)$$

onde:  $n$  - número de horas de sol            hora  
       $N$  - número máximo possível  
              de horas de sol                hora  
       $n/N$  - fração de insolação

Introduzindo os fatores  $\bar{K}_T$ ,  $\bar{K}_d$  e  $\bar{K}_D$  segundo a relações:

$$\bar{K}_T = \bar{E}_T/J_0 \quad \bar{K}_d = \bar{E}_d/J_0 \quad \bar{K}_D = \bar{E}_D/J_0 \quad (4.5)$$

onde:  $J_0$  - energia diária fora da atmosfera kcal/(m<sup>2</sup>.dia)

e os índices: T - total  
d - difusa  
D - direta

Como a radiação solar total em uma superfície em campo aberto, isto é, sem influência de superfícies vizinhas, é igual à soma da radiação direta e difusa (item 2.3.6), fica fácil verificar que:

$$\bar{K}_T = \bar{K}_d + \bar{K}_D \quad (4.4)$$

Com  $\bar{E}_D$  (eq. 4.3) já determinado, calcula-se  $\bar{K}_D$  (eq. 4.5) e através da equação (4.4) e uma relação entre  $\bar{K}_d$  e  $\bar{K}_D$ , podem-se determinar também as médias mensais da radiação solar diária difusa ( $\bar{E}_d$ ) e total ( $\bar{E}_T$ ) que incidirá sobre uma dada superfície.

No apêndice II encontram-se os cálculos numéricos, segundo este método, das médias mensais da radiação solar sobre a superfície do coletor do sistema.

## 4.2. Modelo Matemático do Comportamentos Operacional do Sistema

### 4.2.1. Introdução

O objetivo final deste trabalho concretiza-se com a determinação das condições de operação do sistema,

através do modelo matemático em função dos seguintes parâmetros principais:

- intensidade de radiação solar  $(I_R)$
- temperatura ambiente  $(t_{ar})$
- carga térmica, isto é, capacidade frigorífica  $(\dot{Q}_E)$
- vazão da bomba  $(\dot{v}_B)$

Além dos parâmetros principais são considerados mais dois parâmetros secundários:

- eficiência de retificação  $(\eta_R)$
- queda de pressão de absorção  $(\Delta P_B)$

O modelo matemático é construído com base nas equações de estado da solução amônia-água, em balanços de energia e massa e nas equações de transferência de calor dos diferentes equipamentos, em regime permanente.

#### 4.2.2. Equações de estado

Segundo o item 2.2.3.2, as equações de estado para uma solução de amônia-água são disponíveis na literatura e foram detalhadas no apêndice I. Por exemplo para a solução:

$$T = f(XL, P)$$

Porém, para os nossos cálculos, precisaremos determinar as concentrações das soluções rica e pobre ( $XL_1$  e  $XL_2$ ), e para isso necessitamos recorrer ao método de solução de uma equação e uma incognita apresentado no item 2.6.1. Outras modificações serão necessárias como por exemplo:

$$T_4' = f'(XL_1, hL_4')$$

O vapor que sai do condensador de refluxo para o condensador, deve ser superaquecido de um  $\Delta t = 5$  à  $15^\circ\text{C}$  /23/, para se evitar uma quantidade de refluxo muito gran

de do ponto de vista econômico. A entalpia deste vapor será assim:

$$hV_6 = hV_{6s} + c_{p6} \Delta t \quad \text{kcal/kg} \quad (4.6)$$

$hV_{6s}$  pode ser calculada segundo o item 2.2.3.2. e o apêndice I.

O calor específico à pressão constante  $c_{p6}$  calcula-se segundo Plank /23/, como:

$$c_{p6} = 0,4212 + 0,0151 (t_7/100) + 3,8051 \cdot 10^{-3} (t_7/100)^2 \quad \text{kcal/(kg} \cdot ^\circ\text{C)} \quad (4.7)$$

Em nossos cálculos consideramos um  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ .

#### 4.2.3. Equações de balanço

##### 4.2.3.1. Evaporador

O calor retirado pelo refrigerante será (Figura 14)

$$q_E = hV_9 - h_8 = hV_9 - hL_7 \quad \text{kcal/(kg NH}_3\text{)} \quad (4.8)$$

O fluxo de massa de refrigerante será:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_E}{q_E} \quad \text{kg/h} \quad (4.9)$$

#### 4.2.3.2. Gerador

Considerando que 1 kg de vapor sai do gerador, quando a quantidade de solução rica que entra é  $F$  (kg/kg  $\text{NH}_3$ ) e a quantidade de solução pobre que deixa o gerador é  $F-1$  (kg/kg  $\text{NH}_3$ ), o balanço de amônia será:

$$FXL_1 = 1 + (F-1) XL_2 \quad (4.10)$$

de onde a quantidade específica da solução rica será:

$$F = \frac{1 - XL_2}{XL_1 - XL_2} \quad (4.11)$$

O balanço de energia será obtido do conjunto gerador-retificador e condensador de refluxo como:

$$q_G = hV_6 + (F-1) hL_2 - F hL_1 + q_D \quad \text{kcal/(kg } \text{NH}_3) \quad (4.12)$$

Esta equação indica que para diminuir a energia consumida ( $q_G$ ),  $F$  deverá ser pequeno e segundo a equação (4.11) isto implica em que a "faixa de gaseificação" ( $XL_1 - XL_2$ ), seja possivelmente grande.

O fluxo de calor será:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_R q_G \quad \text{kcal/h} \quad (4.13)$$

e, do balanço do coletor, seque que:

$$\dot{Q}_G = ((I_R a) - \dot{q}_p) A_G 0,9 \quad \text{kcal/h} \quad (4.14)$$

onde,  $a$  - fator da transmitância dos vidros e absorvância da placa

0,9 - fator de moldura da caixa do coletor

#### 4.2.3.3. Absorvedor

O balanço de energia será:

$$q_A = hV_9 + (F-1) hL_3 - F hL_4 \quad \text{kcal}/(\text{kg NH}_3) \quad (4.15)$$

O fluxo de calor será:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_R q_A \quad \text{kcal}/\text{h} \quad (4.16)$$

#### 4.2.3.4. Trocador de calor

O calor transferido no TC, determinado do lado da solução pobre será:

$$q_{TC} = (F-1) (hL_2 - hL_3) \quad \text{kcal}/(\text{kg NH}_3) \quad (4.17)$$

e do lado da solução rica será:

$$q_{TC} = F(hL_1 - hL_4') \quad \text{kcal}/(\text{kg NH}_3) \quad (4.18)$$

O fluxo de calor será:

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_R q_{TC} \quad \text{kcal}/\text{h} \quad (4.19)$$

#### 4.2.3.5. Condensador

O calor retirado do refrigerante no condensador será:

$$q_C = hL_6 - hL_7 \quad \text{kcal}/(\text{kg NH}_3) \quad (4.20)$$

O fluxo de calor será:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_R q_C \quad \text{kcal/h} \quad (4.21)$$

#### 4.2.3.6. Condensador de refluxo

Segundo o item 2.5.2 a quantidade teórica de refluxo  $v_t$ , será:

$$v_t = (1 - XV_5)/(XV_5 - XL_1) \quad (4.22)$$

de onde a quantidade real de refluxo ( $v$ ) pode ser calculada pela equação (2.12).

Segundo o método de Plank /23/ existem ainda as seguintes relações:

$$v = (1 - XV_5)/(XV_5 - XL_5) \quad (4.24)$$

$$q_D = (v (hV_5 - hL_5) + hV_5) - hV_6 = hV' - hV_6 \quad \text{kcal/kg} \quad (4.24)$$

Na equação (4.24) a entalpia auxiliar  $hV'$  não tem sentido físico.

O fluxo de calor será:

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_R q_D \quad \text{kcal/h} \quad (4.25)$$

#### 4.2.3.7. Bomba de solução

Para a vazão da bomba temos a seguinte equação:

$$\dot{v}_B = \dot{m}_R F v_r \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (4.26)$$

Para o volume específico da solução rica ( $v_r$ ), Plank /23/ dá a seguinte equação empírica:

$$v_r = 0,001/(1-0,35 XL_1) \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.26a)$$

A potência da bomba calcula-se da relação:

$$PO_B = (\dot{v}_B (P_A - P_B) 10.000)/(3.600 (102 \eta_B)) \quad \text{kw} \quad (4.27)$$

onde,  $\eta_B$  - eficiência da bomba

O aquecimento provocado pelo trabalho da bomba expressa-se como:

$$PO_B 860 \eta_B = F \dot{m}_R (hL_{41} - hL_{42}) \quad \text{kcal/h} \quad (4.27a)$$

#### 4.2.4. Equações de transferência de calor

##### 4.2.4.1. Condensador

Com base no item 2.5.5, o fluxo de massa de ar  $\dot{m}_{ar}$ , foi calculado com os dados de velocidade média do vento em Campinas ( $v_v = 3 \text{ m/s}$  direção S - L), cujo valor fez com que desprezássemos o efeito de convecção natural, mesmo porque há pequena diferença de temperatura entre a superfície do condensador e o ar ambiente.

O valor do coeficiente de transmissão de calor (U), para trocadores de calor de tubos altetados, foi determinado segundo a equação (2.10).

Finalmente, seguindo o método apresentado por Halász /10/, para a área de superfície de nosso condensador,  $A_C = 13,5 \text{ m}^2$ , calculamos da equação (2.30) que  $C_C = 60 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ .

O fluxo de calor através do condensador se  
rá:

$$\dot{Q}_C = C_C (t_6 - t_{ar}) \quad \text{kcal/h} \quad (4.28)$$

#### 4.2.4.2. Absorvedor

Seguimos o raciocínio aplicado ao condensador (item 4.2.4.1), uma vez que o absorvedor é também um trocador de calor aletado e resfriado a ar.

Considerando porém, os efeitos especiais que ocorrem nesse processo, já mencionados no item 2.5.1, a incerteza da distribuição uniforme da solução sobre a superfície interna do tubo e do valor de U, adotamos finalmente um  $C_A = 85 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ .

Desta forma, o fluxo de calor no absorvedor será:

$$\dot{Q}_A = C_A (t_4 - t_{ar}) \quad \text{kcal/h} \quad (4.29)$$

#### 4.2.4.3. Gerador (Coletor)

Quanto à relação entre a temperatura média da placa do coletor e da solução que corre dentro dos tubos, aplicam-se as equações (2.25b, 2.26, 2.27).

Para determinarmos o coeficiente de transferência de calor entre a solução e o tubo, com base no item 2.5.2 e segundo Plank /23/ temos que:

$$h_s = \left( (1 / (7,467 \dot{q}_T^{0,7})) + R \right)^{-1} \quad \text{kcal}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (4.30)$$

onde a intensidade de transferência de calor internado

tubo, por unidade de área é:

$$\dot{q}_T = \dot{Q}_G / A_i = ((\dot{Q}_G / A_G 0,9)) m / (d_i \pi) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (4.30a)$$

considerando o fator 0,9 referente à moldura da caixa do coletor. Podemos também expressar  $\dot{q}_T$  como:

$$\dot{q}_T = \Delta t_s h_s \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (4.31)$$

onde  $\Delta t_s$  é a diferença média logarítmica de temperatura entre a parede do tubo  $t_T$  e a solução  $t_1$  e  $t_2$ :

$$\Delta t_s = (t_2 - t_1) / \ln((t_T - t_1) / (t_T - t_2)) \quad ^\circ\text{C} \quad (4.31a)$$

A perda de calor do coletor através do isolamento, isto é, entre a placa e o ar ambiente, está fundamentada no conceito de transmissão de calor, assim:

$$\dot{q}_{is} = (1 / ((\delta_{is} / k_{is}) + (1 / h_{ar}))) (t_p - t_{ar}) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (4.32)$$

A perda de calor do coletor através dos vidros, segundo o item 2.5.4, deve ser calculada por um método de múltiplas iterações e para isso construímos um programa que finalmente deu-nos resultados em função da temperatura da placa do coletor e da temperatura ambiente. Este método encontra-se no apêndice III e resulta na seguinte equação:

$$\dot{q}_v = 0,013742 t_p^2 + 1,053978 t_p + 19,3893 +$$

$$(-5,778 \cdot 10^{-6} t_p^2 - 1,202 \cdot 10^{-3} t_p - 1,979) t_{ar}$$

$$\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (4.33)$$

#### 4.2.4.4. Trocador de Calor

A equação geral de transmissão de calor para o trocador será:

$$\dot{Q}_{TC} = (A U)_{TC} \Delta t_{ln} \quad \text{kcal/h} \quad (4.34)$$

Entre condições extremas de vazão da bomba, em nosso caso,  $v_B = 0,01$  e  $0,02 \text{ m}^3/\text{h}$ , o escoamento da solução rica e pobre tornam-se laminar. Segundo a equação (2.13b),  $Re$  tem uma potência de  $1/3$ , indicando que a variação da velocidade tem pouco efeito, e podemos admitir um valor médio e constante para  $U$ . Das equações (2.13, 2.13b à 2.16) calculamos finalmente um valor de  $U = 500 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$  e como  $A_{TC} = 1,13 \text{ m}^2$  segue que  $(AU)_{TC} = 565 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ .

Através do trocador de calor pode ocorrer, no final, a formação de vapor da solução rica e  $T_1 = f'(XL_1, hL_1)$  será maior que a temperatura da solução saturada  $T_{1s} = f(XL_1, P_A)$ . Neste caso a temperatura real será  $T_{1s}$  e o efeito da formação de vapor, em uma pequena parte da superfície, poderá ser desprezível para  $U_{TC}$ .

#### 4.2.5. Valores dos parâmetros

Os valores dos parâmetros introduzidos no programa de simulação foram escolhidos como segue:

1. a radiação incidente, sobre o coletor na Cidade de Campinas, foi introduzida pelos seguintes 3 valores:

$$I_R = 200, 400 \text{ e } 600 \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

Pode-se ver da Tabela 5 que o valor mínimo escolhido é praticamente ultrapassado no ano inteiro às 8:00 horas e 16:00 horas. A Tabela 5 mostra os valores da radiação direta em dias claros, mas o efeito da radiação difusa neste caso é muito pequeno. O valor máximo será ultrapassado somente perto das 12:00 horas.

2. a temperatura ambiente foi introduzida com 2 valores:  $t_{ar} = 20$  e  $30^\circ\text{C}$ . A temperatura de  $20^\circ\text{C}$  corresponde à temperatura média anual de Campinas, mas durante a radiação solar este valor é geralmente ultrapassado. Para a temperatura máxima quisemos evitar a introdução de algum valor extremo.
3. a carga térmica ou capacidade frigorífica foi introduzida a partir de 100 kcal/h. Abaixo deste valor, a capacidade torna-se desprezível de acordo com o projeto do sistema. O valor máximo foi determinado pela solução do sistema de equações para temperaturas de evaporação menores ou iguais a  $10^\circ\text{C}$

$$(\dot{Q}_E = 100 \text{ a } 770 \text{ kcal/h})$$

4. a vazão da bomba foi introduzida por 3 valores:  $\dot{V}_{BT} = 0,01, 0,015$  e  $0,02 \text{ m}^3/\text{h}$ , O valor máximo corresponde à capacidade máxima da bomba.
5. a eficiência de retificação foi introduzida por 2 valores:  $\eta_R = 0,5$  e  $0,8$  que segundo Plank /23/, representam valores extremos.

6. a queda de pressão entre evaporador e absorvedor foi admitida como  $\Delta P_B = 0,0$  e  $0,5 \text{ kgf/cm}^2$ , que segundo Plank /23/, também representam valores extremos.

#### 4.2.6. Solução das equações

De acordo com os itens anteriores, o apêndice IV lista todas as equações que serão solucionadas. É um sistema de 58 equações e 58 incógnitas.

Inicialmente tentamos solucionar o sistema através do método de Newton-Raphson (item 2.6.2), porém não conseguimos encontrar uma solução por esse método. Após várias consultas a matemáticos, foi esclarecido que não existe um método matemático que dê resultado para todos os casos, o que vem reforçar a observação feita por Stoecker /26/, sobre a restrição do método.

Finalmente elaboramos um método de interações sucessivas, cuja sequência segue o seguinte raciocínio:

- introdução dos parâmetros:  $I_R$ ,  $t_{ar}$ ,  $\dot{Q}_E$ ,  $\dot{v}_{BT}$ ,  $\eta_R$ ,  $\Delta P_B$
- introdução das constantes:  $\delta_{is}$ ,  $k_{is}$ ,  $\delta_{ar}$ ,  $k_p$ ,  $\delta_p$ ,  $m$ ,  $d_i$ ,  $R_i$ ,  $A_G$ ,  $AU_{TC}$ ,  $\eta_B$ ,  $a$ ,  $C_A$ ,  $C_c$
- introdução de valores iniciais e arbitrários das variáveis:  $t_2$ ,  $P_A$ ,  $P_{BA}$ ,  $t_4$ ,  $t_1$ ,  $t_p$
- introdução dos dados iniciais das iterações:  $T$ ,  $U$ ,  $Q$ ,  $S$ ,  $DIFTCA$ ,  $DTC$ ,  $O$ ,  $P$ ,  $DIFT4A$ ,  $DT4$ ,  $M$ ,  $N$ ,  $DIFT3A$ ,  $DT3$ ,  $K$ ,  $L$ ,  $DIFPBA$ ,  $DPBA$ ,  $I$ ,  $J$ ,  $DIFPA$ ,  $DPA$ .
- cálculo de  $XL_2$  e  $XL_1$  (item 4.2.2) por Newton-Raphson (item 2.6.1).
- teste para verificar a existência da faixa de gaseificação:  $(XL_1 - XL_2) > 0,01$ .

- cálculo de  $t_7$ ,  $hL_7$ ,  $t_9$ ,  $hV_9$ ,  $q_E$ ,  $\dot{m}_R$ ,  $F$ ,  $hL_6$ ,  $q_C$  e  $\dot{Q}_C$
- comparação da igualdade dos dois valores de  $\dot{Q}_C$  (equações 4.21 e 4.28) para se achar o valor correto de  $P_A$  (provavelmente não definitivo).
- cálculo da vazão da bomba ( $\dot{v}_B$ ), comparação com o valor do parâmetro introduzido  $\dot{v}_{BT}$ , para se achar o valor de  $P_{BA}$  correto (provavelmente não definitivo).
- cálculos sucessivos dos estados das soluções na entrada e saída do trocador de calor. Cálculo do calor necessário do lado das soluções (eq. 4.17) e comparação com o cálculo do calor possível a ser trocado (equação 4.34) e que é determinado pelas condições do TC. Com esta comparação achamos o valor correto de  $t_3$  (provavelmente não definitivo).
- cálculo do calor a ser trocado no absorvedor do lado da solução (eq. 4.16), comparação com o cálculo do calor possível (eq. 4.29) determinado pelas condições de transferência de calor, para achar o valor correto de  $t_4$  (provavelmente não definitivo).
- cálculos sucessivos dos estados de vapor e refluxo para determinar o calor transferido do condensador de refluxo:  $t_5$ ,  $hL_5$ ,  $XV_5$ ,  $hV_5$ ,  $v_t$ ,  $v$ ,  $XL_5'$ ,  $t_5'$ ,  $hL_5'$ ,  $hV'$ ,  $q_D$ .
- cálculo dos processos que ocorrem no gerador, comparação das condições de transferência de calor necessária (eq. 2.25a) e possível (eq. 2.25b), (através da eficiência de aleta  $\eta_{a1}$ ) para se achar o valor correto de  $t_p$  (provavelmente não definitivo).

- cálculo da intensidade de radiação necessária  $\bar{E}_T$  (eq. 4.14), comparação com o parâmetro inicial  $I_R$  para se achar o valor correto de  $t_2$ .

Para diminuir o tempo de cálculo do computador, em vez de aproximarmos os resultados das iterações através de pequenos passos, dentro da tolerância, elaboramos um método usando maiores passos no início e diminuindo-os sucessivamente quando estão próximos do resultado. O apêndice V mostra detalhadamente este nosso método, com o qual foi possível ao computador, compilar e executar o programa entre 5,71 à 54,25 segundos (valor mínimo e máximo de CPU).

O programa completo da simulação encontra-se no apêndice VI.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1. Radiação Solar

As Tabelas 1 e 2 mostram os ângulos solares de altitude ( $\beta$ ) e azimute ( $\phi$ ) e a Tabela 3, a transmitância da atmosfera ( $\tau_D$ ), para as horas do dia e durante o ano na cidade de Campinas.

A Figura 15 foi construída com base nos dados das Tabelas 1 e 2 e dá uma melhor visualização do posicionamento solar para os quatro dias característicos do ano (22 de março e setembro, equinócios e 22 de junho e dezembro, solstícios) e para as horas civis locais.

Os resultados de  $\tau_D$  são bastante surpreendentes, mostrando uma grande variação durante o dia, mas relativamente pouca variação durante o ano, numa determinada hora. Os valores extremos são 0,12 pela manhã e fim de tarde e 0,63 ao meio dia, ainda que a cidade de Campinas apresenta-se com boa visibilidade.

As Tabelas 4 e 5 mostram o ângulo de incidência ( $\theta$ ) e a radiação direta horária ( $I_D$ ) e diária ( $J_D$ ) em dias claros, sobre a superfície do nosso coletor plano virado para o NORTE com uma inclinação de  $\epsilon_c = 33,6^\circ$ . Os valores de  $J_D$ , mostram que, segundo a inclinação do nosso coletor, a variação horária é naturalmente muito grande, mas a variação durante o ano mostra-se quase uniforme.

