

Antonio Pralon Ferreira Leite

**SISTEMA FRIGORÍFICO A ADSORÇÃO
UTILIZANDO CARVÃO ATIVADO-METANOL
COM REGENERAÇÃO POR ENERGIA SOLAR**

Tese apresentada em concurso público
para provimento de vaga de Professor Titular
do Departamento de Engenharia Mecânica
do Centro de Ciências e Tecnologia da
Universidade Federal da Paraíba.
Área: Transferência de Calor

Campina Grande
Junho de 1996



L533s Leite, Antonio Pralon Ferreira
Sistema frigorifico a adsorcao utilizando carvao
ativado-metanol com regeneracao por energia solar / Antonio
Pralon Ferreira Leite. - Campina Grande, 1996.
110 f. : il.

Tese (Livre Docencia) - Universidade Federal da Paraiba,
Centro de Ciencias e Tecnologia.

1. Transferencia de Calor - I. Universidade Federal da
Paraiba - Campina Grande (PB) II. Título

CDU 621.1.013.3(043)

RESUMO

Este trabalho consiste no estudo teórico de um sistema de refrigeração por adsorção, utilizando o par carvão ativado AC-35/metanol, com regeneração por energia solar. O sistema opera em um ciclo intermitente: durante a noite ocorre a produção frigorífica, e durante o dia se dá a regeneração do leito adsorativo, mediante a conversão térmica de energia solar. Um programa de cálculo foi elaborado para simular o funcionamento do refrigerador, em função dos seguintes dados meteorológicos: irradiação solar global, temperatura e umidade do ar ambiente e velocidade do vento. A superfície de captação solar é de 1 m^2 , a quantidade de metanol introduzida inicialmente no sistema é de 7,6 litros e o reator contém 20 kg de carvão ativado. Foram considerados dois tipos de cobertura do componente coletor solar/reator: uma cobertura simples, com um único vitral, e outra com duplo vitral comportando elementos isolantes semi-transparentes (cobertura TIM). A eficiência de conversão térmica do sistema referente à este último tipo de cobertura foi 40% superior àquele obtido com a cobertura simples, constatando-se uma boa concordância entre estes valores e aqueles resultantes de trabalhos experimentais encontrados na literatura. Os resultados da simulação para os dias médios dos seis meses mais quentes de João Pessoa-PB indicam que a produção mínima de gelo foi de cerca de 7 kg, no mês de Fevereiro, e a máxima foi de 10 kg, em Dezembro. O valor médio dos coeficientes de desempenho solar líquido obtido foi de 0,063, para o caso de cobertura simples, e de 0,129 para o caso de cobertura TIM, para quantidades de energia solar incidente de 20 a 23 MJ/m^2 .

NOMENCLATURA

- a : massa adsorvida [kg kg^{-1} de adsorvente]
 a_{eq} : concentração na interface [kg kg^{-1}]
 b : constante de equilíbrio de adsorção
 c : concentração da fase gasosa [kg kg^{-1}]
 COP : coeficiente de desempenho térmico
 COP_t : coeficiente de desempenho térmico da máquina
 COP_s : coeficiente de desempenho solar
 C_{p_p} : calor específico da placa absorvedora
 d : parâmetro característico da adsorção
 D : coeficiente de afinidade
 D_p : difusividade de Poiseuille
 D_i : coeficiente de difusão
 D_m : difusividade molecular
 D_K : difusividade de Knudsen
 H : entalpia de adsorção [KJ kg^{-1}]
 h : condutância térmica da interface condutor adsorvente [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
 $h_{c,v-p}$: coeficiente de convecção relativo ao escoamento de ar ambiente entre o vidro e a placa
 $h_{r,v-p}$: coeficiente de transferência de calor por radiação entre o absorvedor e o vidro [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
 k : constante de equilíbrio de adsorção
 L : calor latente de condensação [J kg^{-1}]
 L_t : comprimento do tubo [m]
 n : parâmetro da equação de estado
 m_1 : massa de adsorvente [kg]
 m_p : massa da placa [kg]
 P : pressão do adsorvato [Pa]
 P_s : pressão de saturação do adsorvato [Pa]
 P_{con} : pressão de condensação [Pa]
 P_{ev} : pressão de evaporação [Pa]
 q_{st} : calor isostérico de adsorção [J kg^{-1}]
 Q_{ev} : calor extraído do evaporador [J]
 Q_{reg} : calor fornecido ao fluido a temperatura de regeneração [J]
 Q_1 : calor sensível transferido no resfriamento do adsorvato [J]
 Q_2 : calor sensível correspondente à variação da temperatura do reator [J]
 Q_3 : variação da energia interna da massa adsorvida
 R : constante de gás perfeito [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
 r : raio médio do grão [m]
 r_1 : raio do tubo [m]