A Tabela 6 mostra entre outros valores as médias mensais da radiação direta, difusa e total que incide sobre o nosso coletor durante o ano. Os valores das

Hora Solar	15 JAN	15 FEV	15 MAR	15 ABR	15 MAI	15 JUN	15 JUL	15 AGO	15 SET	15 OUT	15 NOV	15 DEZ
6	8,10°	4,99°	0,94°	-	-	-	-	-	-	3,20°	7,01°	8,82°
7	21,29°	18,62°	14,75°	9,85°	5,82°	3,75°	4,48°	7,77°	12,45°	16,96°	20,39°	21,87°
8	34,77°	32,41°	28,47°	22,97°	18,17°	15,63°	16,54°	20,52°	25,94°	30,78°	34,02°	35,22°
9	48,43°	46,21°	41,86°	35,34°	29,51°	26,41°	27,52	32,37°	38,89°	44,47°	47,78°	48,76°
10	62,20°	59,84°	54,45°	46,28°	39,15°	35,40°	36,74°	42,64°	50,72°	57,72°	61,60°	62,44°
11	76,01°	72,62°	64,90°	54,44°	45,93°	41,59°	43,13°	50,04°	59,99°	69,47°	75,24°	76,20°
12	88,37°	80,04°	69,54°	57,62°	48,44°	43,84°	45,47°	52,84°	63,80°	75,37°	85,42°	89,65°
1	76,01°	72,62°	64,90°	54,44°	45,93°	41,59°	43,13°	50,04°	59,99°	69,47°	75,24°	76,20°
2	62,20°	59,84°	54,45°	46,28°	39,15°	35,40°	36,74°	42,64°	50,72°	57,72°	61,60°	62,44°
3	48,43°	46,21°	41,86°	35,34°	29,51°	26,41°	27,52°	32,37°	38,89°	44,47°	47,78°	48,76°
4	34,77°	32,41°	28,47°	22,97°	18,17°	15,63°	16,54°	20,52°	25,94°	30,78°	34,02°	35,22°
5	21,29°	18,62°	14,75°	9,85°	5,82°	3,75°	4,48°	7,77°	12,45°	16,96°	20,39°	21,87°
6	8,10°	4,99°	0,94°	-	-	-	-	-	-	3,20°	7,01°	8,82°

TABELA 1 - ÂNGULO DE ALTITUDE ( $\beta$ )

Hora Solar	15 JAN	15 FEV	15 MAR	15 ABR	15 MAI	15 JUN	15 JUL	15 AGO	15 SET	15 OUT	15 NOV	15 DEZ
6	109,71°	101,93°	92,23°	-	-	-	-	-	-	95,61°	106,95°	111,58°
7	104,94°	96,54°	86,35°	75,22°	66,89°	62,77°	64,23°	70,87°	80,94°	91,95°	101,93°	106,97°
8	100,72°	91,12°	79,82°	68,08°	59,71°	55,70°	57,11°	63,65°	74,03°	85,98°	97,26°	103,07°
9	96,72°	84,86°	71,54°	58,75°	50,33°	46,49°	47,82°	54,23°	65,09°	78,70°	92,41°	99,67°
10	92,47°	75,92°	59,22°	45,33°	37,65°	34,29°	35,44°	41,20°	52,03°	67,89°	86,34°	96,70°
11	86,18°	57,61°	37,56°	26,04°	18,54°	18,59°	19,25°	22,99°	31,10°	46,93°	74,69°	94,40°
12	0°	0,01°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
1	86,18°	57,61°	37,56°	26,04°	18,54°	18,59°	19,25°	22,99°	31,10°	46,93°	74,69°	94,40°
2	92,47°	75,92°	59,22°	45,33°	37,65°	34,29°	35,44°	41,20°	52,03°	67,89°	86,34°	96,70°
3	96,72°	84,86°	71,54°	58,75°	50,33°	46,49°	47,82°	54,23°	65,09°	78,70°	92,41°	99,67°
4	100,72°	91,12°	79,82°	68,08°	59,71°	55,70°	57,11°	63,65°	74,03°	85,98°	97,26°	103,07°
5	104,94°	96,54°	86,35°	75,22°	66,89°	62,77°	64,33°	70,87°	80,94°	91,95°	101,93°	106,97°
6	109,71°	101,93°	92,23°	-	-	-	-	-	-	95,61°	106,95°	111,58°

TABELA 2 - ÂNGULO DE AZIMUTE ( $\phi$ )

Hora Solar	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
6	.1859	.1509	.1238	-	-	-	-	-	-	.1181	.1603	.1666
7	.3840	.3503	.2565	.1812	.1408	.1247	.1203	.1368	.1816	.2774	.3584	.3522
8	.5023	.4866	.4189	.3647	.3177	.2697	.2714	.3127	.3522	.4269	.4839	.4698
9	.5674	.5593	.5072	.4705	.4394	.4002	.3991	.4280	.4520	.5094	.5526	.5365
10	.6039	.5991	.5551	.5269	.5040	.4709	.4687	.4905	.5068	.5548	.5910	.5746
11	.6226	.6193	.5793	.5551	.5359	.5059	.5032	.5216	.5346	.5780	.6107	.5943
12	.6284	.6256	.5867	.5637	.5455	.5165	.5137	.5312	.5431	.5851	.6168	.6005
1	.6226	.6193	.5793	.5551	.5359	.5059	.5032	.5216	.5346	.5780	.6107	.5943
2	.6039	.5991	.5551	.5269	.5040	.4709	.4687	.4905	.5068	.5548	.5910	.5746
3	.5674	.5593	.5072	.4705	.4394	.4002	.3991	.4280	.4520	.5094	.5526	.5365
4	.5023	.4866	.4189	.3647	.3177	.2697	.2714	.3127	.3522	.4269	.4839	.4698
5	.3840	.3503	.2565	.1812	.1408	.1247	.1203	.1368	.1816	.2774	.3584	.3522
6	.1859	.1509	.1238	-	-	-	-	-	-	.1181	.1603	.1666

TABELA 3 - Transmittância da atmosfera ( $\tau_D$ )

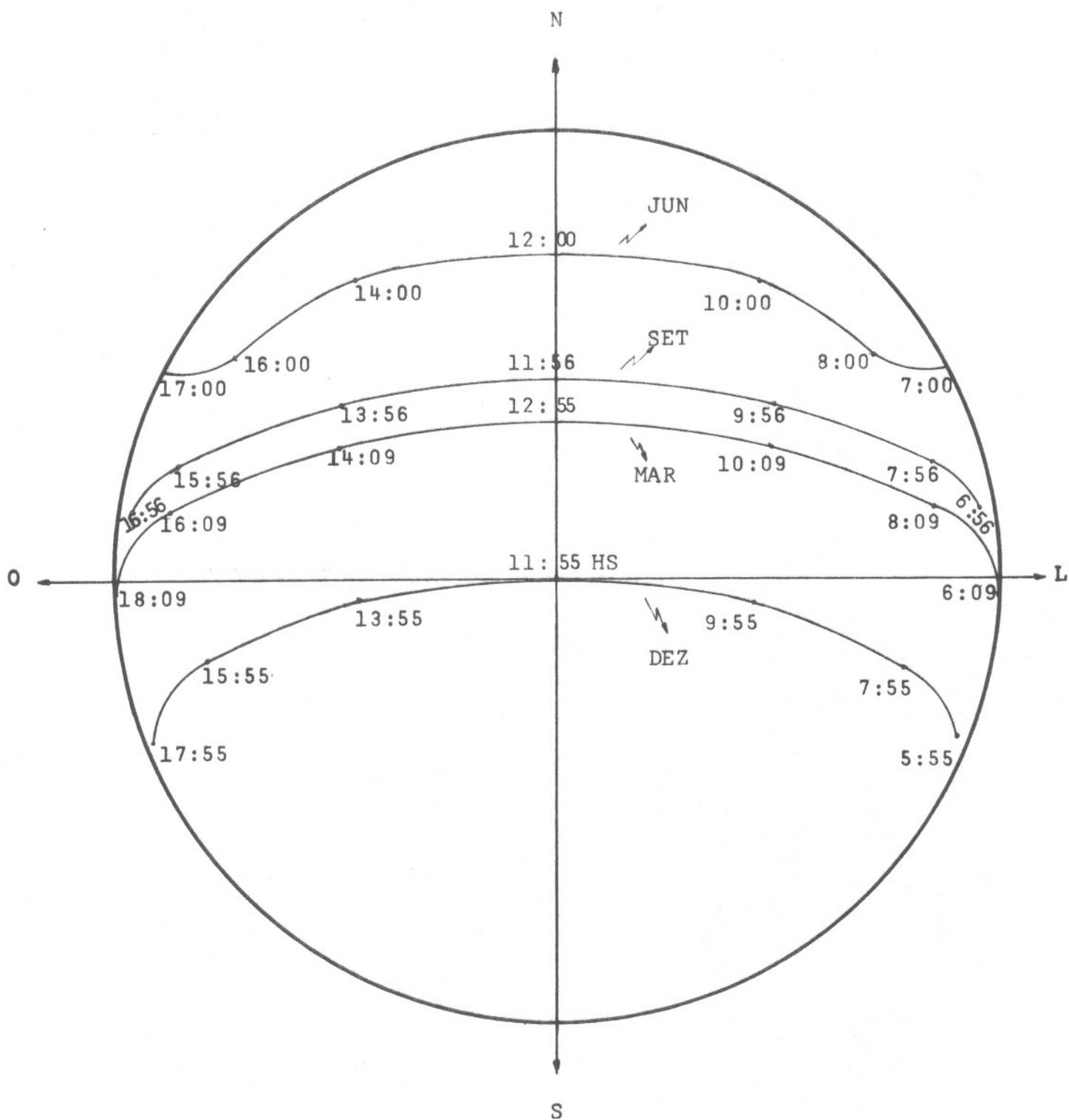


Figura 15 - Posicionamento do sol com relação ao nosso coletor.

Hora Solar	15 JAN	15 FEV	15 MAR	15 ABR	15 MAI	15 JUN	15 JUL	15 AGO	15 SET	15 OUT	15 NOV	15 DEZ
6	93,87°	92,38°	90,45°	-	-	-	-	-	-	91,53°	93,35°	94,21°
7	80,24°	78,10°	75,75°	73,65°	72,51	72,11°	72,25°	73,00°	74,65°	77,00°	79,46°	80,77°
8	67,02°	64,07°	61,12°	58,99°	58,34°	58,35°	58,32°	58,53°	59,92°	62,64°	65,92°	67,78°
9	54,54°	50,54°	46,66°	44,28°	44,13°	44,63°	44,41°	44,02°	45,22°	48,63°	53,04°	55,59°
10	43,48°	38,02°	32,61°	29,44°	30,04°	31,22°	30,73°	29,48°	30,65°	35,37°	41,45°	44,88°
11	35,20°	27,94°	19,89°	14,82°	16,54°	19,04°	18,06°	15,07°	16,61°	24,14°	32,58°	36,99°
12	31,97°	23,64°	13,14°	1,22°	7,96°	12,56°	10,93°	3,56°	7,40°	18,97°	29,02°	33,25°
1	35,20°	27,94°	19,89°	14,82°	16,54°	19,04°	18,06°	15,07	16,61°	24,14°	32,58°	36,99°
2	43,48°	38,02°	32,61°	29,44°	30,04°	31,22°	30,73°	29,48°	30,65°	35,37°	41,45°	44,88°
3	54,54°	50,54°	46,66°	44,28°	44,13°	44,63°	44,41°	44,02°	42,22°	48,63°	53,04°	55,59°
4	67,02°	64,07°	61,12°	58,99°	58,34°	58,35°	58,32°	58,53°	59,92°	62,64°	65,92°	67,78°
5	80,24°	78,10°	75,75°	73,65°	72,51°	72,11°	72,25°	73,00°	74,65°	77,00°	79,46°	80,77°
6	93,87°	92,38°	90,45°	-	-	-	-	-	-	91,53°	93,35°	94,21°

TABELA 4 - ÂNGULO DE INCIDÊNCIA ( $\theta$ )

Hora Solar	15 JAN	15 FEV	15 MAR	15 ABR	15 MAI	15 JUN	15 JUL	15 AGO	15 SET	15 OUT	15 NOV	15 DEZ
7	75,8	84,1	73,5	59,4	49,3	44,6	42,7	46,6	55,9	72,6	76,3	65,8
8	228,3	247,7	235,5	218,7	194,1	164,7	165,9	190,0	205,5	228,4	229,8	206,8
9	383,2	413,7	405,2	392,1	367,1	331,5	331,9	358,2	370,6	391,9	386,8	352,9
10	510,0	549,3	544,3	534,2	507,9	468,8	469,0	497,0	507,5	526,6	515,6	473,9
11	592,2	636,8	634,0	624,6	597,9	556,6	556,9	586,3	596,3	613,9	599,0	552,6
12	620,5	667,1	665,0	655,9	628,9	586,8	587,1	617,1	626,9	644,1	627,8	584,5
1	592,2	636,8	634,0	624,6	597,9	556,6	556,9	586,3	596,3	613,9	599,0	552,6
2	510,0	549,3	544,3	534,2	507,9	468,8	469,0	497,0	507,5	526,6	515,6	473,9
3	383,2	413,7	405,2	392,1	367,1	331,5	331,9	358,2	370,6	391,9	386,8	352,9
4	228,3	247,7	235,5	218,7	194,1	164,7	165,9	190,0	205,5	228,4	229,8	206,8
5	75,8	84,1	73,5	59,4	49,3	44,6	42,7	46,6	55,9	72,6	76,3	65,8
$J_D$ (kcal/m <sup>2</sup> dia)	4.199,4	4.530,3	4.450,1	4.313,9	4.061,6	3.719,2	3.719,8	3.973,3	4.098,6	4.310,9	4.243,0	3.888,4

TABELA 5 - INTENSIDADE DA RADIAÇÃO DIRETA HORÁRIA ( $I_D$ )  
E DIÁRIA ( $J_D$ )

	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
n/N	0.53	0.51	0.61	0.70	0.71	0.71	0.73	0.72	0.60	0.54	0.56	0.52
$H_o$ (kcal/m <sup>2</sup> dia)	7.233,1	7.934,5	8.578,8	8.963,1	8.992,3	8.921,1	8.952,6	9.006,3	8.810,8	8.255,7	7.499,9	7.051,8
$\bar{K}_D$	0.3077	0.2912	0.3164	0.3369	0.3207	0.2960	0.3033	0.3176	0.2791	0.2820	0.3168	0.2867
$\bar{K}_d$	0.1877	0.1869	0.1877	0.1850	0.1869	0.1872	0.1875	0.1873	0.1863	0.1864	0.1874	0.1867
$\bar{K}_T$	0.4954	0.4781	0.5041	0.5219	0.5067	0.4832	0.4908	0.5049	0.4654	0.4684	0.5042	0.4734
$\bar{E}_D$ (kcal/m <sup>2</sup> dia)	2.225,7	2.310,5	2.714,6	3.019,7	2.883,7	2.640,6	2.715,5	2.860,8	2.459,2	2.327,9	2.376,1	2.022,0
$\bar{E}_d$ (kcal/m <sup>2</sup> dia)	1.357,7	1.483,0	1.610,2	1.658,2	1.680,7	1.670,0	1.678,6	1.686,9	1.641,5	1.538,9	1.405,5	1.316,6
$\bar{E}_T$ (kcal/m <sup>2</sup> dia)	3.583,4	3.793,5	4.324,8	4.677,9	4.564,4	4.310,6	4.394,1	4.547,7	4.100,7	3.866,8	3.781,6	3.338,6

TABELA 6 - MÉDIAS MENSAIS DA RADIAÇÃO DIRETA ( $\bar{E}_D$ ),  
DIFUSA ( $\bar{E}_d$ ) e TOTAL ( $\bar{E}_T$ )

médias mensais da radiação total ( $\bar{E}_T$ ), não apresentam grandes variações, ou seja, entre 3300 a 4700 kcal/(m<sup>2</sup>.dia).

Os valores da média diária da radiação total incidente sobre um coletor plano na posição horizontal  $\bar{E}_{TH}$  calculado e comparado aos mesmos valores medidos pelo Instituto Agrônomo de Campinas apresentam desvios médios entre 3 e 8% (apêndice II).

## 5.2. Simulação

Dos programas executados foram avaliados 83 cálculos, cujos principais resultados são apresentados nos gráficos anexos. A maioria deles foi construída em função da temperatura de evaporação  $t_g$  (eixo horizontal), pois é uma característica geral no ramo da refrigeração.

As Figuras 16, 17 e 18 mostram a relação entre a capacidade frigorífica ( $\dot{Q}_E$ ), a temperatura de evaporação ( $t_g$ ), a temperatura ambiente ( $t_{ar}$ ) e a vazão da bomba ( $\dot{v}_B$ ), para os parâmetros da radiação solar ( $I_R$ ). Consideramos  $t_g = 10^\circ\text{C}$  como um limite máximo, acima da qual o equipamento frigorífico já não é de interesse.

Com  $I_R = 200 \text{ kcal}/(\text{m}^2.\text{h})$  foram obtidos alguns resultados e segundo a Figura 16, mostrou que a  $t_g = 10^\circ\text{C}$ ,  $\dot{Q}_E$  não ultrapassa o valor de 240 kcal/h. Com uma  $t_{ar} = 30^\circ\text{C}$ , o sistema não apresentou funcionamento.

As Figuras 17 e 18 mostram a tendência de  $\dot{Q}_E$  aumentou muito com o aumento de  $t_g$ .

$\dot{Q}_E$  mostra também um limite mínimo, que segundo nossas análises, ocorre devido à falta de faixa de gasificação ( $XL_1 - XL_2$ ), pois diminui com a diminuição de  $\dot{Q}_E$  e  $t_g$ . Por exemplo, segundo a Figura 17,

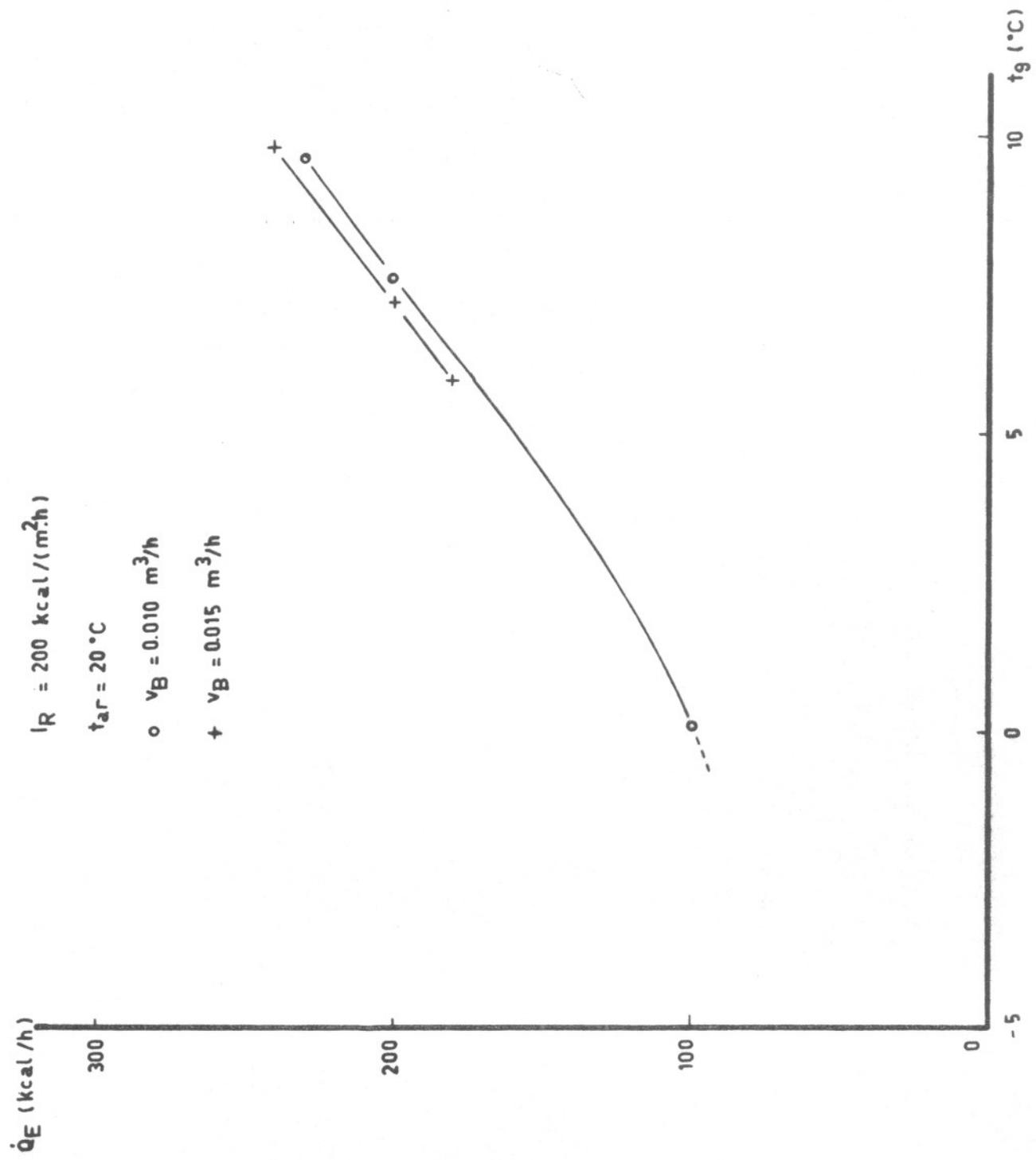


Fig 16 Variação de  $\dot{Q}_E$  vs  $t_g$

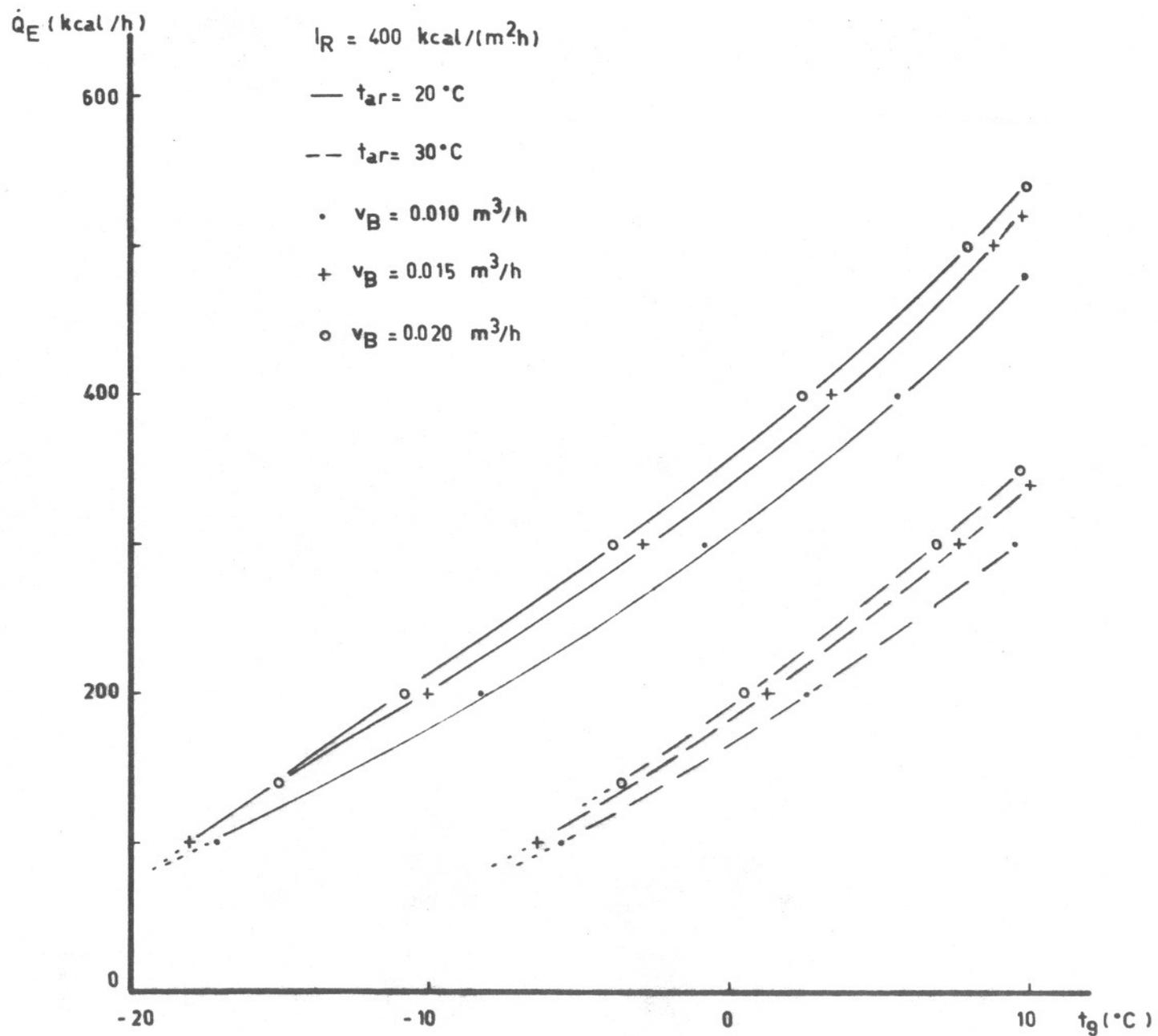


Fig 17 Variação de  $\dot{Q}_E$  vs  $t_g$

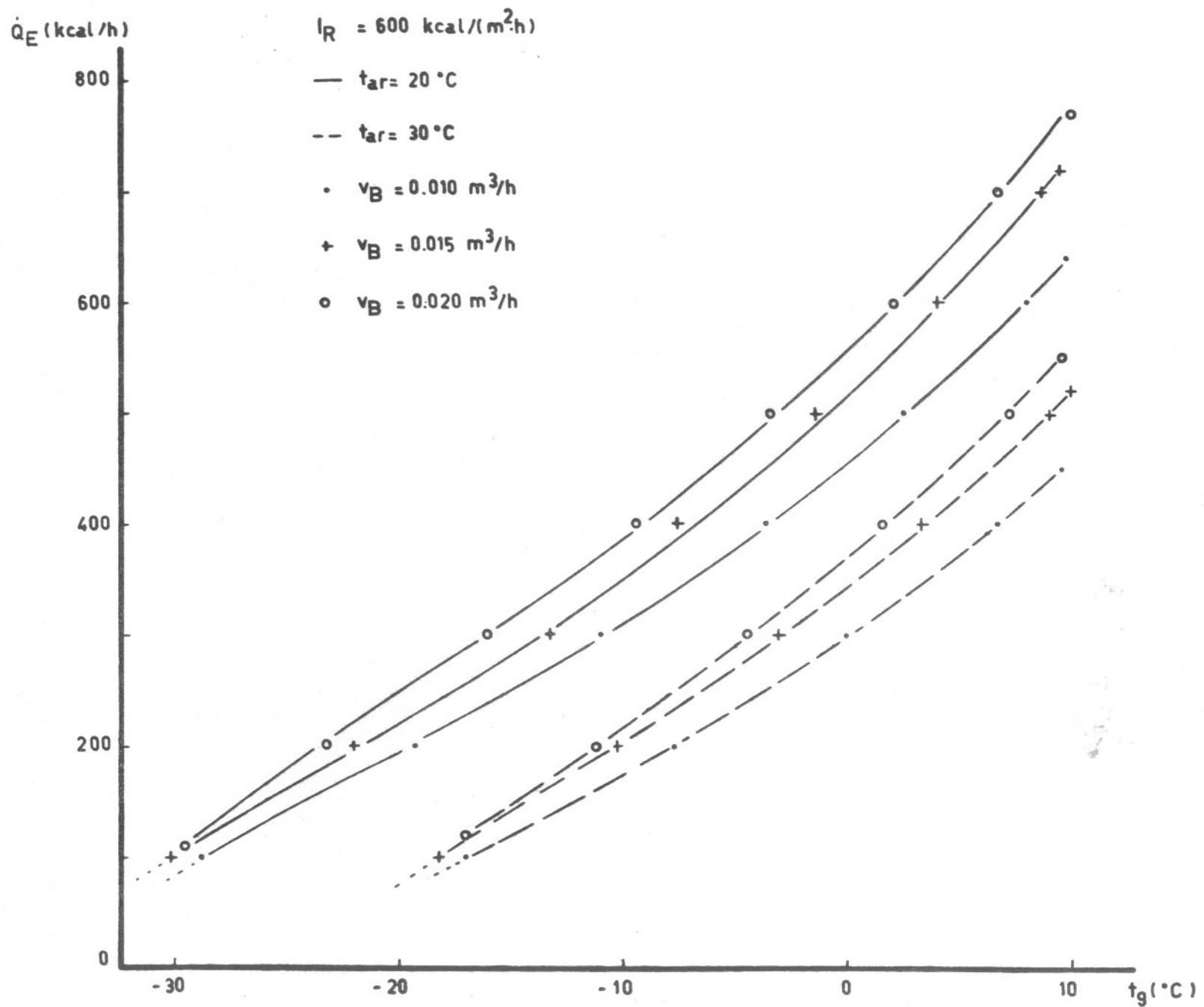


Fig 18 Variação de  $\dot{Q}_E$  vs  $t_g$

para  $v_B = 0,02 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $t_{ar} = 20^\circ\text{C}$ , isto ocorre à  $t_g = -15^\circ\text{C}$  e  $\dot{Q}_E = 140 \text{ kcal/h}$ . Quando este limite mínimo ocorre abaixo de  $100 \text{ kcal/h}$ , as figuras não mostram porque consideramos esta  $\dot{Q}_E$  muito baixa para o nosso sistema.

Os limites de  $\dot{Q}_E$  são afetados também pela temperatura ambiente, radiação solar incidente e pela vazão da bomba. Com o aumento de  $t_{ar}$ ,  $\dot{Q}_E$  diminui consideravelmente a uma mesma temperatura de evaporação  $t_g$  e mesma  $\dot{v}_B$ . Por exemplo, na Figura 17, para  $t_g = 0^\circ\text{C}$  e  $\dot{v}_B = 0,02 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $\dot{Q}_E$  cai aproximadamente à metade se  $t_{ar}$  aumentar de  $20$  à  $30^\circ\text{C}$ . Para o mesmo exemplo podemos verificar também que  $\dot{Q}_E$  aumenta se  $I_R$  aumenta. É interessante constatar que, durante um dia de sol, estes efeitos podem ocorrer naturalmente:  $I_R$  aumenta assim como  $t_{ar}$ . Entretanto esses dois efeitos atuam em direção contrária com relação a  $\dot{Q}_E$ , podendo ocorrer, com isso, uma certa estabilidade durante o dia.

O aumento de  $\dot{v}_B$  provoca um aumento em  $\dot{Q}_E$ . Por exemplo na Figura 18, para uma  $t_g = 5^\circ\text{C}$  duplicando o valor de  $\dot{v}_B$  (de  $0,01$  à  $0,02 \text{ m}^3/\text{h}$ ),  $\dot{Q}_E$  aumenta de  $20\%$  a uma  $t_{ar} = 20^\circ\text{C}$  e de  $22\%$  a uma  $t_{ar} = 30^\circ\text{C}$ . Além disso diminuindo  $\dot{v}_B$  ocorrem alterações na faixa de  $\dot{Q}_E$  ( $\Delta\dot{Q}_E = \dot{Q}_E \text{ Máx} - \dot{Q}_E \text{ Mín}$ ), que são um pouco mais acentuadas com baixa  $\dot{v}_B = 0,01 \text{ m}^3/\text{h}$  e altas radiações. Para avaliar melhor este efeito a Figura 19 foi construída para  $\Delta\dot{Q}_E$  em função de  $I_R$ , para  $t_{ar}$  e  $\dot{v}_B$ .

Para avaliar o coletor separadamente, a Figura 20, mostra sua eficiência ( $\eta_c$ ) em função da temperatura da placa ( $t_p$ ) para  $t_{ar}$ ,  $I_R$  e um valor de  $\dot{v}_B$ . Podemos verificar que, aumentando  $t_p$ ,  $\eta_c$  diminui em grande medida. Para uma determinada  $t_p$ , aumentando  $I_R$ ,  $\eta_c$  aumenta e aumentando  $t_{ar}$  também aumenta  $\eta_c$ . Porém o efeito de  $t_{ar}$  é menos acentuado que de  $I_R$ .

As Figuras 21 à 24 mostram o desempenho do sistema frigorífico (COP) e o desempenho do sistema frigorífico solar (COP<sub>sol</sub>) em função de  $t_g$  e  $\dot{v}_B$ , para os

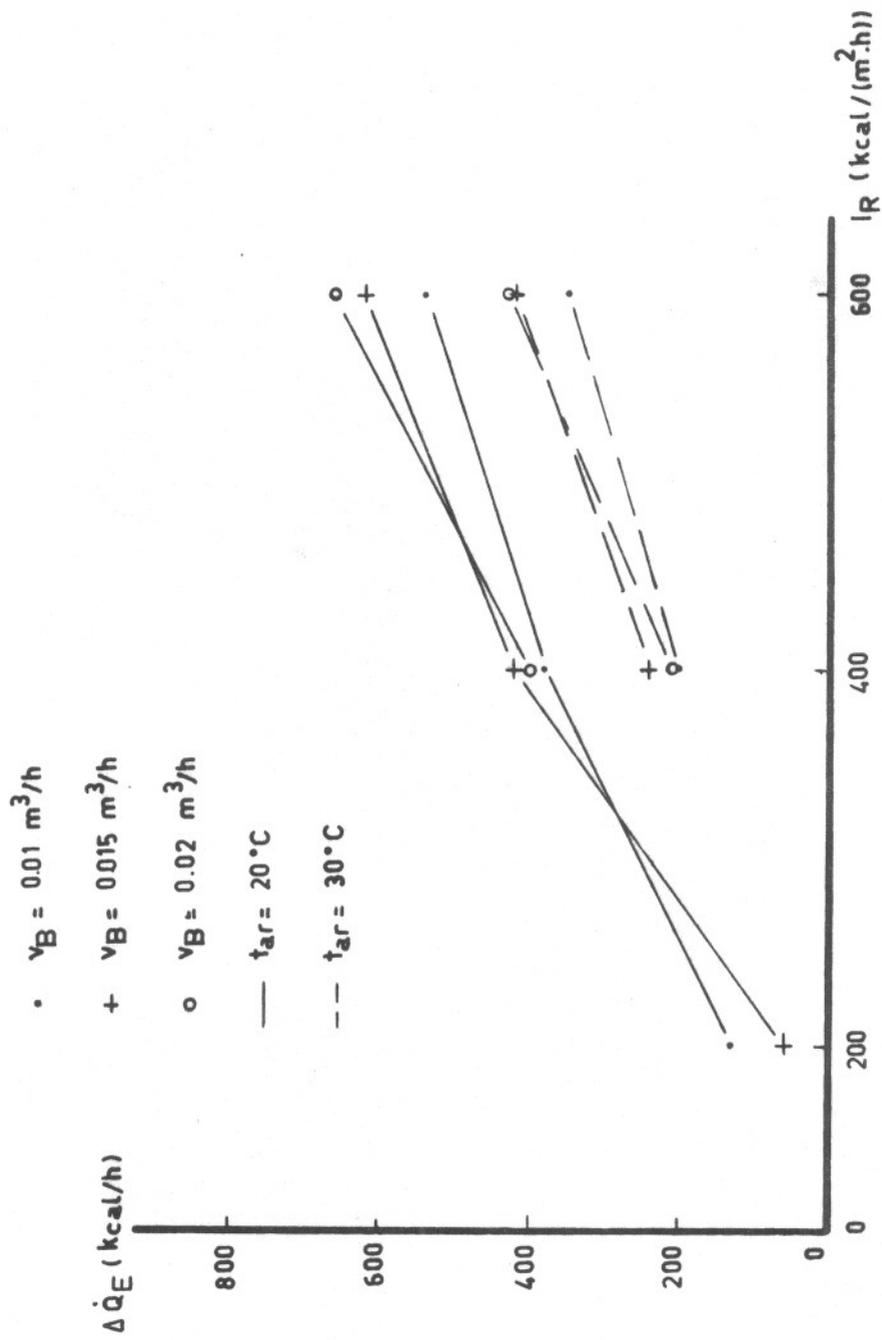


Fig 19 Variação de  $\Delta Q_E$  vs IR

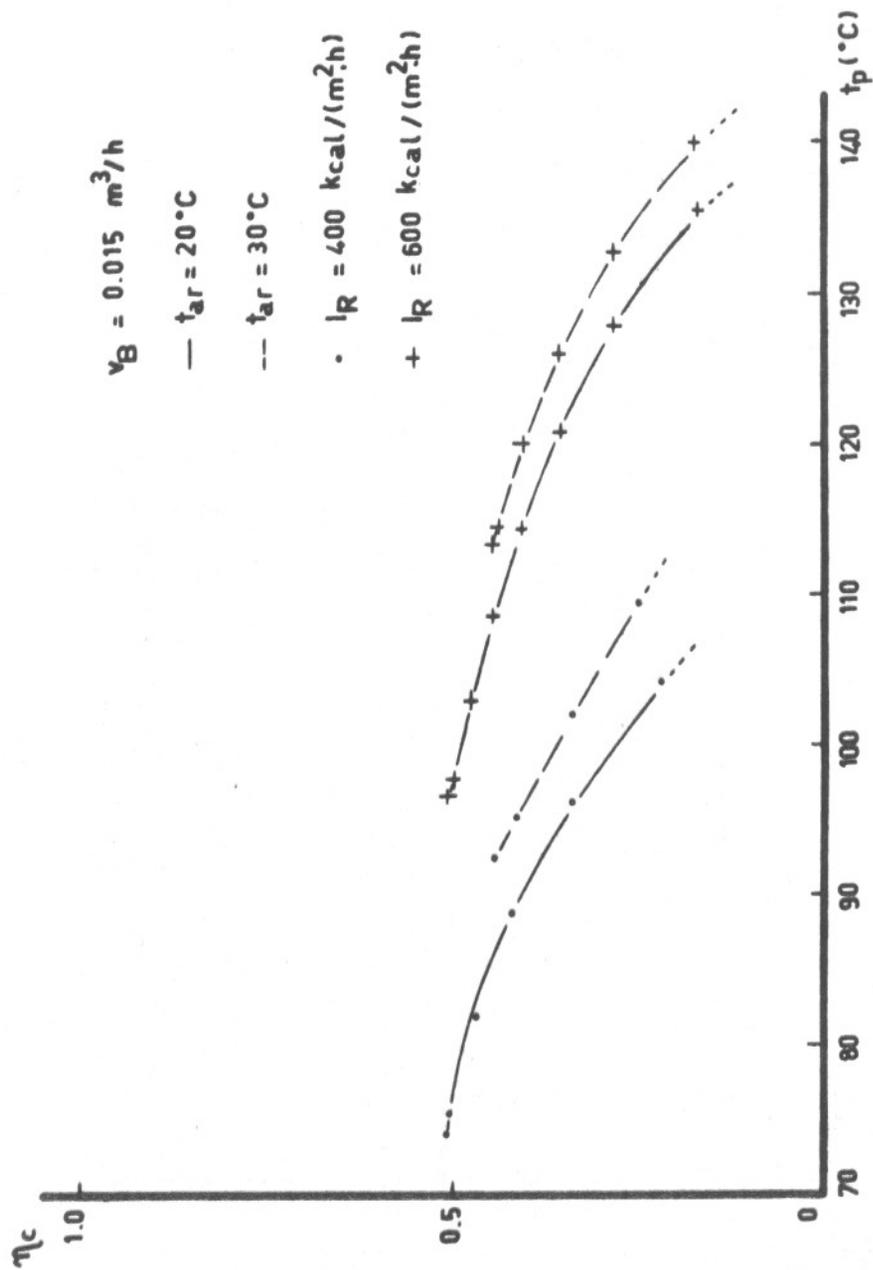


Fig. 20 Variação de  $\eta_c$  vs  $t_p$

parâmetros de  $t_{ar}$  e  $I_R$ . O COP mostra relativamente pequenas variações em comparação com o  $COP_{sol}$  que é mais variável. Analizando este fato verificamos que a alta variação de  $COP_{sol}$  ocorre porque a  $\eta_c$  cai consideravelmente com baixas  $t_g$  pois necessitam de altas  $t_p$  provocando assim maiores perdas de calor ao ambiente. É surpreendente verificar que, segundo  $\dot{v}_B$ , as tendências são contrárias para COP e  $COP_{sol}$ : aumentando  $\dot{v}_B$  COP diminui e  $COP_{sol}$  aumenta.

Para verificar o efeito de queda de pressão entre evaporador e absorvedor  $\Delta P_B$  (parâmetro secundário), a Figura 25 apresenta  $\dot{Q}_E$  e  $COP_{sol}$  em função de  $t_g$  para dois valores extremos deste parâmetro, considerando determinadas condições de  $I_R$ ,  $t_{ar}$  e  $\dot{v}_B$ . Pode-se ver que um aumento em  $\Delta P_B$  diminui um pouco  $\dot{Q}_E$  e  $COP_{sol}$ , praticamente na mesma proporção.

Para o efeito da eficiência de retificação, a Figura 26 mostra COP e  $COP_{sol}$  em função de  $t_g$  e dois valores extremos de  $\eta_R$ , para determinadas condições de  $I_R$ ,  $\dot{v}_B$  e  $t_{ar}$ . Podemos ver que este efeito sobre COP é muito pequeno e inexistente sobre  $COP_{sol}$ .

Tentamos comparar o comportamento do nosso sistema com outros que utilizam resfriamento a água e aquecimento indireto da solução, mas não achamos dados suficientes na literatura. Krochta /16/ apresenta um estudo do comportamento do sistema, em função de uma propriedade interna do equipamento (temperatura da solução pobre que deixa o gerador) e não das condições ambientais, isto é, independentes do sistema, como em nosso caso. Figueiredo /8/ apresenta um outro trabalho que poderia ser considerado para uma comparação, porém é inadequado pois possui um coletor concentrado com eficiência muito melhor do que um coletor plano. Porém é interessante mencionar que nas temperaturas de evaporação mais altas, acima de  $0^\circ C$ , o nosso sistema mostra um comportamento praticamente igual, ainda que nosso coletor seja plano e portanto com menor eficiência. Uma comparação correta seria possível através de uma série de cálculos específicos ao assunto.