T_a	: temperatura do ar ambiente [K]
T_u	: temperatura de bulbo úmido [K]
T_p	: temperatura da placa absorvedora [K]
T_{ev}	: temperatura do evaporação [K]
T_{reg}	: temperatura de regeneração [K]
T_{con}	: temperatura do condensador [K]
T_o	: temperatura máxima onde ocorre adsorção [K]
T_{ads}	: temperatura de adsorção [K]
T_{amb}	: temperatura do ambiente [K]
T_{max}	: temperatura ambiente máxima diária [K]
T_{min}	: temperatura ambiente mínima diária [K]
T_v	: temperatura do vidro [K]
U_t	: coeficiente de transferência de calor global entre a placa absorvedora e o ar ambiente [$W m^{-2} K^{-1}$]
U_b	: coeficiente de transferência de calor global referente à parte inferior do absorvedor [$W m^{-2} K^{-1}$]
V	: volume de adsorvato [m^3]
V_o	: volume total de microporos [m^3]
W_o	: capacidade máxima de adsorção [$m^3 kg^{-1}$]

letras gregas:

ε	: potencial de adsorção
ρ_l	: massa específica do adsorvato [$kg m^{-3}$]
α	: coeficiente de expansão térmica do adsorvato líquido
v	: tortuosidade
η_c	: eficiência térmica do coletor solar
I_p	: fluxo de radiação solar absorvido pela placa
ϕ	: intervalo de tempo entre o pico da radiação solar e a temperatura máxima [h]

índices:

ag	: água a ser congelada
amb	: ar ambiente
c	: coletor solar
con	: condensador
ev	: evaporador
p	: placa absorvedora
t	: tubo do reato
v	: placa de vidro
w	: água do condensador

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	1
1 ADSORÇÃO EM MEIOS POROSOS	3
1.1 O fenômeno da adsorção	3
1.2 Adsorventes	3
1.3 Termodinâmica da adsorção	4
1.4 Equação de Dubinin-Astakhov	6
1.5 Calor isostérico de adsorção	7
1.6 Cinética de adsorção	7
1.7 Escolha do par adsorvente-fluido refrigerante: carvão ativado-metanol	9
2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA FRIGORÍFICO	11
2.1 Análise termodinâmica do ciclo a adsorção	11
2.1.1 Máquina ideal a quatro temperaturas	12
2.1.2 Coeficiente de desempenho térmico ideal	16
2.1.3 Coeficiente de desempenho térmico solar	18
2.2 Descrição e funcionamento do sistema	18
2.2.1 Princípio de funcionamento	18
2.2.2 Descrição do reator	20
2.2.3 Descrição do condensador	21
2.2.4 Descrição do evaporador	22
3 MODELO MATEMÁTICO	25
3.1 Hipóteses	25
3.2 Equacionamento dos componentes do sistema	26
3.2.1 Reator	26
3.2.2 Condensador	29
3.2.3 Evaporador	30
3.2.4 Condições iniciais	31
3.3 Radiação solar recebida pela placa absorvedora I_p	32
3.3.1 Fluxos de radiação solar direta (I_{dir}) e difusa (I_{dif})	32
3.3.2 Eficiência do coletor solar	34
4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA	35
4.1 Método numérico	35
4.2 Discretização das equações	36
4.3 Metodologia de resolução	38
4.4 Programa de cálculo	38
5 RESULTADOS E COMENTÁRIOS	41
5.1 Eficiência de conversão térmica de energia solar	41
5.2 Distribuição de temperatura no leito adsortivo	46
5.3 Variações das temperaturas da placa absorvedora, do adsorvente e do condensador em função do tempo	47
5.4 Variação da quantidade de gelo produzido em função do tempo	49
5.5 Ciclo termodinâmico	53
5.6 Síntese dos resultados e análise final	57
CONCLUSÃO	60

ANEXOS

I	PARÂMETROS DA EQUAÇÃO DE ESTADO DO PAR CARVÃO ATIVADO AC-35/METANOL E PROPRIEDADES DOS MATERIAIS	61
I.1	Parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov	61
I.2	Propriedades termofísicas	61
I.2.1	Carvão ativado AC-35	61
I.2.2	Metanol	61
I.2.3	Água	62
I.2.4	Cobre	62
I.2.5	Vidro	62
I.2.6	Poliestireno expandido	62
I.3	Propriedades radiativas	63
I.3.1	Emitância	63
I.3.2	Transmitância	63
II	COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	65
II.1	Coefficiente de transferência de calor global entre o absorvedor e o ar ambiente, através da face anterior, U_t	65
II.1.1	Coletor solar com cobertura de TIM	65
II.1.2	Coletor solar com cobertura simples	66
II.2	Coefficiente de transferência de calor por radiação entre o vidro e a placa absorvedora, $h_{r,v-p}$	67
II.3	Coefficiente de transferência de calor por radiação entre o vidro e o céu, $h_{r,v-c}$	67
II.4	Coefficiente global de transferência de calor através da base do reator	67
II.5	Coefficiente de transferência de calor por convecção entre o condensador e a água, $h_{c,con}$	68
II.6	Coefficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície livre da água e o céu $h_{r,c-w}$, e entre aquela e as superfícies circunvizinhas	69
II.7	Coefficiente de transferência de massa devido à evaporação da água, h_d	69
II.8	Coefficiente de transferência de calor por convecção entre o evaporador e a água $h_{c,ev1}$, e entre aquele e o ar da câmara, $h_{c,ev2}$	70
II.9	Coefficiente de transferência de calor de solidificação, U_{sol}	71
II.10	Coefficiente de transferência de calor globais referentes à água a ser congelada (U_{ag}) e ao ar da câmara frigorífica (U_{cf}), em relação ao ar do recinto	72
III	DADOS METEOROLÓGICOS, DIA MEDIO, TEMPO SOLAR E DURAÇÃO DO PERÍODO DIURNO	73
III.1	Dados meteorológicos de João Pessoa ($7^{\circ}8'S$, $34^{\circ}50'WG$), dia médio e declinação solar δ	73
III.2	Tempo solar	74
III.3	Duração do período diurno	74
IV	PROGRAMA COMPUTACIONAL	75
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	106

FIGURAS

Fig. 2.1	Esquema de uma máquina ideal a três temperaturas	12
Fig. 2.2	Variação do COP em função da temperatura de regeneração	13
Fig. 2.3	Esquema de uma máquina ideal a quatro temperaturas	14
Fig. 2.4	Representação de isósteras em um ciclo a adsorção	15
Fig. 2.5	Esquema descritivo do refrigerador solar a adsorção	19
Fig. 2.6	Esquema do conjunto coletor solar/leito poroso	21
Fig. 2.7	Esquema do condensador	22
Fig. 2.8	Perspectiva isométrica do evaporador	23
Fig. 2.9	Corte transversal no plano mediano do evaporador	24
Fig. 3.1	Isósteras do par carvão ativado AC-35/metanol em um diagrama de Clapeyron	31
Fig. 4.1	Esquema de discretização do leito poroso	35
Fig. 4.2	Fluxograma resumido do programa computacional	39
Fig. 5.1	Variação do fluxo de radiação solar recebido pelo absorvedor em função do tempo (Dezembro)	42
Fig. 5.2	Variação do coeficiente de transferência de calor global entre a placa absorvedora e o ar ambiente, em função do tempo (Dezembro)	42
Fig. 5.3	Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Outubro)	43
Fig. 5.4	Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Novembro)	43
Fig. 5.5	Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Dezembro)	44
Fig. 5.6	Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Janeiro)	44
Fig. 5.7	Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Fevereiro)	45
Fig. 5.8	Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Março)	45
Fig. 5.9	Variação da temperatura do adsorvente em função da distância radial durante o período diurno (Dezembro)	46
Fig. 5.10	Variação da temperatura do adsorvente em função da distância radial durante o período noturno (Dezembro)	46
Fig. 5.11	Variações das temperaturas da placa absorvedora e do adsorvente em função do tempo (cobertura TIM, Dezembro)	47
Fig. 5.12	Variações das temperaturas da placa absorvedora e do adsorvente em função do tempo (cobertura simples, Dezembro)	48
Fig. 5.13	Variação da temperatura do condensador e do ar ambiente em função do tempo (cobertura TIM, Dezembro)	48
Fig. 5.14	Variação com o tempo das temperaturas do evaporador e da água a ser congelada	49
Fig. 5.15	Variação da produção de gelo em função do tempo (Outubro) ..	50
Fig. 5.16	Variação da produção de gelo em função do tempo (Novembro) ..	50
Fig. 5.17	Variação da produção de gelo em função do tempo (Dezembro) ..	51
Fig. 5.18	Variação da produção de gelo em função do tempo (Janeiro)	51
Fig. 5.19	Variação da produção de gelo em função do tempo (Fevereiro) ..	52
Fig. 5.20	Variação da produção de gelo em função do tempo (Março)	52
Fig. 5.21	Ciclo termodinâmico referente ao mês de Outubro	54