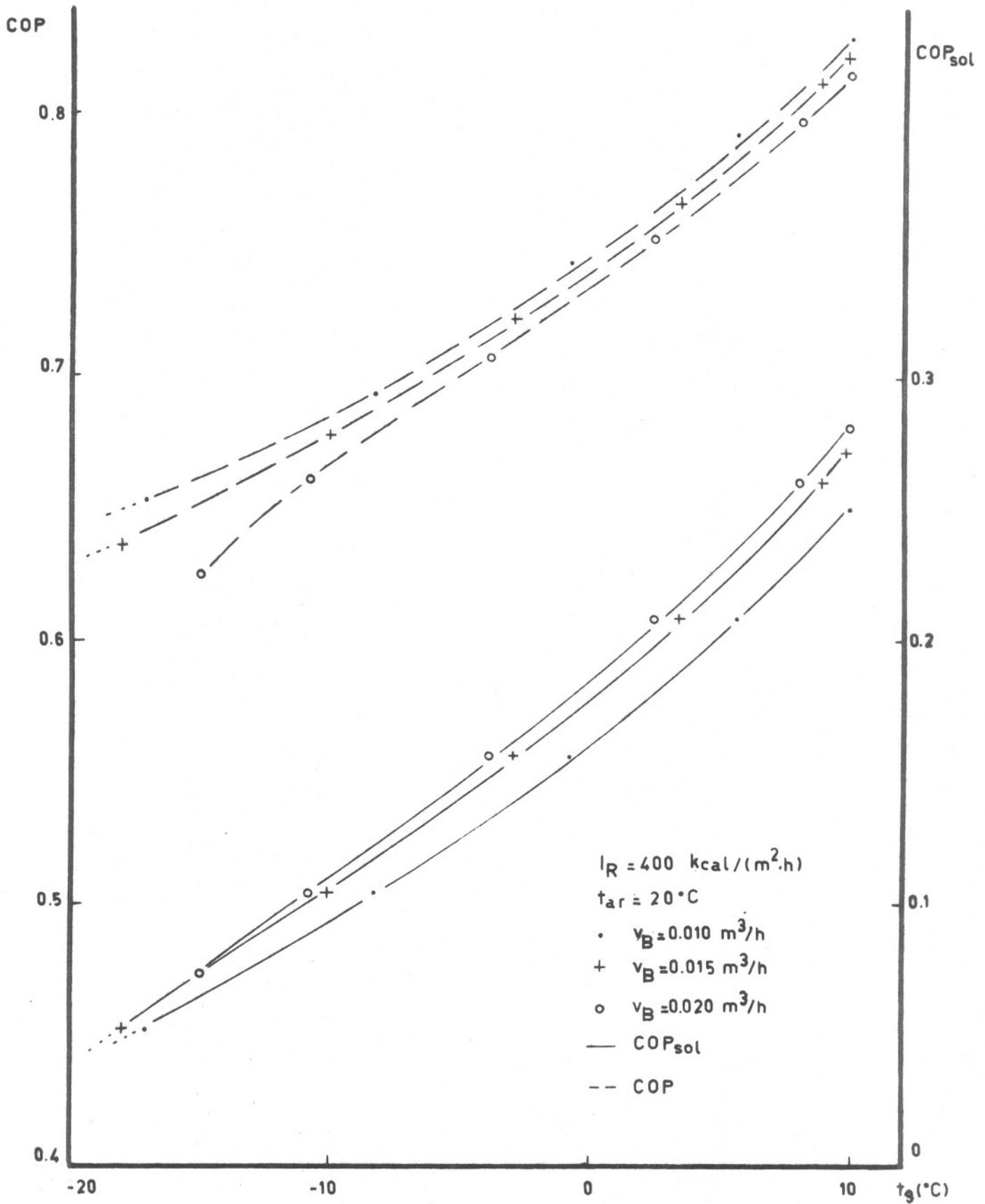


Fig 21 COP,  $\text{COP}_{sol}$  vs  $t_g$  para  $t_{ar} = 20^\circ\text{C}$

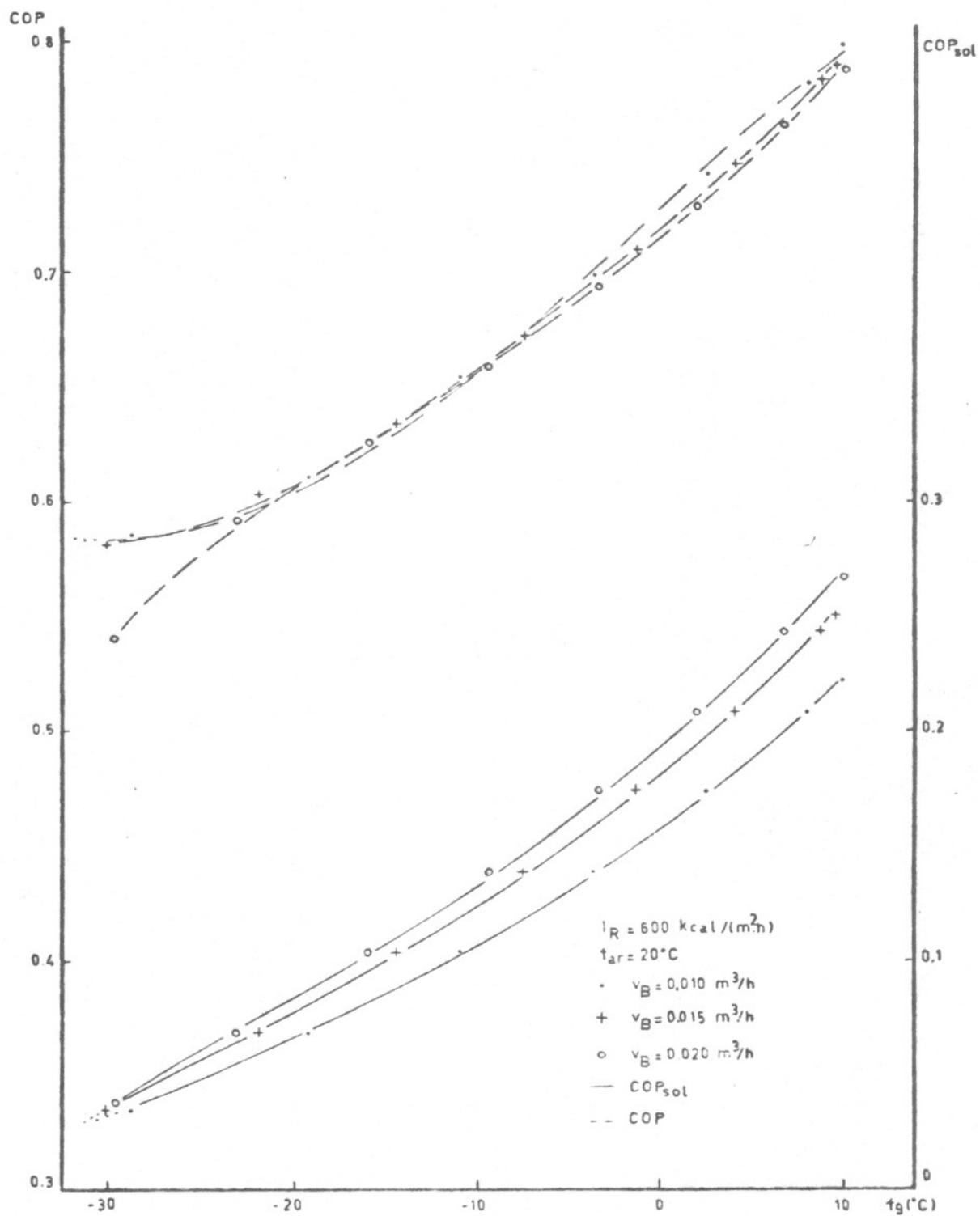


Fig 22 COP, COP<sub>sol</sub> vs t<sub>g</sub> para t<sub>ar</sub> = 20°C

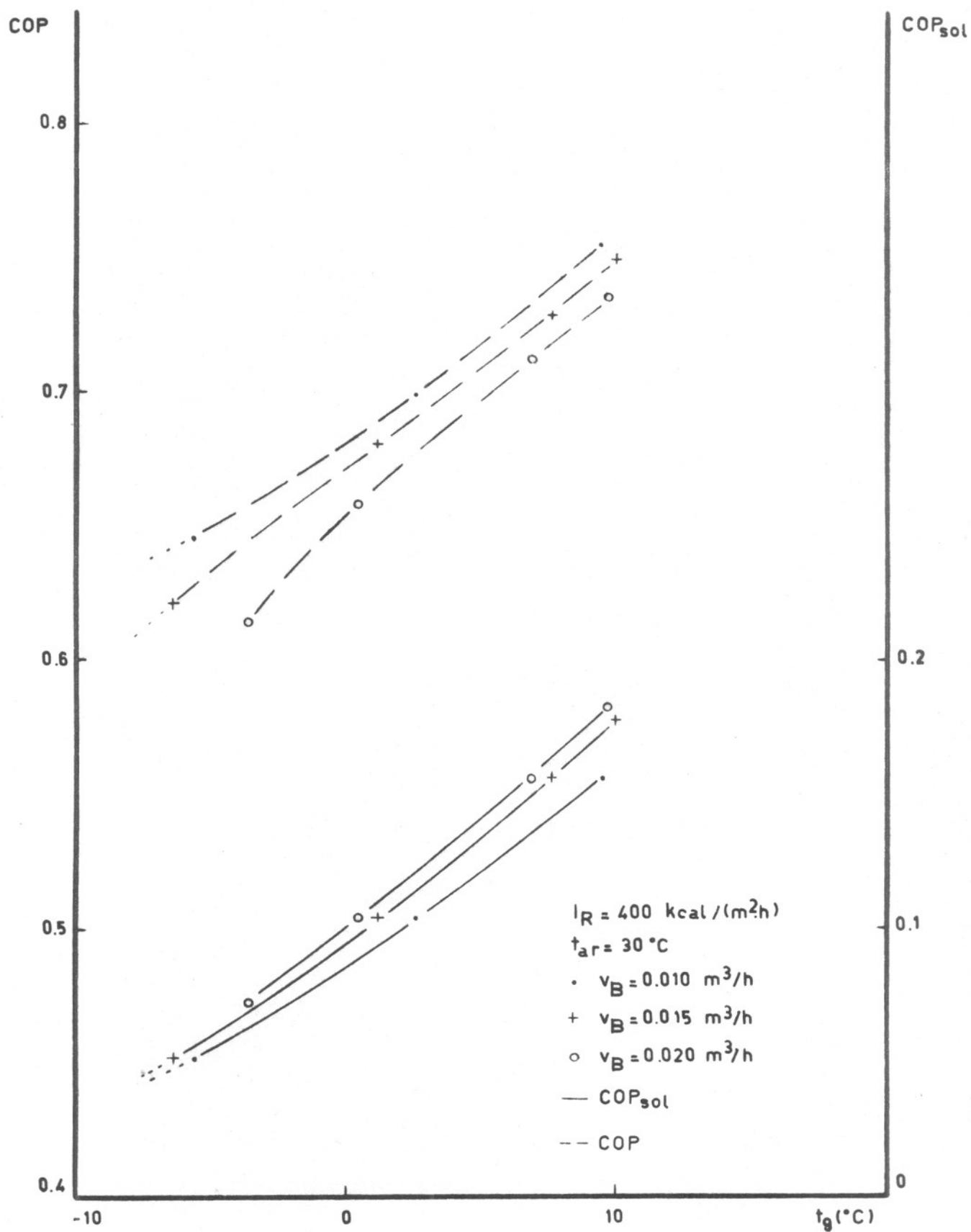


Fig 23 COP,  $\text{COP}_{sol}$  vs  $t_g$  para  $t_{ar} = 30^\circ\text{C}$

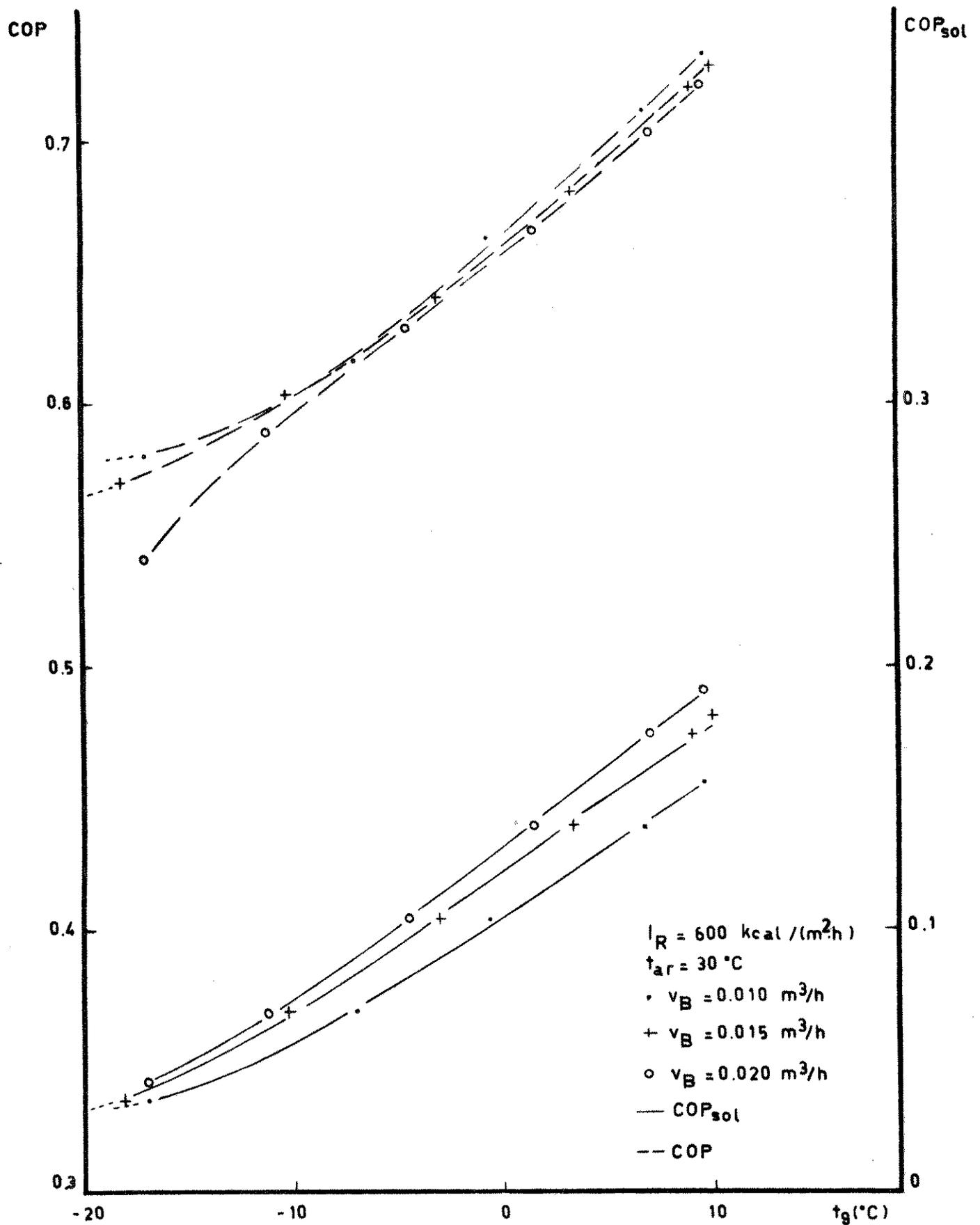


Fig 24 COP,  $COP_{sol}$  vs  $t_g$  para  $t_{ar} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

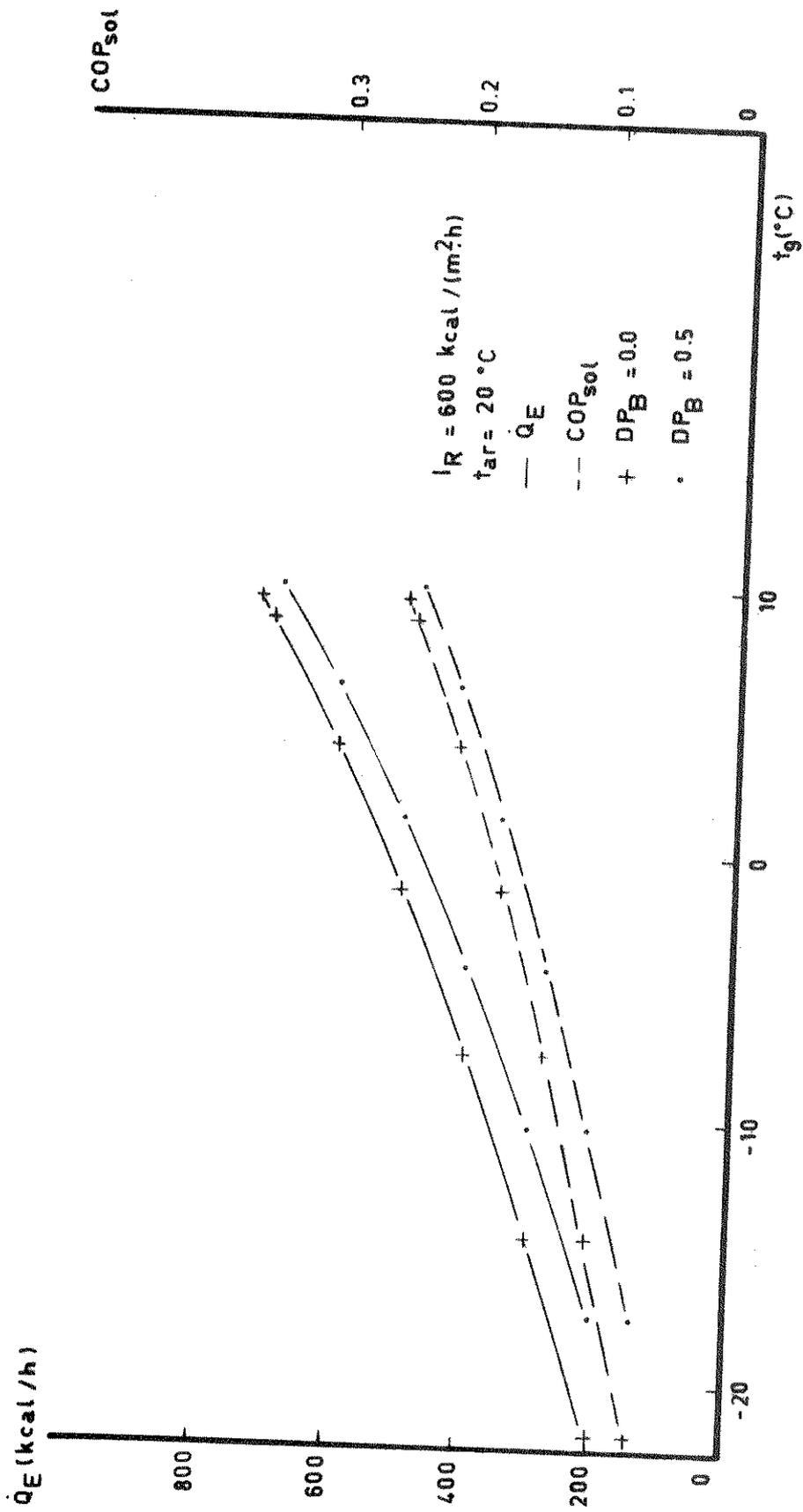


Fig 25 Efeito de  $\Delta P_B$  em  $\dot{Q}_E$  e  $COP_{sol}$

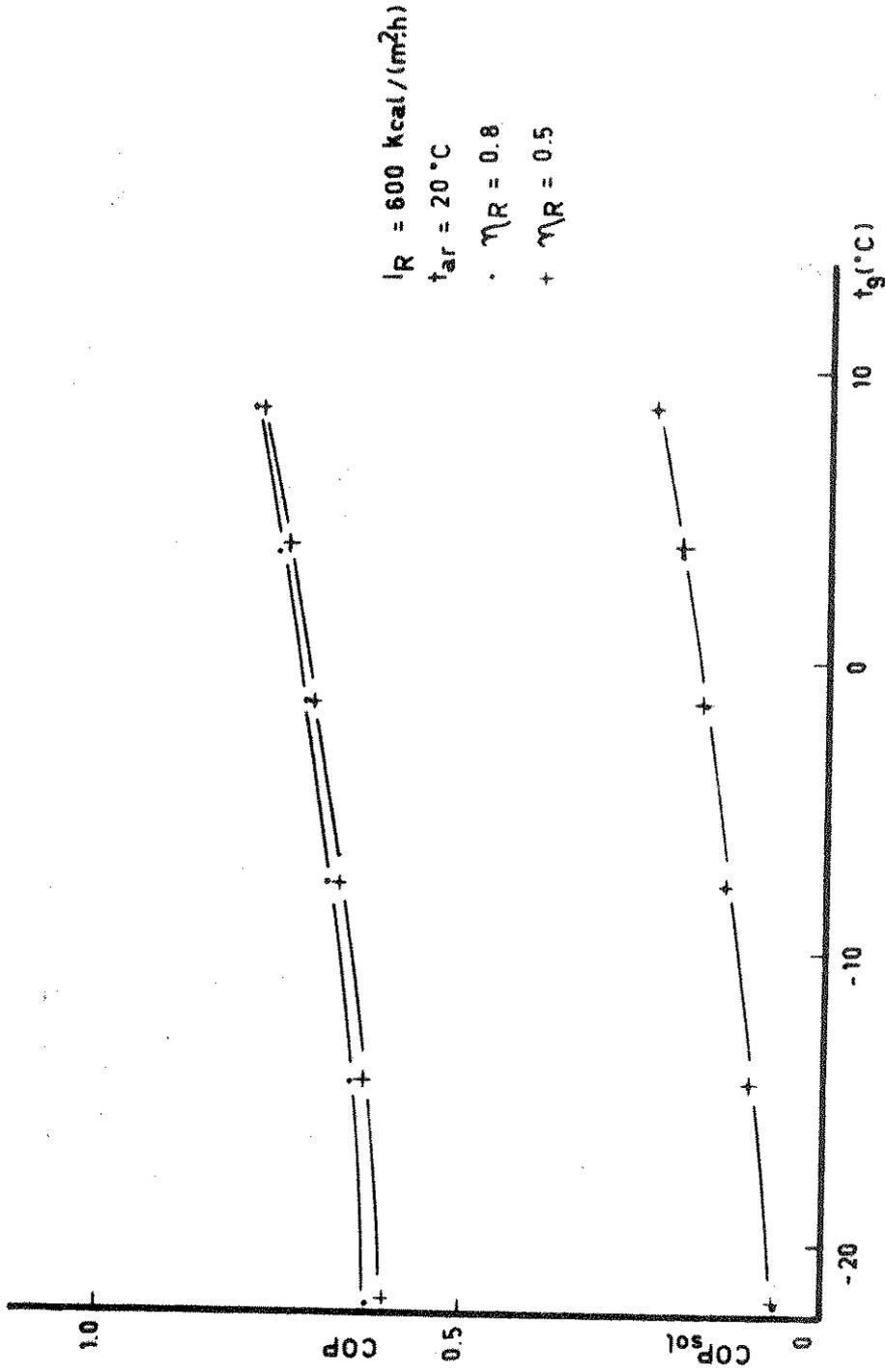


Fig 26 Efeito de  $\eta_R$  em COP e COP<sub>sol</sub>

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

1 - Com base nos estudos da literatura, apresentamos um método para calcular todos os dados necessários ao estudo da intensidade da radiação, sobre uma dada superfície na Terra. Com os nossos dados calculados para a cidade de Campinas e a comparação com os dados medidos pelo Instituto Agrônomo, os desvios médios da intensidade de radiação solar variam entre 3 e 8%, indicando que o método é adequado e poderá ser utilizado em qualquer região do hemisfério sul, desde que se tenham os dados heliográficos disponíveis.

2 - O comportamento operacional do nosso sistema de absorção operado por energia solar é altamente afetado pelos parâmetros principais ( $I_R$ ,  $t_{ar}$  e  $\dot{v}_B$ ). Os efeitos da intensidade da radiação solar ( $I_R$ ), e da temperatura ambiente ( $t_{ar}$ ), são consequências da construção especial do nosso sistema, que utiliza ar ambiente para resfriamento e aquecimento direto da solução amônia-água. Estas características o diferenciam dos outros sistemas de absorção solar existentes em estudo, os quais utilizam resfriamento a água e um aquecimento indireto da solução. Enquanto os parâmetros de radiação solar e temperatura ambiente atuam independente de um controle, a vazão da bomba e a temperatura (pressão) de evaporação podem ser controladas, permitindo assegurar um bom funcionamento do sistema.

3 - O desempenho de nosso sistema de absorção propriamente dito (COP) e a eficiência do nosso coletor plano ( $\eta_c$ ) mostram valores que concordam com os dados da literatura. Entretanto o acoplamento deles caracteriza-se por um desempenho ( $COP_{sol}$ ), em função da temperatura

ra de evaporação ( $t_g$ ), altamente variável e nas temperaturas de evaporação altas aparentemente superior à outros sistemas.

Estas conclusões sugerem finalmente que o nosso sistema de absorção operado por energia solar, merece uma continuação para o seu desenvolvimento. Neste caso a pesquisa compreenderia os seguintes trabalhos:

- adquirir dados experimentais do funcionamento do sistema, para compará-los com os resultados teóricos obtidos neste trabalho.
- introduzir acumulação e controle.
- avaliação econômica em comparação com outros sistemas existentes.