Fig. 5.22 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Novembro	54
Fig. 5.23 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Dezembro	55
Fig. 5.24 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Janeiro	55
Fig. 5.25 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Fevereiro	56
Fig. 5.26 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Março	56
Fig. 5.27 Ciclo experimental obtido por MEDINI et al (1991)	57

TABELAS

Tabela 5. 1 Resultados da simulação referentes ao sistema com cobertura TIM	59
Tabela 5.2 Resultados da simulação referentes ao sistema com cobertura simples	59
Tabela III.1 Valores médios mensais coletados no período de 1976-85	73
Tabela III.2 Coeficientes dos polinômios levantados para os fluxos horários de radiação solar direta I_{dir} e difusa I_{dif}	73
Tabela III.3 Resíduos médios dos polinômios I_{dir} e I_{dif} para cada mês	73
Tabela III.4 Valores do dia médio, dado por Klein, e declinação solar	74

INDRODUÇÃO

A conservação frigorífica de alimentos é ainda um problema em vários países em via de desenvolvimento. Recente pesquisa do IBGE mostra que na região Nordeste do país apenas 44% das casas tem geladeira. A Organização Mundial da Saúde-OMS realizou recentemente um estudo sobre a preservação de alimentos, no qual constatou que a taxa de incidência de câncer no estômago é inversamente proporcional ao uso de geladeira. Outra aplicação da refrigeração essencial para a saúde humana é a conservação de vacinas. Uma das metas prioritárias da OMS é a vacinação de todas as crianças do mundo até o ano 2000, contra as seis doenças mais comuns da infância: poliomelite, difteria, tétano, rubéola, coqueluche e tuberculose. Dados da OMS revelam que, para atendimentos locais, é necessário estocar (sob refrigeração) um volume de outras vacinas (contra hepatite, febre amarela, meningite, etc) e de amostras biológicas, equivalente ao volume consumido na vacinação contra aquelas seis principais doenças.

Portanto, em países com grande população infantil, como o Brasil, além da demanda de refrigeração para conservação alimentar, verifica-se uma crescente necessidade de refrigeradores para preservação de vacinas em hospitais e postos de saúde.

Por outro lado, os danos ao meio ambiente (efeito estufa, depleção da camada de ozônio e poluição atmosférica) causados pelos atuais refrigeradores a compressão de vapor, levaram os países mais industrializados a estabelecer restrições legais de alcance internacional, que deverão limitar progressivamente o uso destes sistemas nos próximos anos. Neste contexto, a sorção sólida constitui uma alternativa tecnológica promissora, para aplicações de refrigeração, em relação aos sistemas a compressão, uma vez que seu impacto ambiental é mínimo. Nos casos em que seu desempenho energético seja comparável aos dos sistemas convencionais, baseados na energia primária, sua competitividade econômica dependerá da adaptação dos atuais refrigeradores à regulamentação sobre os CFCs.

A grande vantagem dos sistemas a sorção sólida é que eles podem operar com energia térmica de diferentes origens e de baixa densidade, como a energia solar e o calor residual, o que diversifica seu campo de aplicação: refrigeradores para localidades isoladas, transporte frigorífico e climatização. Em zonas rurais e comunidades não servidas pela rede elétrica, com elevado índice de incidência solar, a refrigeração solar por sorção sólida pode ser uma alternativa interessante para atender às necessidades de conservação de alimentos e vacinas.