## NOMENCLATURA

TEXTO	PROGRAMA
$(AU)_{TC}$ capacidade térmica do trocador de calor ( $\text{kcal/h}^{\circ}\text{C}$ )	AUTC
$A_G$ área do gerador ( $\text{m}^2$ )	AG
$A_i$ área de superfície interna ( $\text{m}^2$ )	
$a$ fator de transmitância e absorvância do coletor	A
COP coeficiente de "performance"	COP
$COP_{sol}$ coeficiente de "performance" do sistema solar	COPSOL
$c_p$ calor específico ( $\text{kcal}/(\text{kg}^{\circ}\text{C})$ )	
$C_A$ parâmetro do absorvedor ( $\text{kcal}/(\text{h}^{\circ}\text{C})$ )	CA
$C_C$ parâmetro do condensador ( $\text{kcal}/(\text{h}^{\circ}\text{C})$ )	CC
$d$ declinação solar (Grau)	
$d_i$ diâmetro interno do tubo do coletor (m)	DI
$\bar{E}$ radiação diária (média mensal) ( $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{dia})$ )	
$F$ fluxo de massa de solução rica ( $\text{kg}/\text{kg NH}_3$ )	FN
$F_{AB}$ fator de emissividade mútua	
$g$ constante gravitacional ( $\text{m}/\text{h}^2$ )	G
$Gr$ número de Grashof	GR

HCL	hora civil local (hora)	
HSL	hora solar local (hora)	
$h_i$	coeficiente de transferência de calor de película interna (kcal/(m <sup>2</sup> .h.°C))	
$h_{ar}$	coeficiente de transferência de calor de película externa (kcal/(m <sup>2</sup> .h.°C))	HA
$h_s$	coeficiente de transferência de calor entre solução e tubo coletor (kcal/(m <sup>2</sup> .h.°C))	HS
$h_L$	entalpia do líquido (kcal/kg)	HL
$h_V$	entalpia do vapor (kcal/kg)	HV
$h$	ângulo horário (Grau)	
$h_r$	coeficiente de transferência de calor por radiação (kcal/(m <sup>2</sup> .h.°C))	HR
$h_{p-v}$	coeficiente de transferência de calor aparente (kcal/(m <sup>2</sup> .h.°C))	HPV
HU	hora universal (hora)	
HS	hora "standard" (hora)	
$I_R$	radiação solar horária (kcal/(m <sup>2</sup> .h))	E
$I_o$	constante solar (kcal/(m <sup>2</sup> .h))	
J	radiação em dias claros (kcal/(m <sup>2</sup> .dia))	
$k_p$	condutividade térmica da placa do cole- tor (kcal/(m.h.°C))	DKP

k	condutividade térmica (BTU/(ft.h.F))	
$k_{is}$	condutividade térmica do isolamento do coletor (kcal/(m.h.°C))	DKIS
$L_{st}$	longitude "standard" (Grau)	
$L_{loc}$	longitude local (Grau)	
L	latitude (Grau)	
$L_T$	comprimento do tubo (ft)	
m	distância entre dois tubos (coletor) (m)	BM
$\dot{m}_{ar}$	fluxo de massa de ar (kg/h)	
$\dot{m}_R$	fluxo de massa de refrigerante (kg/h)	RM
M	massa molecular	
Nu	número de Nusselt	TNU
n	número de horas de sol (hora)	
N	número máximo de horas de sol (hora)	
$P_A$	pressão alta (kg/cm <sup>2</sup> )	PA
$P_{BE}$	pressão baixa no evaporador (kg/cm <sup>2</sup> )	PBE
$P_{BA}$	pressão baixa no absorvedor (kg/cm <sup>2</sup> )	PBA
Pr	número de Prandtl	
$P_{OB}$	potência da bomba	POB
$\dot{Q}$	fluxo de calor útil (kcal/h)	QQ__

$\dot{q}_v$	intensidade de transferência de calor através dos vidros (kcal/(m <sup>2</sup> .h))	DQV
$\dot{q}_T$	fluxo de calor na superfície interna do tubo do coletor (kcal/(m <sup>2</sup> .h))	QT
q	calor transferido por kg NH <sub>3</sub> (kcal/kg)	Q__
$\dot{q}_{is}$	intensidade de transferência de calor através do isolamento (kcal/(m <sup>2</sup> .h))	DQIS
$R_i$	fator de incrustação interna (m <sup>2</sup> .h.°C)/kcal)	RG
Re	número de Reynolds	RE
R	fator de incrustação ((m <sup>2</sup> .h.°C)/kcal)	RG
T	temperatura (Grau Kelvin)	T__C
t	temperatura (°Celsius)	T__
$t_c$	temperatura média da superfície do coletor (°Celsius)	TC
$t_{ar}$	temperatura ambiente (°Celsius)	TA
$t_T$	temperatura da parede do tubo do coletor (°Celsius)	TAA
U	coeficiente global de transmissão de calor ((m <sup>2</sup> .h.°C)/kcal)	
$v_t$	refluxo teórico	VT
v	refluxo real	V

$v_v$	velocidade do vento (m/seg)	VAR
$\dot{v}_B$	vazão da bomba (m <sup>3</sup> /h)	VB
$W_i$	porcentagem ponderal dos constituintes (%)	
X	parâmetros de aletas	X
$x_M$	fração molar	
XV	concentração do vapor	XV
XL	concentração do líquido	XL
Z	zenite solar (Grau)	
$\alpha$	absortividade	
$\beta$	altitude (Grau)	
$\beta_{ar}$	coeficiente de expansão volumétrica do ar (k <sup>-1</sup> )	BETA
$\gamma$	azimute de parede solar (Grau)	
$\delta_{ar}$	espessura da camada de ar (coletor) (m)	SA
$\delta_p$	espessura da placa (coletor) (m)	SP
$\delta_{is}$	espessura do isolamento (m)	SIS
$\Delta P_B$	queda de pressão de absorção (kg/cm <sup>2</sup> )	SPB
$\Delta t_i$	diferença de temperatura inicial (Grau Celsius)	

$\Delta t_s$	diferença média logarítmica de temperatura entre solução e tubo do coletor (Grau Celsius)	DTS
$\Delta T$	diferença de temperatura entre a placa e o vidro do coletor (K)	$\Delta TCV$
$\epsilon$	emissividade	
$\epsilon_v$	emissividade do vidro	EMV
$\epsilon_p$	emissividade da placa	EMP
$\epsilon_{TC}$	efetividade do trocador de calor	
$\epsilon_c$	inclinação do coletor (Grau)	EP
$\eta_R$	eficiência de retificação	RNETA
$\eta_{al}$	eficiência de aletas	ANETA
$\eta_c$	eficiência do coletor	
$\eta_B$	eficiência da bomba	BNETA
$\theta$	ângulo incidente (Grau)	
$\mu$	viscosidade dinâmica (Poise)	
$\nu_{ar}$	viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /h)	VI
$\rho$	refletividade	
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzman (W/(m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> ))	SIGMA
$\tau$	transmissividade	
$\phi$	azimute (Grau)	

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- /1/ ACHTZIGER, J. - Experimental Determination of the Equivalent Thermal Conductivity of Air Spaces at Low Temperature. International Institute of Refrigeration, Annexe 1976-2, pág. 43-53.
- /2/ ANUÁRIO ASTRONÔMICO - Instituto Astronômico e Geofísico. Universidade de São Paulo, 1980.
- /3/ ANDERSON, P.P. - Solar-Operated Absorption Water Chiller. A Comparison of Aqueous Bromide and Aqua Ammonia Cycles. ASHRAE Transactions, vol. 82, Semiannual Meeting, Feb. 1976, Dallas, Texas, pág. 959 - 965.
- /4/ ASHRAE - Handbook of Applications. American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers. Inc. 1974, U.S.A.
- /5/ ASHRAE - Handbook of Fundamentals. ASHRAE Inc. 1977, U.S.A.
- /6/ ASHRAE - Handbook of Applications. ASHRAE Inc., 1978, U.S.A.
- /7/ DUFFIE, J.A. e BECKMAN, W.A. - Solar Energy Thermal Processes. John Wiley and Sons, New York, 1974.
- /8/ FIGUEIREDO, J.R. - Projeto e Modelamento Teórico de um Sistema de Refrigeração por Absorção a Energia Solar (Tese de Mestrado, FEC, Unicamp, 1980).
- /9/ GARGIONI, S.L, FERREIRA, R.T.S. e SILVEIRA, S.R.P. - Refrigeração por Absorção. Publicação Universidade Federal de Santa Catarina, 1972.

- /10/ HALASZ, L. - Capítulos da Técnica de Refrigeração. (Apostila) Fundação Tropical de Pesquisas e Tecnologia, 1980.
- /11/ HOTTEL, C.H. - A Simple Model for Estimating the Transmittance of Direct Solar Radiation through Clear Atmospheres. Solar Energy, vol. 18. Pergamon Press, Great Britain, 1976.
- /12/ ISACHENKO, V.; OSIPOVA, V.; SUKOMEL, A. - Heat Transfer. Mir Publishers, 1974.
- /13/ JAIN, P.C.; GABLE, G.K. - Equilibrium Property data Equations for Aqua - Ammonia Mixtures. ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Pennsylvania, Jan. 1971.
- /14/ KAYS, W.M.; LONDON, A.L. - Compact Heat Exchanger. McGraw Hill Company, 1955.
- /15/ KREITH, F. - Princípios da Transmissão de Calor. Edgard Blucher Ltda, São Paulo, 1969.
- /16/ KROCHTA, J.M.; RUMSEY, T.R. - Solar Energy Cooling and Freezing of Food: A computer Analysis. Western Regional Research Laboratory Agricultural Research Service, U.S. Dep. of Agriculture. Berkeley, California, 1976.
- /17/ LEE, J.F. e SEARS, F.W. - Termodinâmica. Ao Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, 1969.
- /18/ LOEWER, H. - Solar-Kühlung in der Klimatechnik (Refrigeração solar na Técnica de Condicionamento de Ar). Ki Klima + Kalte Ingenieur, 1978, pág. 155-162.
- /19/ MACEDO, I.C. - Estimativa das Médias Mensais de Radiação Solar Direta e Difusa. Relatório interno da FEC, Unicamp, 1976.

- /20/ MACRISS, R.A. - Selecting Refrigerant - Absorbent Fluid System of Solar Energy Utilization Meeting: ASHRAE Transaction vol. 82, Semianual. Feb. 1976, Dallas, Texas, pag. 975 - 988.
- /21/ MATARASSO, P. - La Production de Froid par Energie Solaire, Comparaison de quelques Solutions. Centre National de la Recherche Scientifique, PIRDES, 1979.
- /22/ PERRY, R.H. e CHILTON, C.H. - Manual de Engenharia Química. Guanabara Dois S.A., 5<sup>a</sup> edição, Rio de Janeiro, 1980.
- /23/ PLANK, R. - Handbuch der Kältetechnik (Manual de Técnica de Refrigeração). Springer-Verlag, Berlin, 1959 vol. 7.
- /24/ PORTER, J.M. - The Use of Commercially Available Absorption Units on Solar-Powered Cooling Systems. ASHRAE Transactions, vol. 82. Semianual Meeting, Feb. 1976. Dallas, Texas, pag. 943-949.
- /25/ ROGERS, G.F.C., MAYHEW, Y.R. - Engineering Thermodynamics Work and Heat Transfer. Longman Group Limited, London, 1967.
- /26/ STOECKER, W.F. - A Generalized Program for Steady-State System Simulation. ASHRAE Semiannual Meeting, Jan. 1971.
- /27/ STOECKER, W.F. - Design of Thermal Systems. McGraw Hill Book Company, 1971.
- /28/ STOECKER, W.F. - Computer Simulation of the Performance of an Aqua-Ammonia Absorption Refrigeration System, 149 International Refrigeration Congress, Moscow, 1975.

- /29/ THRELKELD, J. - Thermal Environmental Engineering.  
Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey,  
1970.
- /30/ VON CUBE, H.L. - Handbuch der Kältetechnik (Livro  
Texto da Técnica de Refrigeração) vol. 1,  
C.F. Müller, 1975.

APÊNDICE I

Equações das Propriedades de Equilíbrio da Mistura Amônia-  
-Água

As equações polinomiais apresentadas por Jain e Gable /13/ foram elaboradas em unidades inglesas onde:

$$T = f (XL, P)$$

$$hL = f (XL, T)$$

$$XV = f (XL, P)$$

$$hV = f (XV, P)$$

P = pressão	psia
XL = concentração do líquido	lb NH <sub>3</sub> /lb solução
T = temperatura	F
hL = entalpia do líquido	BTU/lb
XV = concentração do vapor	lb NH <sub>3</sub> /lb mistura do vapor
hV = entalpia do vapor	BTU/lb mistura de vapor

Para uma faixa de alta pressão de  $250 \leq P \leq 350$  psia tem-se:

$$T = -240,11 XL^5 + 346,31 XL^4 - 27,12 XL^3 + 166,94 XL^2$$

$$- 535,76 XL + 0,038839 XL P - 0,00018053 XL P^2$$

$$+ 305,04 + 0,44631 - 0,00024284 P^2$$

$$hL = 561,86 XL^5 - 1929,6 XL^4 + 2343,3 XL^3 - 828,41 XL^2$$

$$- 103,48 XL - 76,824 + 1,12703 T$$

$$XV = 1,0 - (1,0 - XL)^R$$

onde

$$R = 10,749 XL^5 - 17,869 XL^4 + 4,0279 XL^3 - 1,3086 XL^2 \\ + 0,0025622 XL^2 P - 0,004256 P + 7,1588$$

Se  $0,1 \leq XL \leq 0,5$  tem-se que

$$hV = -1342,65 XV^4 + 2954,4 XV^3 - 2485,3 XV^2 + 391,37 XV \\ + 1080,9 + 8,37 \cdot 10^{-9} T^4 + (-3,7752 \cdot 10^{-5} T^3 \\ + 0,027252 T^2 - 5,9429 T) (1,0 - XV) + 0,54663 T \\ (1,0 - XV)^2 - 3,1313$$

Se  $XL > 0,36$  tem-se que

$$hV = 0,068765 XVT^4 + 2,0794 XVT^3 + 24,839 XVT^2 \\ + 144,63 XVT + 911,73 + 8,37 \cdot 10^{-9} T^4 + (-3,7752 \\ 10^{-5} T^3 + 0,027252 T^2 - 5,9429 T) (1,0 - XV) + \\ 0,54663 T (1,0 - XV)^2 - 3,1313$$

onde

$$XVT = \ln(1 - XV) \quad \text{para } XV < 0,99996$$

$$XVT = \ln(0,00004) \quad \text{para } XV > 0,99996$$

Para uma faixa de baixa pressão de  $50 \leq P \leq 80$  tem-se

$$\begin{aligned} T = & -692,82 XL^5 + 1673,3 XL^4 - 1424,98 XL^3 \\ & + 787,79 XL^2 - 584,78 XL - 0,34428 XL P \\ & + 0,00011334 XL P^2 + 203,8 + 1,8362 P \\ & - 0,0060111 P^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} hL = & - 656,458 XL^4 + 1358,93 XL^3 - 498,318 XL^2 \\ & - 182,534 XL - 57,1775 + 1,09174 T \end{aligned}$$

$$XV = 1,0 - (1,0 - XL)^R$$

onde

$$\begin{aligned} R = & 108,485 XL^5 - 229,009 XL^4 + 155,247 XL^3 \\ & - 41,0442 XL^2 + 11,2925 - 0,031256 P + \\ & 0,0213337 XL^2 P \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} hV = & - 4,94 \cdot 10^{-6} T^3 + 0,00149518 T^2 + 0,415871 T \\ & + 530,976 + (4,05554 \cdot 10^{-5} T^3 - 0,0290022 T^2 \\ & + 6,79126 T) (1 - XV) \end{aligned}$$

Ainda que estas equações possuam limitações com relação à pressão e algumas vezes nossos cálculos estão fora desta faixa, verificamos porém que o erro é menos do que o provocado por uma leitura no diagrama de Merkel-Bosnjakovic.

## APÊNDICE II

### Cálculo das Médias Mensais de Radiação Solar Direta e Difusa sobre o Coletor do Sistema de Absorção da Unicamp.

O coletor do sistema encontra-se direcionado para o Norte, com uma inclinação  $\epsilon_c = 33,6^\circ$ .

A cidade de Campinas está localizada a:  $47^\circ 04'$  de longitude oeste e  $22^\circ 53'$  de latitude sul. A hora "standard" é dada com relação a longitude de  $45^\circ$  oeste e segundo o item 2.3.4, determinou-se para Campinas a hora civil local (HCL).

Exemplo:

HS = 10:00 horas

HCL = ?

Da equação (2.3):

$$\text{HCL} = 10:00 + 4 (45^\circ - 47^\circ 04')$$

$$\text{HCL} = 9:52 \text{ horas}$$

Portanto a HCL será sempre 8 minutos mais atrasada que a hora "standard" ( $45^\circ \text{ LO}$ ).

Segundo a equação (2.5) e os dados de equação do tempo da tabela 2.1, determinou-se a hora solar local (HSL), para os 12 meses do ano.

Com os dados de HSL e a equação (2.3), determinou-se o ângulo horário (h) para as horas do dia e os meses do ano. A Figura A II.1 mostra que a variação entre a HSL e a HS é linear, portanto a qualquer hora do dia pode-se obter a HCL correspondente.

Com os dados de declinação (d), e a equação (2.6), calcularam-se os valores do ângulo de altitude ( $\beta$ )

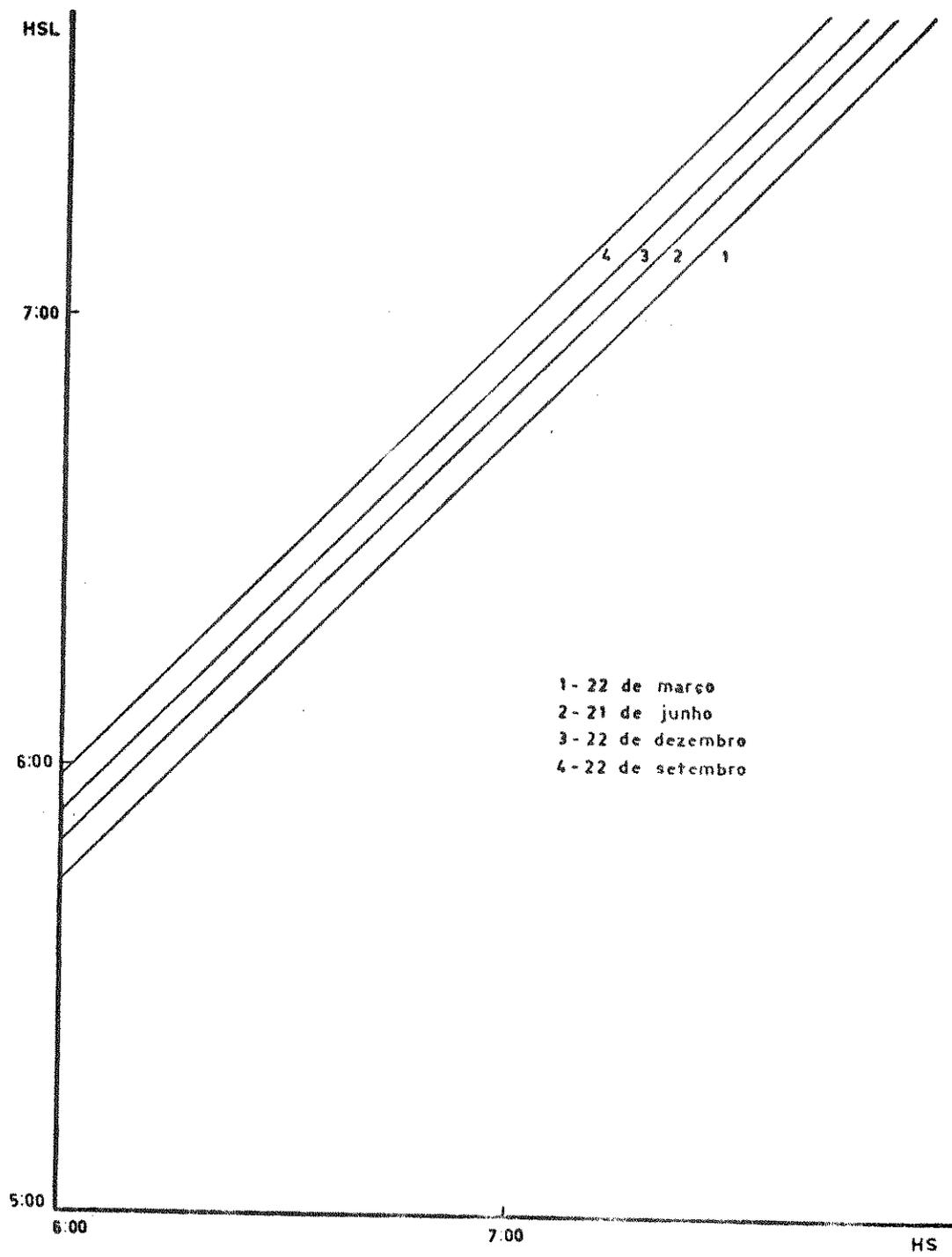


Fig A II 1 Hora solar vs hora "standard"

mostrados na Tabela 1.

Os valores do ângulo azimute ( $\phi$ ), calculados se gundo a equação (2.7) encontram-se na Tabela 2.

Como o coletor do sistema, está virado diretamente para o Norte, o ângulo azimute de parede solar ( $\gamma$ ) é igual ao ângulo azimute ( $\phi$ ), como pode-se concluir da Figura A II.2, pois  $\alpha=0$ .