Este estudo tem por objetivo o desenvolvimento de um programa computacional capaz de simular o desempenho de um refrigerador solar a sorção sólida, utilizando o par carvão ativado-metanol, em função de parâmetros meteorológicos locais.

O trabalho é apresentado em 5 capítulos. No primeiro, são apresentados os fundamentos teóricos do fenômeno da adsorção em materiais porosos; diversas considerações são feitas sobre o uso de processos de adsorção em refrigeração, bem como acerca dos pares adsorvente-adsorvato passíveis de utilização. No segundo capítulo, é feita uma análise termodinâmica do ciclo a adsorção, descrevendo-se em seguida o sistema frigorífico, seu princípio de funcionamento, e seus principais componentes. O terceiro capítulo é dedicado ao modelo matemático, apresentando-se detalhadamente o equacionamento de cada componente do sistema, com as respectivas condições de contorno e critérios para estabelecimento das condições iniciais do problema. No quarto capítulo é descrito o método numérico empregado, a metodologia de resolução do sistema de equações e o programa computacional elaborado. O capítulo cinco é destinado à apresentação e à análise dos resultados da simulação. Nos anexos são descritos: o procedimento de cálculo dos diversos coeficientes de transferência de calor e massa, os valores numéricos dos parâmetros da equação de estado e das propriedades dos materiais, os dados meteorológicos utilizados na simulação do sistema e o programa computacional.

CAPITULO 1

ADSORÇÃO EM MEIOS POROSOS

1.1 O fenômeno da adsorção.

No campo da sorção sólida distinguem-se a *absorção* e a *adsorção*, segundo a natureza das forças de ligação entre as moléculas do fluido e a superfície do sólido. No caso da absorção sólida, essas forças são geradas por forças de covalência, decorrentes de uma reação química entre o adsorvente e o fluido, resultando em um novo composto. Este processo é também denominado *adsorção química*. O processo de adsorção sólida, ou *adsorção física*, é caracterizado quando as forças de ligação entre as moléculas do fluido e o meio sólido são de origem eletrostática ou forças de dispersão-repulsão (forças de Van der Waals). Neste trabalho, é considerada apenas a adsorção física, para a qual se adotará simplesmente o termo *adsorção*.

Genericamente, pode-se definir adsorção como a capacidade de certos corpos de fixar seletivamente as moléculas de um fluido. A adsorção de um gás em um adsorvente sólido é um processo exotérmico, devido à mudança de fase gás-líquido. A quantidade de energia liberada no processo é denominada *calor isotérmico*; sua intensidade depende da natureza do par adsorvente-adsorvato.

1.2 Adsorventes.

Um meio poroso é um corpo formado por uma estrutura sólida constituída de cavidades, chamadas poros, geralmente interconectadas, suscetíveis de conter uma ou mais fases fluidas (MARLE, 1985). Distinguem-se nos meios porosos: os macroporos (diâmetro superior a 500Å), os mesoporos (diâmetro entre 500Å e 20Å) e os microporos (diâmetro inferior a 20Å). O fator determinante da propriedade adsortiva de um corpo é sua estrutura microporosa. Em princípio, todos os materiais microporosos são adsorventes. Dentre os adsorventes mais conhecidos estão o gel de sílica, o carvão ativado, a alumina ativada e a zeólita. A alta porosidade é uma característica comum a todos eles. Os parâmetros físicos que caracterizam a porosidade de um material são: o volume dos poros, a superfície e a distribuição das dimensões dos poros. A superfície da estrutura porosa do carvão ativado e da zeólita, adsorventes mais utilizados em refrigeração, varia de 300 a 2.500 m²/g e de 500 a 800 m²/g, respectivamente (YANG, 1987).

A zeólita se diferencia dos demais adsorventes citados, por apresentar uma estrutura cristalina caracterizada por um tamis molecular. Já os outros adsorventes tem uma distribuição de tamanho de poros, cujo diâmetro médio e o desvio em torno deste valor médio são controlados pelo processo de fabricação. Esta diferença de microestrutura porosa determina o grau de seletividade do adsorvente e sua capacidade de adsorção. No caso do carvão ativado, sua distribuição de diâmetro de poros permite à maior parte das moléculas penetrar em sua estrutura porosa, o que significa uma pequena seletividade, mas uma grande capacidade de adsorção. Já no caso da zeólita, devido à sua estrutura molecular

do tipo tamis, há uma grande seletividade das moléculas adsorvíveis em função de suas dimensões.

A maioria dos adsorventes são comercializados em forma de grãos aglomerados, com estrutura bidispersa, ou seja, com dupla porosidade. A biporosidade é caracterizada pelos chamados *poros de difusão* localizados entre os cristais, que concernem os macroporos e os mesoporos e microporos no interior dos cristais. A adsorção ocorre prioritariamente na superfície dos microporos, em condições de condensação capilar, inicialmente na superfície dos macroporos, para depois alcançar os microporos.

Uma descrição completa do fenômeno de adsorção e dos adsorventes pode ser encontrada nas obras de e YANG, op. cit., RUTHVEN (1984) e YOUNG e CROWELL (1962).

1.3 Termodinâmica da adsorção.

O equilíbrio termodinâmico de um par adsorvente-adsorvato pode ser descrito por uma equação de estado, denominada *isoterma de adsorção*, que correlaciona a temperatura, a pressão e a concentração da fase adsorvida (massa adsorvida/massa de adsorvente), de modo que $f(a, T, P) = 0$. Diversos modelos são encontrados na literatura para descrever diferentes tipos de isotermas de adsorção. Os mais utilizados são:

- **A lei de Henry**, que estabelece para fracas concentrações uma relação linear entre a concentração da fase gasosa e aquela da fase adsorvida:

$$a = k c = k \frac{P}{RT}$$

onde c é a concentração da fase gasosa e k é a constante de equilíbrio de adsorção.

- **O modelo de Langmuir**, que considera o processo de adsorção em camadas monomoleculares e em equilíbrio dinâmico. Baseia-se nas seguintes hipóteses: 1) as moléculas do fluido são adsorvidas em um número determinado de poros; 2) cada poro contém uma única molécula; 3) a energia de adsorção é constante em cada poro; e 4) não há interação entre as moléculas adsorvidas em poros vizinhos.

A equação que descreve a isoterma de adsorção é

$$a = \frac{s b P}{1 + b P}$$

onde s é o número total de poros (por unidade de massa ou de volume de adsorvente) e b a constante de equilíbrio de adsorção, dada em função da temperatura.

Para baixas pressões ($P \rightarrow 0$), esta formulação torna-se uma relação linear consistente com a lei de Henry: $a = s b P$. Este modelo é usado comumente em processos de separação de gases.

● A **teoria de Gibbs**, onde o adsorvato é tratado em forma microscópica e bidimensional. As equações termodinâmicas são estabelecidas em termos de “energia de superfície” π :

$$dG = -S dT + V dP - \pi dA + \mu d\eta$$

com

$$G = -\pi A + \mu \eta$$

onde G é a energia livre de Gibbs, π a “pressão bidimensional”, A a “superfície bidimensional” do adsorvente, μ o potencial químico, η o número de moles da fase adsorvida, S a entropia e V o volume adsorvido.

Considerando o volume da fase adsorvida V desprezível, em relação ao volume do adsorvente, e a temperatura constante ($dT = 0$), obtém-se a partir das equações de dG e G :

$$d\mu = \frac{A}{\eta} d\pi$$

Se o equilíbrio entre a fase adsorvida e a fase gasosa é admitido, tem-se a “isoterma de Gibbs”:

$$\frac{A}{\eta RT} d\pi = \frac{d\mu}{RT} = \frac{dP}{P} \quad \text{ou} \quad \ln P = \frac{\mu - \mu_0}{RT}$$

Esta isoterma, baseada na equação dos gases perfeitos, é uma relação genérica, mas pode ser adaptada para condições de concentração mais elevada, a partir de outras equações de estado. Sua limitação repousa justamente na hipótese implícita de considerar que as propriedades termodinâmicas da fase adsorvida móvel podem ser representadas por uma equação de estado típica de gases.

● A teoria do **Potencial de Adsorção**. Este modelo foi desenvolvido mais recentemente por Dubinin e colaboradores (DUBININ e STOECKLI, 1980, DUBININ e ASTAKHOV, 1971, BERING et al, 1972), a partir da teoria proposta originalmente por Polanyi no final dos anos 20. A teoria do potencial de adsorção é uma abordagem puramente termodinâmica, que pode ser bem adaptada à adsorção em materiais microporosos. Baseia-se em um campo de forças de superfície representado pelos contornos equipotenciais sobre a superfície microporosa do adsorvente.