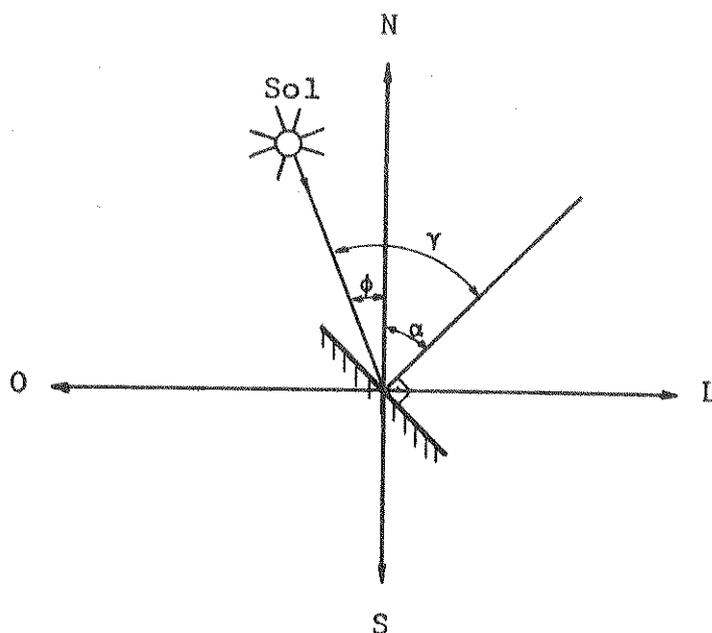


Figura A II.2 - Ângulos entre sol e superfície

O ângulo de incidência ( $\theta$ ), foi calculado se gundo a equação (2.9) e os valores encontram-se na Tabela 3.

Para podermos determinar o fluxo da radiação direta ( $I_D$ ) precisamos determinar a transmitância ( $\tau_D$ ) da da pela equação (4.2).

Assim, as constantes  $a_0$ ,  $a_1$  e  $k$ , para um determinada atmosfera, são obtidas relacionando-se os valores das constantes  $a_0^*$ ,  $a_1^*$  e  $k^*$ , determinadas para a Atmosfera "standard" 1962, com os respectivos fatores de correção  $r_0$ ,  $r_1$  e  $r_k$ . As constantes e os fatores de correção são mostrados nas Tabelas A II.1 e 2 respectivamente.

TABELA A II.1 - Constantes  $a_0^*$ ,  $a_1^*$  e  $k^*$  para Atmosfera "Standard" - 1962.

Altitude (km)		0	0,5	1	1,5	2
23 km	$a_0^*$	0,1283	0,1742	0,2195	0,2582	0,2915
Visibilidade	$a_1^*$	0,7559	0,7214	0,6848	0,6532	0,6265
	$k^*$	0,3878	0,3436	0,3139	0,2910	0,2745
5 km	$a_0^*$	0,0270	(0,063)	0,0964	(0,126)	(0,153)
Visibilidade	$a_1^*$	0,8101	(0,804)	0,7978	(0,793)	(0,788)
	$k^*$	0,7552	(0,573)	0,4313	(0,330)	(0,269)

TABELA A II.2 - Fatores de correção para diferentes tipos de clima.

CLIMA	$r_0$		$r_1$	$r_k$
	23 km Visicilid.	5 km Visibilid.		
Tropical	0,95	0,92	0,98	1,02
Lat.-Média	0,97	0,96	0,99	1,02
Sub Ártico (verão)	0,99	0,98	0,99	1,01
Lat.-Média (inverno)	1,03	1,04	1,01	1,00

Para valores de altitude (A), entre 0 e 2,5 km, que não constam da Tabela A II.1, as constantes são calculadas pelas seguintes equações:

- para visibilidade igual a 23 km:

$$a_o^* = 0,4237 - 0,00821 (6-A)^2 \quad (1)$$

$$a_1^* = 0,5055 + 0,00595 (6,5 - A)^2 \quad (2)$$

$$k^* = 0,2711 + 0,01858 (2,5 - A)^2 \quad (3)$$

- para visibilidade igual a 5 km:

$$a_o^* = 0,2538 - 0,0063 (6-A)^2 \quad (4)$$

$$a_1^* = 0,7678 + 0,001 (6,5 - A)^2 \quad (5)$$

$$k^* = 0,249 + 0,081 (2,5 - A)^2 \quad (6)$$

Sabe-se que:

$$r_o = \frac{a_o}{a_o^*} \quad (7)$$

$$r_1 = \frac{a_1}{a_1^*} \quad (8)$$

$$r_k = \frac{k}{k^*} \quad (9)$$

Portanto para qualquer tipo de atmosfera pode-se calcular a transmitância direta ( $\tau_D$ ), para diferentes níveis

de solo e valores de visibilidade.

A cidade de Campinas está a uma altitude média de 0,6 km e como todo o país, possui clima tropical. De acordo com a Tabela A II.1, as constantes  $a_0^*$ ,  $a_1^*$  e  $k^*$  são dadas para dois valores de visibilidade e varias altitudes segundo as equações de 1 à 6 calculou-se as constantes para altitude de 0,6 km. Através de interpolações lineares /11/, com as médias mensais de visibilidade cedidas pelo Departamento de Meteorologia do Aeroporto de Viracopos e as equações 7, 8 e 9, foram determinados os valores das constantes  $a_0$ ,  $a_1$  e  $k$  para a cidade de Campinas. Estes dados encontram-se na Tabela A II.3.

Com a equação (4.2) os valores de  $\tau_D$  foram determinados e encontram-se na Tabela 4.

A equação (4.1) permitiu-nos conhecer os valores da radiação direta em dias claros, por hora ( $I_D$ ) e a radiação direta em dias claros no dia médio do mês ( $J_D$ ), para os meses do ano, como mostra a Tabela 5.

Para o cálculo da média mensal da radiação direta ( $\bar{E}_D$ ), através da equação (4.3) foi preciso conhecer os valores da fração de insolação de Campinas /19/.

Através da equação (4.5) calculou-se  $\bar{K}_D$  e por interpolações lineares /19/, utilizando a Tabela A II.4, foram determinados os valores mensais de  $\bar{K}_d$  e  $\bar{K}_T$ .

Assim, as médias mensais de radiação diária direta, difusa e total, que incidem sobre o coletor do sistema foram calculadas e encontram-se na Tabela 6.

Para melhor verificar-se a validade deste método de cálculo, determinaram-se também as médias mensais da radiação diária total para um coletor na posição horizontal ( $\bar{E}_{TH}$ ). Esses dados foram comparados aos valores de  $\bar{E}_{TH}$  medidos pelo Departamento de Climatologia Agrícola do Instituto Agronômico de Campinas (medidas correspondentes à 17 anos, 1956-1972). Verificou-se através da Tabela A II.5 que o desvio médio está ao redor de 3% e o erro máximo é 8%.

	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
Visib. (km)	18	18	15	15	16	15	14	13	11	14	17	15
$a_0^*$	0,1525	0,1525	0,1322	0,1322	0,1382	0,1322	0,1261	0,1201	0,1081	0,1261	0,1442	0,1322
$a_1^*$	0,7382	0,7382	0,7528	0,7428	0,7483	0,7528	0,7582	0,7626	0,7726	0,7582	0,7428	0,7528
$k^*$	0,3922	0,3922	0,4281	0,4281	0,4162	0,4281	0,4401	0,4520	0,4723	0,4401	0,4042	0,4281
$\gamma_0$	0,9416	0,9416	0,9367	0,9367	0,9383	0,9367	0,9350	0,9333	0,9300	0,9350	0,9400	0,9367
$\gamma_1$	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800	0,9800
$\gamma_k$	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200	1,0200
$a_0$	0,1436	0,1436	0,1238	0,1238	0,1297	0,1238	0,1179	0,1121	0,1005	0,1179	0,1355	0,1238
$a_1$	0,7234	0,7234	0,7377	0,7377	0,7333	0,7377	0,7430	0,7473	0,7571	0,7430	0,7279	0,7377
$k$	0,4000	0,4000	0,4367	0,4367	0,4245	0,4367	0,4489	0,4610	0,4817	0,4489	0,4123	0,4367

TABELA A II.3 - (\*STANDARD ATMOSPHERE) VALORES DE VISIBILIDADE PARA CAMPINAS E DAS CONSTANTES  $a_0$ ,  $a_1$  e  $k$ .

TABELA A II.4 - Relação entre  $\bar{K}_T$ ,  $\bar{K}_D$  e  $\bar{K}_d$

$\bar{K}_D$	0,121	0,217	0,312	0,426
$\bar{K}_d$	0,179	0,183	0,188	0,174
$\bar{K}_T$	0,300	0,400	0,500	0,600

TABELA A II.5 - Comparação dos valores de  $\bar{E}_{TH}$  medidos e calculados

MESES	$\bar{E}_{TH}$ (medido) kcal/m <sup>2</sup> . dia	$\bar{E}_{TH}$ (calculado) kcal/m <sup>2</sup> . dia	DIFER. %
JAN	4.420,4	4.688,8	+6
FEV	4.300,0	4.346,0	+1
MAR	4.239,8	4.100,2	-3
ABR	3.887,2	3.757,6	-3
MAI	3.319,6	3.128,9	-6
JUN	2.906,8	2.691,0	-7
JUL	3.113,2	2.861,7	-8
AGO	3.517,4	3.354,0	-5
SET	3.672,2	3.662,5	-0,3
OUT	4.007,6	4.116,9	+3
NOV	4.549,4	4.720,7	+4
DEZ	4.351,6	4.509,1	+4

### APÊNDICE III

#### Perdas de Calor do Coletor Plano através dos Vidros

Segundo o método apresentado por Duffie e Beckmann /7/, o coeficiente de transferência de calor a parente, entre placas e o vidro ( $h_{p-v_1}$ ) (paralelos e com mesma inclinação  $\epsilon_c$ ), é dado na forma de número de Nusselt (Nu) em função do número Grashof (GR) (eq. 2.19)

$$h_{p-v_1} = (Nu k_{ar}) / \delta_{ar} \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

onde:

$$Nu = (0,06 - 0,017 (\epsilon_c/90)) Gr^{1/3}$$

$$Gr = (g \beta \Delta T \delta_{ar}^3) / \nu_{ar}^2$$

$$\beta_{ar} = ((T_p - T_{v_1})/2)^{-1} \quad \text{K}^{-1}$$

$$\nu_{ar} = f(t) = (12,77 + 0,1036 t_p) 10^{-6} 3600 \quad \text{m}^2/\text{h}$$

$$k_{ar} = f(t) = (2,45 + 0,0076 t_p) 10^{-2} 0,86 \quad \text{kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$g - \text{constante gravitacional} = 127,1 10^6 \quad \text{m}/\text{h}^2$$

$$\beta_{ar} - \text{coeficiente de expansão volumétrica de ar} \quad \text{K}^{-1}$$

$$\Delta T - \text{diferença de temperatura entre a placa e o vidro} \quad \text{K}$$

$$\nu_{ar} - \text{viscosidade cinemática} \quad \text{m}^2/\text{h}$$

As equações para se calcular a viscosidade cinemática ( $\nu_{ar}$ ) e a condutividade térmica foram construídas segundo a ta bela apresentada por Isachenko et al /12/.

O coeficiente de transferência de calor por ra di ação (eq. 2.20) é:

$$h_{r1} = \frac{(\sigma (T_p + T_{v1}) (T_p^2 + T_{v1}^2))}{(\epsilon_p^{-1} + \epsilon_{v1}^{-1} - 1)} 0,86 \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

O calor perdido entre a placa e o primeiro vidro foi calcu lado (eq. 2.21) como:

$$\dot{q}_1 = (h_{p-v1} + h_{r1}) (t_p - t_{v1}) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

Segundo este mesmo raciocínio calculamos o calor perdido entre os dois vidros como:

$$\dot{q}_2 = (h_{v1-v2} + h_{r2}) (t_{v1} - t_{v2}) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

O coeficiente de convecção entre o segundo vi dro e o ar ambiente foi calculado (eq. 2.23) como:

$$h_{v2-ar} = 4,9 + 3,27 v_v \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

onde  $v_v$  = velocidade do vento  $\text{m}^3/\text{h}$

O coeficiente de radiação do vidro ao ar foi determinado como:

$$h_{r3} = \epsilon_v \sigma (T_{v2} - T_{ar}) (T_{v2}^2 + T_{ar}^2) 0,86 \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

onde

$\epsilon_v$  - emissividade do vidro

O calor transferido do segundo vidro ao ar será:

$$\dot{q}_3 = (h_{v2 - ar} + h_{r3}) (t_{v2} - t_{ar}) \quad \text{kcal}(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$$

Finalmente o calor perdido pelos vidros encontra-se através da seguinte igualdade (eq. 2.24):

$$\dot{q}_v = \dot{q}_1 = \dot{q}_2 = \dot{q}_3 \quad \text{kcal}/(m^2 \cdot h)$$

O programa em anexo, em linguagem Fortran, foi feito para solucionar 25 equações para duas incógnitas que são: temperatura do primeiro e segundo vidro ( $t_{v1}$  e  $t_{v2}$ ) e dois parâmetros que são: temperatura da placa ( $t_p$ ) e temperatura ambiente ( $t_{ar}$ ). Utilizamos o método de iterações sucessivas (apêndice V) seguindo o seguinte raciocínio:

- 1 - introdução dos parâmetros  $t_p$  e  $t_{ar}$  e dos valores iniciais de iteração de  $t_{v1}$  e  $t_{v2}$ .
- 2 - cálculo de  $\dot{q}_1$  e  $\dot{q}_2$ , seguindo as equações apresentadas no texto.
- 3 - comparação entre os valores de  $\dot{q}_1$  e  $\dot{q}_2$  (com certa tolerância) para achar o valor correto de  $t_{v2}$  (provavelmente não definitivo).
- 4 - cálculo de  $\dot{q}_v$
- 5 - comparação entre os valores de  $\dot{q}_v$  e  $\dot{q}_1$  (com certa tolerância) para achar o valor correto de  $t_{v1}$  (provavelmente não definitivo).

Variando os valores de  $t_{ar}$  de 20 à 35°C e de  $t_p$  de 60 à 105°C (valores arbitrários porém, possíveis segundo nossas condições) retiramos 160 valores de  $\dot{q}_v$  segundo os quais, construímos o gráfico A III.1 onde  $\dot{q}_v$  é mostrado em função de  $t_{ar}$  e  $t_p$ . Segundos esses resultados verificamos que a função é linear e a equação característica pode ser:

$$\dot{q}_v = a + b t_{ar}$$

Para três diferentes valores de  $t_p$  temos que:

$$t_{p1} \rightarrow \dot{q}_v = a_1 + b_1 t_{ar}$$

$$t_{p2} \rightarrow \dot{q}_v = a_2 + b_2 t_{ar}$$

$$t_{p3} \rightarrow \dot{q}_v = a_3 + b_3 t_{ar}$$

Como as retas não são exatamente equidistantes, consideramos que as constantes a e b caracterizam-se por equações de segunda ordem:

$$a = A_0 + A_1 t_p + A_2 t_p^2$$

$$b = B_0 + B_1 t_p + B_2 t_p^2$$

Segundo o método apresentado no item 2.6.3 e a Figura A III.1, determinamos a equação que caracteriza a perda de calor através dos vidros do coletor, que é função da temperatura ambiente e da temperatura da placa do coletor:

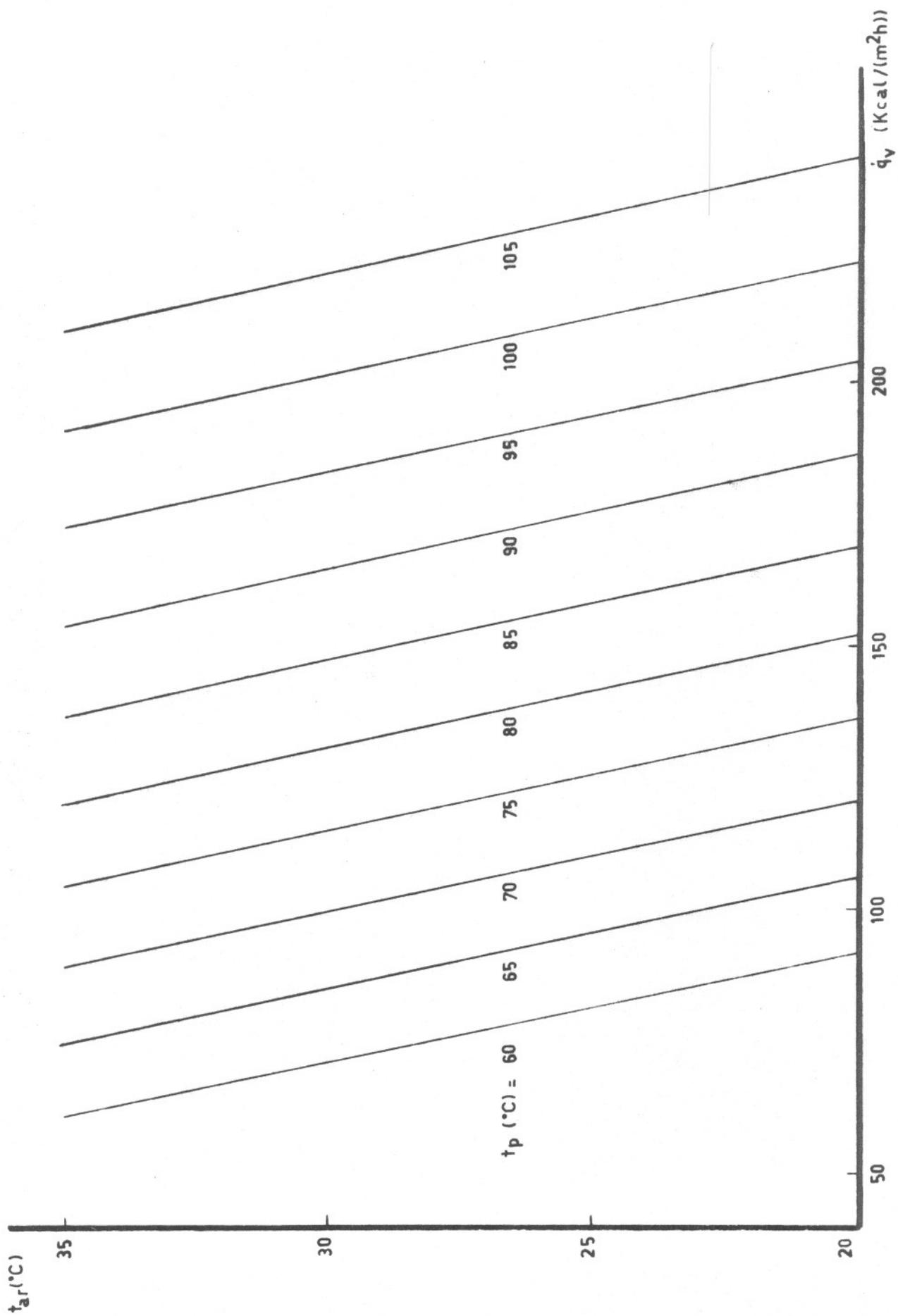


Fig AIII.1 Variação de  $t_{ar}$  vs  $q_v$

$$\dot{q}_v = (0,013742 t_p^2) + (1,053978 t_p) + (19,3893) +$$

$$((-5,778 \cdot 10^{-6} t_p^2) - (1,202 \cdot 10^{-3} t_p) - 1,979) t_{ar}$$

kcal/m<sup>2</sup>.h

Esta equação foi utilizada no programa de simulação do nosso sistema, para diminuir o tempo de cálculo do computador.

C  
C  
C  
C  
C

-----  
DETERMINACAO DAS TEMPERATURAS E DA PERDA DE CALOR  
DOS VIDROS DO COLETOR PLANO.  
-----

```
CALL IFILE(20,'COLET1.DAT')
CALL OFILE(21,'COLETS.DAT')
READ(20,1) EMP,EMV,EP,G,SA,SIGMA,VAR
1  FORMAT(7G)
   TC=60.
   G=0.0
2  TA=20.
   F=0.0
3  TV1=50.
   TV2=40.
   C=0
   D=1.
   DIFTV1=10000000.
   DTV1=1.
4  A=0
   B=1.
   DIFTV2=10000000.
   DTV2=1.
   BETA=1./(((TC+273.)+(TV1+273.))/2.)
   DTCV=(TC-TV1)
   VI=(12.77+0.1036*TC)*0.0036
   GR=(G*BETA*DTCV*SA**3.)/VI**2.
   TNU=(0.06-0.017*(EP/90.))*GR**0.33333
   DKP=(2.45+0.0076*TC)*0.0086
   HPV=(TNU*DKP)/SA
   HR1=((SIGMA*((TC+273.)+(TV1+273.))*((TC+273.)**2.))+((TV1+
1273.)**2.))/((1./EMP)+(1./EMV)-1.))*0.86
   R1=1./(HPV+HR1)
   Q1=(1./R1)*(TC-TV1)
5  BETA2=1./(((TC+273.)+(TV2+273.))/2.)
   DTCV2=(TC-TV2)
   VI2=(12.77+0.1036*TC)*0.0036
   GR2=(G*BETA2*DTCV2*SA**3.)/VI2**2.
   TNU2=(0.06-0.017*(EP/90.))*GR2**0.33333
   DKV2=(2.45+0.0076*TC)*0.0086
   HVV=(TNU2*DKV2)/SA
   HR2=((SIGMA*((TV1+273.)+(TV2+273.))*((TV1+273.)**2.))+((TV2
1+273.)**2.))/((1./EMV)+(1./EMV)-1.))*0.86
   R2=1./(HVV+HR2)
   Q2=(1./R2)*(TV1-TV2)
6  IF(A)6,6,7
   DIFER1=Q2-Q1
   GO TO 8
7  DIFER1=Q1-Q2
8  IF(ABS(DIFER1/Q2).LE.0.001)GO TO 12
   IF(B-1.)9,9,11
9  IF(DIFER1)10,10,11
10 DIFER1=-DIFER1
   DTV2=-DTV2
   A=1.
11 IF(ABS(DIFER1-DIFTV2).GT.ABS(DIFTV2))DTV2=-DTV2/10.
   TV2=TV2+DTV2
   DIFTV2=DIFER1
```

```

      B=B+1.
      GO TO 5
12     HA=5.7+3.8*VAR
      HR3=(EMV*SIGMA*((TV2+273.)+(TA+273.))*((TV2+273.))**2.+(TA
      1+273.))**2.))*0.86
      R3=1./(HA+HR3)
      UT=1./(R1+R2+R3)
      DQV=UT*(TC-TA)
      IF(C)13,13,14
13     DIFER2=DQV-Q1
      GO TO 15
14     DIFER2=Q1-DQV
15     IF(ABS(DIFER2/DQV).LE.0.001)GO TO 19
      IF(D-1.)16,16,18
16     IF(DIFER2)17,17,18
17     DIFER2=-DIFER2
      DTV1=-DTV1
      C=1.
18     IF(ABS(DIFER2-DIFTV1).GT.ABS(DIFTV1))DTV1=-DTV1/10.
      TV1=TV1-DTV1
      DIFTV1=DIFER2
      D=D+1.
      GO TO 4
19     WRITE(21,20)TA,TV1,TV2,DQV
20     FORMAT(5X,'TA=',F4.1,10X,'TV1=',F6.2,10X,'TV2=',F6.2
      1,10X,'DQV=',F8.3)
      TA=TA+1.
      F=F+1.
      IF(F-20.)21,21,22
21     GO TO 3
22     WRITE(21,23)TC
23     FORMAT(5X,'TC=',F6.2,/)
      TC=TC+5.
      G=G+1.
      IF(G-10)24,25,25
24     GO TO 2
25     STOP
      END

```

APÊNDICE IV

Equações Características do Sistema de Absorção por Energia Solar

Equações de Estado:

$$1) \quad t_1 = (((76,824 - (((561,86 \text{ XL}_1 - 1929,6) \text{ XL}_1 + 2343,3) \text{ XL}_1 - 828,41) \text{ XL}_1 - 103,48) \text{ XL}_1 + hL_1)/1,12703) - 32)/1,8 \quad ^\circ\text{C}$$

$$2) \quad t_{1s} = (((((-240,11 \text{ XL}_1 + 346,31) \text{ XL}_1 - 27,12) \text{ XL}_1 + 166,94) \text{ XL}_1 - 535,76) \text{ XL}_1 + (0,038839 - 0,18053 \cdot 10^{-3} P_A) \text{ XL}_1 P_A + 305,04 + (0,44631 - 0,24284 \cdot 10^{-3} P_A) P_A)/1,8 \quad ^\circ\text{C}$$

$$3) \quad t_4' = ((((((656,458 \text{ XL}_1 - 1358,93) \text{ XL}_1 + 498,318) \text{ XL}_1 + 182,534) \text{ XL}_1 + 57,1775 + hL_4')/1,09174) - 32)/1,8 \quad ^\circ\text{C}$$

$$4) \quad t_5 = (((((-240,11 \text{ XL}_1 + 346,31) \text{ XL}_1 - 27,12) \text{ XL}_1 + 166,94) \text{ XL}_1 - 535,76) \text{ XL}_1 + (0,038839 - 0,18053 \cdot 10^{-3} P_A) \text{ XL}_1 P_A + 305,04 + (0,44631 - 0,24284 \cdot 10^{-3} P_A) P_A) - 32)/1,8 \quad ^\circ\text{C}$$

- 5)  $t_5' = (((((-240,11 XL_5' + 346,31) XL_5' - 27,12) XL_5' + 166,94) XL_5' - 535,76) XL_5' + (0,038839 - 0,18053 \cdot 10^{-3} P_A) XL_5' P_A + 305,04 + (0,44631 - 0,24284 \cdot 10^{-3} P_A) P_A) - 32) / 1,8 \quad ^\circ C$
- 6)  $t_7 = ((-289,74 + (0,038839 - 0,18053 \cdot 10^{-3} P_A) P_A + 305,04 + (0,44631 - 0,24284 \cdot 10^{-3} P_A) P_A) - 32) / 1,8 \quad ^\circ C$
- 7)  $t_9 = ((-241,49 + (-0,34428 + 0,00011334 P_{BE}) P_{BE} + 203,8 + (1,8362 - 0,0060111 P_{BE}) P_{BE}) - 32) / 1,8 \quad ^\circ C$
- 8)  $t_4 = (((((-692,82 XL_1 + 1673,3) XL_1 - 1424,98) XL_1 + 787,79) XL_1 - 584,78) XL_1 + (-0,34428 + 0,00011334 P_{BA}) P_{BA} XL_1 + 203,8 + (1,8362 - 0,0060111 P_{BA}) P_{BA} - 32) / 1,8 \quad ^\circ C$

- 9)  $t_2 = (((((240,11 \text{ XL}_2 + 346,31) \text{ XL}_2 - 27,12) \text{ XL}_2 + 166,94) \text{ XL}_2 - 535,76) \text{ XL}_2 + (0,038839 - 0,18053 \cdot 10^{-3} P_A) \text{ XL}_2 P_A + 305,04 + (0,44631 - 0,24284 \cdot 10^{-3} P_A) P_A \quad ^\circ\text{C}$
- 10)  $XV_5 = 1 - (1 - XL_1)^{R_5}$
- 11)  $R_5 = (((((10,749 \text{ XL}_1 - 17,869) \text{ XL}_1 + 4,0276) \text{ XL}_1 - 1,3086) \text{ XL}_1 + 2,5622 \cdot 10^{-3} P_A \text{ XL}_1) \text{ XL}_1 - 4,256 \cdot 10^{-3} P_A + 7,1588$
- 12)  $XVT_5 = 1 - XV_5$
- 13)  $hL_2 = (((((561,86 \text{ XL}_2 - 1929,6) \text{ XL}_2 + 2343,3) \text{ XL}_2 - 828,41) \text{ XL}_2 - 103,48) \text{ XL}_2 - 76,824 + 1,12703 T_2)/1,8 \quad \text{kcal/kg}$
- 14)  $hL_3 = (((((561,86 \text{ XL}_2 - 1929,6) \text{ XL}_2 + 2343,3) \text{ XL}_2 - 828,41) \text{ XL}_2 - 103,48) \text{ XL}_2 - 76,824 + 1,12703 T_3 \quad \text{kcal/kg}$

$$15) \quad hL_4 = ((((-656,458 XL_1 + 1358,93) XL_1 - 498,318 \\ XL_1 - 182,534) XL_1 - 57,1775 + 1,09174 T_4)/1,8 \\ \text{kcal/kg}$$

$$16) \quad hL_5 = (((((561,86 XL_1 - 1929,6) XL_1 + 2343,3) XL_1 - \\ 828,41) XL_1 - 103,48) XL_1 - 76,824 + 1,12703 \\ T_5)/1,8 \quad \text{kcal/kg}$$

$$17) \quad hL_5' = (((((561,86 XL_5' - 1929,6) XL_5' + 2343,3) \\ XL_5' - 828,41) XL_5' - 103,48) XL_5' - \\ 76,824 + 1,12703 T_5')/1,8 \quad \text{kcal/kg}$$

$$18) \quad hV_5 = (((((0,068765 XVT_5 + 2,0794) XVT_5 + 24,839) \\ XVT_5 + 144,63) XVT_5 + 911,73 + 8,37 \cdot 10^{-9} T_5^4 + \\ ((-3,7752 \cdot 10^{-5} T_5 + 0,027252) T_5 - 5,9429) T_5) \\ (1 - XV_5) + 0,54663 T_5 (1 - XV_5)^2 - 3,1313)/1,8 \\ \text{kcal/kg}$$

- 19)  $hV_{6S} = (((0,068765 \log (0,00004) + 2,0794) \log (0,00004) + 24,839) \log (0,00004) + 144,63) \log (0,00004) + 911,73 + 8,37 \cdot 10^{-9} (T_7^4 - 3,1313) / 1,8$  kcal/kg
- 20)  $hV_6 = hV_{6S} + 10 \text{ cp}_6$  kcal/kg
- 21)  $\text{cp}_6 = 0,4212 + 0,0151 (t_7/100) + 3,805 \cdot 10^{-3} (t_7/100)^2$  kcal/(kg. $^{\circ}$ C)
- 22)  $hL_7 = (-33,154 + 1,12703 T_7) / 1,8$  kcal/kg
- 23)  $hV_9 = ((-4,948 \cdot 10^{-6} T_9 + 1,49518 \cdot 10^{-3} T_9 + 0,415871) T_9 + 530,976) / 1,8$  kcal/kg

### Equações de Balanço

- 24)  $q_E = hV_9 - hL_7$  kcal/kg
- 25)  $\dot{m}_R = \dot{Q}_E / q_E$  kg/h
- 26)  $F = (1 - XL_2) / (XL_1 - XL_2)$
- 27)  $q_G = hV_6 + (F-1) hL_2 - F hL_1 + q_D$  kcal/kg
- 28)  $\dot{Q}_G = \dot{m}_R q_G$  kcal/h
- 29)  $\dot{Q}_G = ((I_R a) - \dot{q}_p) A_G 0,9$  kcal/h
- 30)  $q_A = hV_9 + (F-1) hL_3 - F hL_4$  kcal/kg
- 31)  $\dot{Q}_A = \dot{m}_R q_A$  kcal/h
- 32)  $\dot{q}_{TC} = F(hL_1 - hL_4)$  kcal/h
- 33)  $q_{TC} = (F - 1) (hL_2 - hL_3)$  kcal/kg
- 34)  $\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_R q_{TC}$  kcal/h
- 35)  $q_C = hL_6 - hL_7$  kcal/kg
- 36)  $\dot{Q}_C = \dot{m}_R \dot{q}_C$  kcal/h
- 37)  $v_t = (1 - XV_5) / (XV_5 - XL_1)$

$$38) v = v_t / \eta_R$$

$$39) v = (1 - XV_5) / (XV_5 - XL_5')$$

$$40) q_D = hV' - hV_6 \quad \text{kcal/kg}$$

$$41) hV' = v(hV_5 - hL_5') + hV_5$$

$$42) \dot{Q}_D = \dot{m}_R q_D \quad \text{kcal/h}$$

$$43) \dot{v}_B = (\dot{m}_R F 0,001) / (1 - 0,35 XL_1) \quad \text{m}^3/\text{h}$$

$$44) PO_B = (\dot{v}_B (P_A - P_{BA}) 10.000) / (3600 (102 \eta_B)) \quad \text{kw}$$

$$45) hL_4' \dot{m}_R F = (hL_4 \dot{m}_R F) + (\eta_B 860 PO_B) \quad \text{kcal/h}$$

Equações de Transferência de Calor.

$$46) \dot{Q}_C = C_C (t_6 - t_{ar}) \quad \text{kcal/h}$$

$$47) \dot{Q}_A = C_A (t_4 - t_{ar}) \quad \text{kcal/h}$$

$$48) h_s = 1 / ((1 / (7,467 \dot{q}_T^{0,7})) + R) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$49) \dot{q}_T = ((Q_G / A_G 0,9)) m / (d_i \pi) \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

$$50) \dot{q}_T = \Delta t_s h_s \quad \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

$$51) \dot{q}_{is} = (1/((\delta_{is}/k_{is}) + (1/h_{ar}))) (t_p - t_{ar})$$

kcal/(m<sup>2</sup>.h)

$$52) \dot{q}_v = 0,013742 t_p^2 + 1,053978 t_p + 19,3893 +$$

$$(-5,778 \cdot 10^{-6} t_p^2 - 1,202 \cdot 10^{-3} t_p - 1,979) t_{ar}$$

kcal/(m<sup>2</sup>.h)

$$53) q_{TC} = ((AU)_{TC} ((t_2 - t_1) - (t_3 - t_4)) / \ln ((t_2 - t_1) /$$

$$(t_3 - t_4))) / \dot{m}_R$$

kcal/kg

#### Outras Equações

$$54) P_{BE} = P_A + P_{BA}$$

kg/cm<sup>2</sup>

$$55) t_T = (t_1 - (t_2 e^{(t_2-t_1)/\Delta t_s}) / (1 - e^{(t_2-t_1)/\Delta t_s})) \quad ^\circ C$$

$$56) X = ((q_p / (t_p - t_{ar})) / k_p \delta_p)^{0,5} \quad (m/2)$$

$$57) \eta_{al} = (t_T - t_{ar}) / (t_p - t_{ar})$$

$$58) \eta_{al} = (1/X) (e^X - e^{-X}) / (e^X + e^{-X})$$

## APÊNDICE V

### Método de Iteração por Aproximação Gradual

Tomaremos como exemplo a determinação da temperatura de absorção ( $t_4$ ), relacionando o fluxo de calor necessário ( $\dot{Q}_A$ ) e o fluxo de calor possível ( $\dot{Q}_{AP}$ ) do absorvedor.

Começamos o método de iteração, admitindo um valor arbitrário  $t_{4_1}$ , que julgamos acima ao valor real.

Determinamos a diferença  $DIFN = \dot{Q}_A - \dot{Q}_{AP}$  e a comparamos a uma certa tolerância (TOL). Sendo maior, comparamo-la com a diferença anterior e se  $DIFN < DIFA$  há convergência, e admitimos

$$t_{4_2} = t_{4_1} - \Delta t_4$$

A próxima tentativa será:

$$t_{4_3} = t_{4_2} - \Delta t_4$$

Pode ser que com este valor já tenhamos ultrapassado o resultado e neste caso o sinal da diferença muda. A Figura A V.1 mostra graficamente este método.

O ponto de balanço B ocorre quando

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_{AP}$$

e a temperatura de absorção que permitirá esta condição, será  $t_{4B}$ .

Portanto, o resultado encontra-se entre  $t_{4_2}$  e  $t_{4_3}$ . Devemos continuar a iteração, mas em direção contrária

ria e com pequenos passos até chegarmos ao resultado (com determinada tolerância).

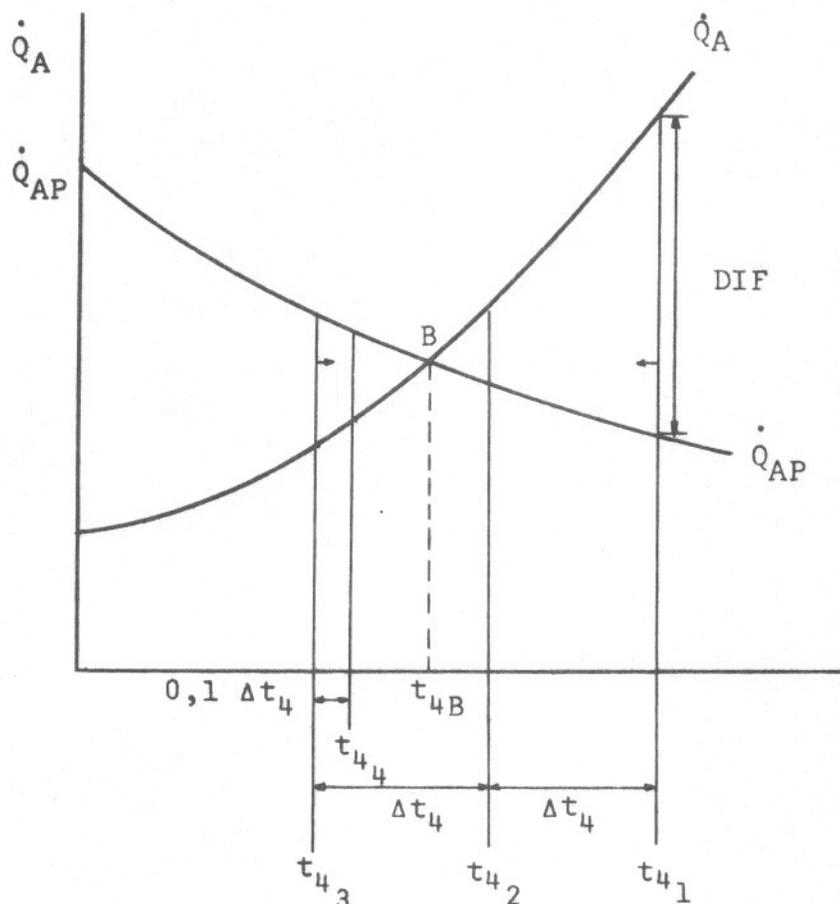


Figura AV.1 - Aproximação gradual

A condição de mudança de sinal da DIFN é

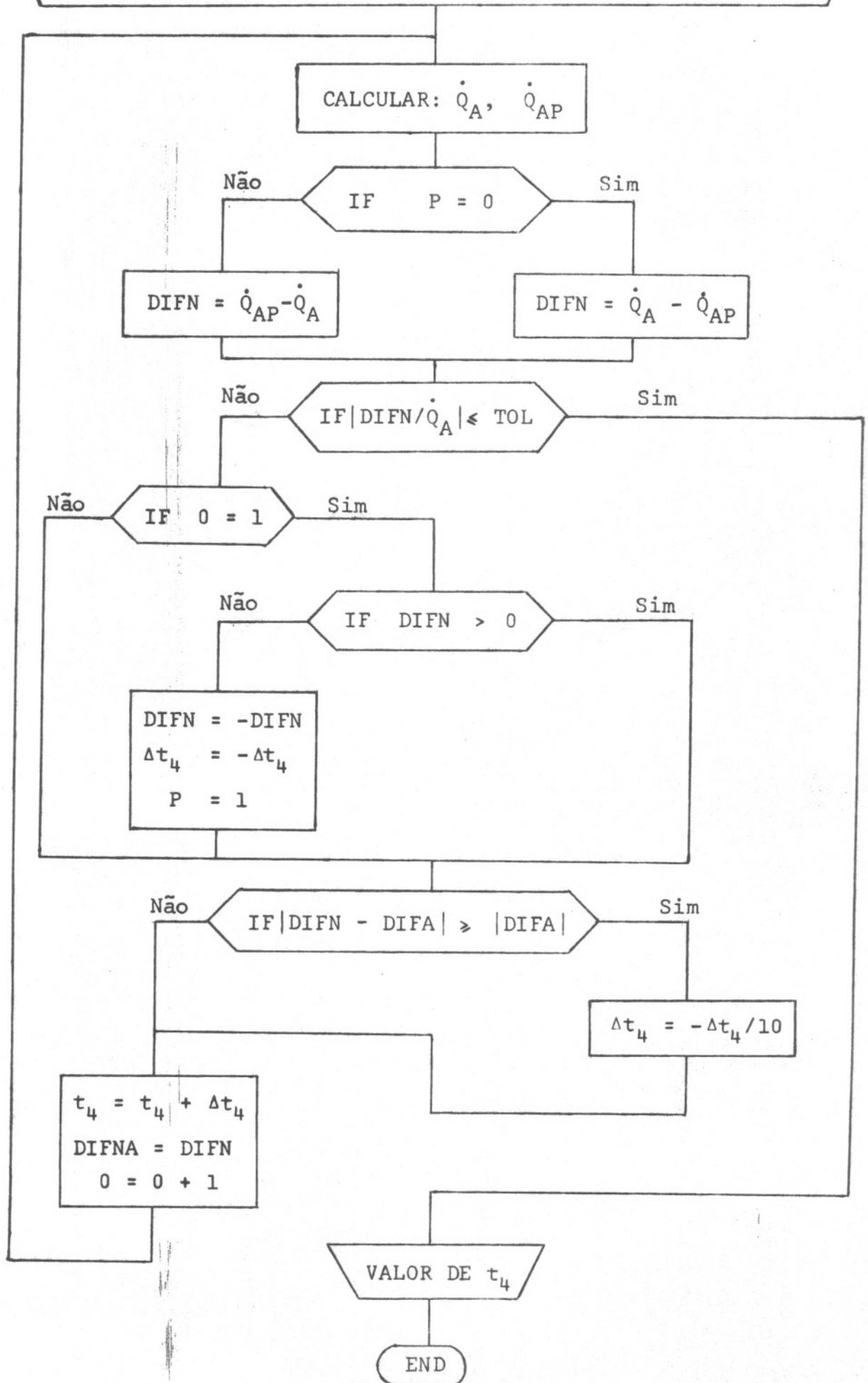
$$|DIFN - DIFA| > |DIFA|$$

Se DIFN e DIFA têm mesmo sinal a condição é satisfeita, admitimos  $\Delta t_4 = 0,1 \Delta t_4$  e a tentativa seguinte será:

$$t_{44} = t_{43} + 0,1 \Delta t_4$$

Assim, sucessivamente, através de poucas repetições de cálculos, chegamos ao resultado, ainda que o valor inicial admitido tenha sido muito irreal.

INTRODUZIR OS VALORES:  $t_{4,1}$ ,  $t_4$ ,  $P = 0$ ,  $0 = 1$ , DIFA, TOL



## APÊNDICE VI

```

C
C
C
C
C
C
C
C
C
-----
ESTE PROGRAMA, EM LINGUAGEM FORTRAN, TEM A FINALIDADE DE
SIMULAR O FUNCIONAMENTO DE UM EQUIPAMENTO FRIGORIFICO
EXPERIMENTAL DE ABSORCAO, OPERADO POR ENERGIA SOLAR,
EM REGIME PERMANENTE.
-----
CALL IFILE(20, 'SOLAB.DAT')
CALL OFILE(21, 'SOLABS.DAT')
TYPE 10
10  FORMAT(/, ' DE OS VALORES DE DPB, RNETA, TA, QQE, RAD, VBT')
ACCEPT 20, DPB, RNETA, TA, QQE, RAD, VBT
20  FORMAT(6G)
TYPE 30, DPB, RNETA, TA, QQE, RAD, VBT
30  FORMAT(/, 6(F8.3, 2X), /)
READ(20, 40) SIS, DKIS, HA, DKP, SP, BM, DI, RG, AG, AUTC,
1BNETA, A, CA, CC
40  FORMAT(14G)
T2=140.
PA=14.
PBA=5.
T4=35.
XL2T=0.4
XL1T=0.5
T1T=70.
TC=150.
DIFT2A=100000.
DT2=1.
FF=0
T=1.
U=0
50  Q=1.
S=0
DIFTCA=100000.
DTC=5.
O=1.
P=0
DIFT4A=1000000.
DT4=1.
60  M=1.
N=0
DIFT3A=100000.
DT3=0.1
K=1.
L=0
DIFPBA=100000.
DPBA=0.01
70  I=1.
J=0
DIFPA=1000000.
DPA=0.01

```

-----  
**S I M B O L O G I A**  
 -----

A	- FATOR DE ABSORCAO E TRANSMISSAO DO COLETOR	
AG	- AREA DO GERADOR.....	M2
AUTC	- CAPACIDADE TERMICA DO TROCADOR DE CALOR POR 1 GRAU C.....	KCAL/H C
ANETA	- EFICIENCIA DA ALETA	
BNETA	- EFICIENCIA DA BOMBA	
BM	- DISTANCIA ENTRE OS TUBOS DO COLETOR.....	M
CA	- PARAMETRO DO ABSORVEDOR.....	KCAL/H C
CC	- PARAMETRO DO CONDENSADOR.....	KCAL/H C
COP	- DESEMPENHO DO SISTEMA DE ABSORCAO	
COPSOL	- DESEMPENHO DO SISTEMA DE ABSORCAO SOLAR	
DPB	- DIFERENCA DE PRESSAO ENTRE EVAPO- RADOR E ABSORVEDOR.....	KG/CM2
DKIS	- CONDUTIVIDADE TERMICA DO ISOLA- MENTO DO COLETOR.....	KCAL/M H C
DQIS	- PERDA DE CALOR ATRAVES DO ISO- LAMENTO.....	KCAL/M2 H
DQV	- PERDA DE CALOR ATRAVES DOS VIDROS.....	KCAL/M2 H
DKP	- CONDUTIVIDADE TERMICA DA PLACA DO COLETOR.....	KCAL/M H C
DI	- DIAMETRO INTERNO DO TUBO DO CO- LETOR.....	M
DTS	- DIFERENCA MEDIA DE TEMPERATURA ENTRE SOLUCAO E TUBO NO COLETOR.....	C
E	- FLUXO DA RADIACAO SOLAR.....	KCAL/M2 H
FN	- FLUXO DE MASSA DE SOLUCAO RICA.....	KG/KG NH3
HL	- ENTALPIA DO LIQUIDO.....	KCAL/KG
HV	- ENTALPIA DO VAPOR.....	KCAL/KG
HA	- COEFICIENTE DE CONVECCAO AO AM- BIENTE.....	KCAL/M2 H C
HS	- COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE SOLUCAO E TUBO NO COLETOR.....	KCAL/M2 H C
PA	- PRESSAO ALTA.....	KG/CM2
PBA	- PRESSAO BAIXA NO ABSORVEDOR.....	KG/CM2
PBE	- PRESSAO BAIXA NO EVAPORADOR.....	KG/CM2
POB	- POTENCIA DA BOMBA.....	KW
QT	- FLUXO DE CALOR NA SUPERFICIE INTER- NA DO TUBO POR UNIDADE DE AREA.....	KCAL/M2 H
QPG	- CALOR TRANSFERIDO POR 1 KG NH3 NO GERADOR.....	KCAL/KG
QD	- CALOR TRANSFERIDO POR 1 KG NH3 NO DEFLEGMADOR.....	KCAL/KG
QE	- CALOR TRANSFERIDO POR 1 KG NH3 NO EVAPORADOR.....	KCAL/KG
QC	- CALOR TRANSFERIDO POR 1 KG NH3 NO CONDENSADOR.....	KCAL/KG
QA	- CALOR TRANSFERIDO POR 1 KG NH3 NO ABSORVEDOR.....	KCAL/KG
QTC	- CALOR TRANSFERIDO POR 1 KG NH3 NO TROCADOR DE CALOR.....	KCAL/KG



```

91      XL2=XL2C
        PBAC=PBA/0.0703
        PBE=DPB+PBA
        PBEC=PBE/0.0703
        T4C=(T4*1.8)+32.
100     RXL1T=((((-692.82*XL1T+1673.3)*XL1T-1424.98)*XL1T+787.79
          1)*XL1T-584.78)*XL1T+((-0.34428+0.00011334*PBAC)*PBAC*XL1
          1T+203.8+(1.8362-0.0060111*PBAC)*PBAC)-T4C
        RXL1D=((((-692.82*(1.0001*XL1T)+1673.3)*(1.0001*XL1T)-14
          124.98)*(1.0001*XL1T)+787.79)*(1.0001*XL1T)-584.78)*(1.00
          101*XL1T)+((-0.34428+0.00011334*PBAC)*PBAC*(1.0001*XL1T)+
          1203.8+(1.8362-0.0060111*PBAC)*PBAC)-T4C
        DEPAR2=(RXL1D-RXL1T)/(0.0001*XL1T)
        XL1C=XL1T-(RXL1T/DEPAR2)
        IF(ABS((XL1C-XL1T)/XL1T).LE.0.001) GO TO 101
        XL1T=XL1C
        GO TO 100
101     XL1=XL1C
        DF=(XL1-XL2)
        IF(DF-0.01)102,102,104
102     TYPE 103,XL1,XL2
103     FORMAT(' INTER. CALCULOS _ NAO HA FAIXA DE GASEIFICACAO'
          1,/, ' XL1=',F5.3,5X, 'XL2=',F5.3)
        GO TO 237
104     T7C=-289.74+(0.038839-0.18053E-03*PAC)*PAC+305.04+(0.44
          1631-0.24284E-03*PAC)*PAC
        T7=(T7C-32.)/1.8
        HL7C=-33.154+1.12703*T7C
        HL7=HL7C/1.8
        T9C=-241.49+((-0.34428+0.00011334*PBEC)*PBEC+203.8+(1.8362
          1-0.0060111*PBEC)*PBEC
        T9=(T9C-32.)/1.8
        HV9C=(-4.948E-06*T9C+1.49518E-03)*T9C+0.415871)*T9C+530
          1.976
        HV9=HV9C/1.8
        QE=HV9-HL7
        RM=QQE/QE
        FN=(1.-XL2)/(XL1-XL2)
        HV6SC=((0.068765*ALOG(0.00004)+2.0794)*ALOG(0.00004)+24.
          1839)*ALOG(0.00004)+144.63)*ALOG(0.00004)+911.73+8.37E-09
          1*T7C**4.-3.1313
        CP6=0.4212+0.0151*((T7+273.)/100.)+3.8051E-03*((T7+273.)
          1/100.))**2.
        HV6=HV6SC/1.8+CP6*10.
        QC=HV6-HL7
        QQC=QC*RM
        QQC67=CC*(T7-TA)
        IF(J)110,110,111
110     DIFN1=QQC-QQC67
        GO TO 112
111     DIFN1=QQC67-QQC
112     IF(ABS(DIFN1/QQC67).LE.0.001) GO TO 120
        IF(I-1)113,113,115
113     IF(DIFN1)114,114,115
114     DIFN1=-DIFN1
        DPA=-DPA
        J=1
115     IF(ABS(DIFN1-DIFPA).GT.ABS(DIFPA))DPA=-DPA/10.

```

```

PA=PA+DPA
DIFPA=DIFN1
I=I+1
GO TO 80
120 VB=(RM*FN*0.001)/(1.-0.35*XL1)
IF(L)121,121,122
121 DIFN2=VBT-VB
GO TO 123
122 DIFN2=VB-VBT
123 IF(ABS(DIFN2/VB),LE,0.001) GO TO 130
IF(K-1)124,124,126
124 IF(DIFN2)125,125,126
125 DIFN2=-DIFN2
DPBA=-DPBA
L=1
126 IF(ABS(DIFN2-DIFPBA).GT.ABS(DIFPBA))DPBA=-DPBA/10.
PBA=PBA-DPBA
DIFPBA=DIFN2
K=K+1
GO TO 70
130 POB=(VB*(PA-PBA)*10000.)/(3600.*102.*BNETA)
HL2C=(((561.86*XL2-1929.6)*XL2+2343.3)*XL2-828.41)*XL2-1
103.48)*XL2-76.824+1.12703*T2C
HL2=HL2C/1.8
HL4C=((-656.458*XL1+1358.93)*XL1-498.318)*XL1-182.534)*
1XL1-57.1775+1.09174*T4C
HL4=HL4C/1.8
HL4L=((RM*FN*HL4)+(BNETA*860.*POB))/(RM*FN)
HL4LC=HL4L*1.8
T4LC=(((656.458*XL1-1358.93)*XL1+498.318)*XL1+182.534)*
1XL1+57.1775+HL4LC)/1.09174
T4L=(T4LC-32.)/1.8
T3=T4L+0.000001
140 T3C=(T3*1.8)+32.
HL3C=(((561.86*XL2-1929.6)*XL2+2343.3)*XL2-828.41)*XL2
1-103.48)*XL2-76.824+1.12703*T3C
HL3=HL3C/1.8
QTC=(FN-1.)*(HL2-HL3)
HL1=(QTC+FN*HL4L)/FN
HL1C=HL1*1.8
T1C=(76.824-(((561.86*XL1-1929.6)*XL1+2343.3)*XL1-828.4
11)*XL1-103.48)*XL1+HL1C)/1.12703
T1S=((((-240.11*XL1+346.31)*XL1-27.12)*XL1+166.94)*XL1-53
15.76)*XL1+(0.038839-0.18053E-03*PAC)*XL1*PAC+305.04+(0.44
1631-0.24284E-03*PAC)*PAC
IF(T1C.GT.T1S)T1C=T1S
T1=(T1C-32.)/1.8
Z=(T2-T1)/(T3-T4L)
QTC38=(AUTC*(((T2-T1)-(T3-T4L))/ALOG(Z)))/RM
IF(N)141,141,142
141 DIFN3=QTC-QTC38
GO TO 143
142 DIFN3=QTC38-QTC
143 IF(ABS(DIFN3/QTC),LE,0.001) GO TO 150
IF(M-1)144,144,146
144 IF(DIFN3)145,145,146
145 DIFN3=-DIFN3
DT3=-DT3

```

```

N=1
146 IF (ABS(DIFN3-DIFT3A).GT.ABS(DIFT3A)) DT3=-DT3/10.
    T3=T3+DT3
    DIFT3A=DIFN3
    M=M+1.
    IF((T3-T4L).LE.0.000001) GO TO 150
    GO TO 140
150 QA=HV9+(FN-1.)*HL3-FN*HL4
    QQA=QA*RM
    QQA27=CA*(T4-TA)
    IF(P)151,151,152
151 DIFN4=QQA-QQA27
    GO TO 153
152 DIFN4=QQA27-QQA
153 IF (ABS(DIFN4/QQA).LE.0.001) GO TO 160
    IF(D-1)154,154,156
154 IF (DIFN4)155,155,156
155 DIFN4=-DIFN4
    DT4=-DT4
    P=1
156 IF (ABS(DIFN4-DIFT4A).GT.ABS(DIFT4A))DT4=-DT4/10.
    T4=T4+DT4
    DIFT4A=DIFN4
    O=O+1.
    GO TO 60
160 T5C=((( (-240.11*XL1+346.31)*XL1-27.12)*XL1+166.94)*XL1-535.
    176)*XL1+(0.038839-0.18053E-03*PAC)*XL1*PAC+305.04+(0.446
    131-0.24284E-03*PAC)*PAC
    T5=(T5C-32.)/1.8
    HL5C=((( (561.86*XL1-1929.6)*XL1+2343.3)*XL1-828.41)*XL1-1
    103.48)*XL1-76.824+1.12703*T5C
    HL5=HL5C/1.8
    R5=((( (10.749*XL1-17.869)*XL1+4.0276)*XL1-1.3086)*XL1+2.5
    1622E-03*PAC*XL1)*XL1-4.256E-03*PAC+7.1588
    XV5=1.-(1.-XL1)**R5
    C=1.-XV5
    XVT5=ALOG(C)
    HV5C=((( (0.068765*XVT5+2.0794)*XVT5+24.839)*XVT5+144.63)*XV
    1T5+911.73+8.37E-09*T5C**4.+((( (-3.7752E-05*T5C+0.027252
    1)*T5C-5.9429)*T5C)*(1.-XV5)+0.54663*T5C*(1.-XV5)**2.-3.13
    113
    HV5=HV5C/1.8
    VT=(1.-XV5)/(XV5-XL1)
    V=VT/RNETA
    XL5L=XV5-(1.-XV5)/V
    T5LC=((( (-240.11*XL5L+346.31)*XL5L-27.12)*XL5L+166.94)*XL5
    1L-535.76)*XL5L+(0.038839-0.18053E-03*PAC)*XL5L*PAC+305.0
    14+(0.44631-0.24284E-03*PAC)*PAC
    T5L=(T5LC-32.)/1.8
    HL5LC=((( (561.86*XL5L-1929.6)*XL5L+2343.3)*XL5L-828.41)*XL
    15L-103.48)*XL5L-76.824+1.12703*T5LC
    HL5L=HL5LC/1.8
    HVL=V*(HV5-HL5L)+HV5
    QD=HVL-HV6
    QPG=HV6+(FN-1.)*HL2-FN*HL1+QD
    QRPQ=QPG*RM
    QT=(((QRPQ/(AG*0.9))*BM)/(DI*3.1416)
    HS=1./((1./(7.467*QT**0.7))+RG)

```

```

DTS=QT/HS
B=(T2-T1)/DTS
TAA=(T1-(T2*EXP(B)))/(1.-EXP(B))
170 DQIS=(1./((SIS/DKIS)+(1./HA)))*(TC-TA)
DQV=0.013892*TC**2.+1.102659*TC+16.888+(-5.0E-06*TC**
12.-1.398E-03*TC-1.953)*TA
X=(SQRT((DQIS+DQV)/((TC-TA)*DKP*SP)))*(BM/2.)
ANETA=(TAA-TA)/(TC-TA)
ANETA5=(1./X)*((EXP(X)-EXP(-X))/(EXP(X)+EXP(-X)))
IF(S)171,171,172
171 DIFN5=ANETA-ANETA5
GO TO 173
172 DIFN5=ANETA5-ANETA
173 IF(ABS(DIFN5).LE.0.001) GO TO 180
IF(Q-1)174,174,176
174 IF(DIFN5)175,175,176
175 DIFN5=-DIFN5
DTC=-DTC
S=1.
176 IF(ABS(DIFN5-DIFTCA).GT.ABS(DIFTCA))DTC=-DTC/10.
TC=TC-DTC
DIFTCA=DIFN5
Q=Q+1.
GO TO 170
180 E=((QQPG/(AG*0.9))+(DQIS+DQV))/A
ED=RAD
IF(U)181,181,182
181 DIFN6=ED-E
GO TO 183
182 DIFN6=E-ED
183 IF(ABS(DIFN6/ED).LE.0.001)GO TO 190
IF(T-1)184,184,186
184 IF(DIFN6)185,185,186
185 DIFN6=-DIFN6
DT2=-DT2
U=1.
186 IF(ABS(DIFN6-DIFT2A).GT.ABS(DIFT2A))DT2=-DT2/10.
T2=T2+DT2
DIFT2A=DIFN6
T=T+1.
FF=FF+1.
GO TO 50
190 IF(T9-10)193,191,191
191 TYPE 192,T9
192 FORMAT(' INTERRUP. DOS CALC. T. EVAP.=',F6.3)
GO TO 237
193 QQTC=QTC*RM
QQD=QD*RM
COP=QQE/QQPG
COP5OL=(QQPG/(ED*AG))*COP
194 TYPE 195,T2,FF
195 FORMAT(2X,'T2=',F8.3,6X,'FF=',F4.1)
WRITE(21,200)
200 FORMAT(/,44X,'R E S U L T A D O S   F I N A I S')
WRITE(21,201)
201 FORMAT(/,23X,98(' '))
WRITE(21,202)
202 FORMAT(23X,'I',2X,'H(KCAL/KG)',4X,'I',2X,'P(KG/CM2)',3X,'I'

```

```

1,2X,'Q(KCAL/KG)',4X,'I',2X,'QQ(KCAL/H)',4X,'I',6X,'T(C)',
15X,'I',6X,'X',7X,'I')
WRITE(21,203)
203 FORMAT(23X,98('-',))
WRITE(21,204)HL1,PA,QT,QQA,T1,XL1
204 FORMAT(23X,'I',2X,'HL1=',F8.3,2X,'I',2X,'PA=',F7.3,2X,'I
1',2X,'QT=',F9.3,2X,'I',2X,'QQA=',F8.3,2X,'I',2X,'T1=',F8.3
1,2X,'I',2X,'XL1=',F6.3,2X,'I')
WRITE(21,205)HL2,PBA,QA,QQC,T2,XL2
205 FORMAT(23X,'I',2X,'HL2=',F8.3,2X,'I',2X,'PBA=',F6.3,2X,'I'
1,2X,'QA=',F9.3,2X,'I',2X,'QQC=',F8.3,2X,'I',2X,'T2=',F8
1.3,2X,'I',2X,'XL2=',F6.3,2X,'I')
WRITE(21,206)HL3,PBE,QC,QQD,T3,XL5L
206 FORMAT(23X,'I',2X,'HL3=',F8.3,2X,'I',2X,'PBE=',F6.3,2X
1,'I',2X,'QC=',F9.3,2X,'I',2X,'QQD=',F8.3,2X,'I',2X,'T3=',
1F8.3,2X,'I',2X,'XL5L=',F5.3,2X,'I')
WRITE(21,207)HL4,QD,QQE,T4
207 FORMAT(23X,'I',2X,'HL4=',F8.3,2X,'I',14X,'I',2X,'QD=',F9
1.3,2X,'I',2X,'QQE=',F8.3,2X,'I',2X,'T4=',F8.3,2X,'I',14X,
1'I')
WRITE(21,208)HL5L,QE,QQPG,T4L
208 FORMAT(23X,'I',2X,'HL5L=',F7.3,2X,'I',14X,'I',2X,'QE=',F
19.3,2X,'I',1X,'QQPG=',F8.3,2X,'I',2X,'T4L=',F7.3,2X,'I',
114X,'I')
WRITE(21,209)HL5,QTC,QQTC,T5
209 FORMAT(23X,'I',2X,'HL5=',F8.3,2X,'I',14X,'I',2X,'QTC=',F8
1.3,2X,'I',1X,'QQTC=',F8.3,2X,'I',2X,'T5=',F8.3,2X,'I',14X
1,'I')
WRITE(21,210)HL7,QPG,T5L
210 FORMAT(23X,'I',2X,'HL7=',F8.3,2X,'I',14X,'I',2X,'QPG=',F8
1.3,2X,'I',16X,'I',2X,'T5L=',F7.3,2X,'I',14X,'I')
WRITE(21,211)HVL,T7
211 FORMAT(23X,'I',2X,'HVL=',F8.3,2X,'I',14X,'I',16X,'I',16
1X,'I',2X,'T7=',F8.3,2X,'I',14X,'I')
WRITE(21,212)HV5,T9
212 FORMAT(23X,'I',2X,'HV5=',F8.3,2X,'I',14X,'I',16X,'I',16X,
1'I',2X,'T9=',F8.3,2X,'I',14X,'I')
WRITE(21,213)HV6,TA
213 FORMAT(23X,'I',2X,'HV6=',F8.3,2X,'I',14X,'I',16X,'I',16X,
1'I',2X,'TA=',F8.3,2X,'I',14X,'I')
WRITE(21,214)HV9,TAA
214 FORMAT(23X,'I',2X,'HV9=',F8.3,2X,'I',14X,'I',16X,'I',16X,
1'I',2X,'TAA=',F7.3,2X,'I',14X,'I')
WRITE(21,215)TC
215 FORMAT(23X,'I',16X,'I',14X,'I',16X,'I',16X,'I',2X,'TC=',F
18.3,2X,'I',14X,'I')
WRITE(21,216)
216 FORMAT(23X,'I',96('-',),'I')
WRITE(21,217)
217 FORMAT(23X,'I',15X,'O U T R O S',22X,'I',13X,'C O N S T A
1N T E S ',14X,'I')
WRITE(21,218)
218 FORMAT(23X,'I',96('-',),'I')
WRITE(21,219)DQIS,A
219 FORMAT(23X,'I',9X,'DQIS(KCAL/M2 H)=',F13.3,10X,'I',9X,'A=
1',F29.3,7X,'I')
WRITE(21,220)DQV,AUTC
220 FORMAT(23X,'I',9X,'DQV(KCAL/M2 H)=',F14.3,10X,'I',9X,

```

```

1'AUTC(KCAL/H C)=' ,F16.3,7X,'I')
WRITE(21,221)DPB,AG
221 FORMAT(23X,'I',9X,'DPB(KG/CM2)=' ,F17.3,10X,'I',9X,'AG(M2)=
1',F24.3,7X,'I')
WRITE(21,222)DTS,BM
222 FORMAT(23X,'I',9X,'DTS(C)=' ,F22.3,10X,'I',9X,'BM(M)=' ,F25.
13,7X,'I')
WRITE(21,223)E,BNETA
223 FORMAT(23X,'I',9X,'E(KCAL/M2 H)=' ,F16.3,10X,'I',9X,'BNETA
1=' ,F25.3,7X,'I')
WRITE(21,224)FN,CA
224 FORMAT(23X,'I',9X,'FN(KG/KG NH3)=' ,F15.3,10X,'I',9X,'CA(KCAL/H
1C)=' ,F18.3,7X,'I')
WRITE(21,225)HS,CC
225 FORMAT(23X,'I',9X,'HS(KCAL/M2 H C)=' ,F13.3,10X,'I',9X,'CC
1(KCAL/H C)=' ,F18.3,7X,'I')
WRITE(21,226)POB,DI
226 FORMAT(23X,'I',9X,'POB(KW)=' ,F21.3,10X,'I',9X,'DI(M)=' ,F25
1.3,7X,'I')
WRITE(21,227)RM,DKP
227 FORMAT(23X,'I',9X,'RM(KG/H)=' ,F20.3,10X,'I',9X,'DKP(KCAL
1/M H C)=' ,F15.3,7X,'I')
WRITE(21,228)RNETA,DKIS
228 FORMAT(23X,'I',9X,'RNETA=' ,F23.3,10X,'I',9X,'DKIS(KCAL/M
1H C)=' ,F14.3,7X,'I')
WRITE(21,229)V,HA
229 FORMAT(23X,'I',9X,'V(KG/H/KG NH3)=' ,F14.3,10X,'I',9X,'HA
1(KCAL/M2 H C)=' ,F15.3,7X,'I')
WRITE(21,230)VT,RG
230 FORMAT(23X,'I',9X,'VT(KG/H/KG NH3)=' ,F13.3,10X,'I',9X,'RG
1(M2 H C/KCAL)=' ,F15.3,7X,'I')
WRITE(21,231)VB,SP
231 FORMAT(23X,'I',9X,'VB(M3/H)=' ,F20.3,10X,'I',9X,'SP(M)=' ,
1F25.3,7X,'I')
WRITE(21,232)X,SIS
232 FORMAT(23X,'I',9X,'X=' ,F27.3,10X,'I',9X,'SIS(M)
1=' ,F24.3,7X,'I')
WRITE(21,233)COP
233 FORMAT(23X,'I',9X,'COP=' ,F25.3,10X,'I',47X,'I')
WRITE(21,234)COP SOL
234 FORMAT(23X,'I',9X,'COP SOL=' ,F22.3,10X,'I',47X,'I')
WRITE(21,235)ANETA
235 FORMAT(23X,'I',9X,'ANETA=' ,F23.3,10X,'I',47X,'I')
WRITE(21,236)
236 FORMAT(23X,98('-'))
237 STOP
END

```

Tentamos construir um fluxograma completo do programa, porém verificamos que devido aos inúmeros testes de iteração (apêndice V), este torna-se-ia muito extenso e complexo. Entretanto julgamos bastante válido o acompanhamento do programa através do item 4.2.6.