O potencial de adsorção ε é definido por Polanyi como o trabalho necessário para transportar uma molécula da fase gasosa, até um determinado ponto da fase adsorvida sujeito ao campo de forças de adsorção. Este potencial pode ser calculado diretamente, em função da pressão de equilíbrio da fase adsorvida P e da pressão de saturação da fase gasosa P_s :

$$\varepsilon = RT \ln(P_s / P)$$

O potencial ε pode ser relacionado com o volume de adsorvato V acima da superfície adsorvente, através de uma função independente da temperatura chamada curva

característica. Para adsorventes com distribuição Gaussiana de diâmetro de poros, Dubinin e Radushkevich propuseram a seguinte curva característica (DUBININ e STOECKLI, op. cit.):

$$V = V_0 e^{-d \varepsilon^2}$$

onde V_0 é o volume total dos microporos e d um parâmetro característico da adsorção.

A curva característica representa uma correlação de parâmetros concisa e de grande interesse prático para a engenharia. Entretanto, a hipótese de independência da temperatura não é válida para todos os sistemas de adsorção, principalmente a baixas concentrações, já que esta equação não pode ser reduzida à lei de Henry.

Com base em resultados experimentais referentes ao par carvão ativado-metanol, obtidos no domínio de temperaturas de interesse para aplicações em refrigeração solar, adotou-se neste trabalho uma representação de isoterma baseada na teoria do potencial de adsorção. A referida equação de estado é apresentada na seção seguinte.

1.4 Equação de Dubinin-Astakhov.

Para processos de adsorção em materiais microporosos com distribuição de dimensões de poro do tipo polimodal, como o carvão ativado, DUBININ e ASTAKHOV, op. cit., propuseram a seguinte função característica:

$$a = W_0 \rho_l(T) \exp\left\{-D\left[T \ln\left(P_s / P\right)\right]^n\right\} \quad (1.1)$$

onde a é a massa adsorvida por unidade de massa de adsorvente, W_0 é a capacidade máxima de adsorção (volume de adsorvato/massa de adsorvente), ρ_l é a massa específica do adsorvato líquido, D é o "coeficiente de afinidade" e n um parâmetro característico do par adsorvente-adsorvato.

Esta equação é uma generalização da curva característica de Dubinin-Rudshkevich, onde $n = 2$. Por ser uma expressão a 3 parâmetros (W_0 , D e n), a equação de Dubinin-Astakhov tem um campo de aplicação mais amplo, embora tenha um caráter mais empírico, já que admite uma distribuição variável do potencial de adsorção. É particularmente adequada para carbonos fortemente ativados com uma grande heterogeneidade de poros.

Uma regressão numérica obtida a partir de dados experimentais da adsorção de metanol em carvão ativado apresentou um desvio residual de 2,2%, em relação à função característica proposta por Dubinin e Astakhov, de acordo com PASSOS (1986). As experiências foram realizadas para uma faixa de temperaturas entre 20 e 100°C e para massas adsorvidas compreendidas entre 71 e 286 g/kg de adsorvente. Para faixas de temperatura menores, o desvio foi inferior a 2%. Estes valores do desvio residual fornecem uma indicação dos limites de validade deste modelo, o qual é considerado razoável para aplicações de engenharia.

1.5 Calor isostérico de adsorção.

A derivação parcial da isoterma de Gibbs na forma integrada, em relação à temperatura, conduz à uma função denominada *isóstera* (função a massa adsorvida constante) da seguinte forma:

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T}\right)_a = -\frac{q_{st}}{RT^2} \quad (1.2)$$

conhecida como a *fórmula de Clausius-Clapeyron*, onde q_{st} é o calor isostérico liberado no processo de adsorção.

Aplicando-se esta equação à condição de saturação ($P = P_s$), obtém-se o calor latente de mudança de fase L:

$$L = -RT^2 \left(\frac{\partial \ln P_s}{\partial T}\right)_a \quad (1.3)$$

A derivação da equação de Dubinin-Astakhov produz:

$$\frac{\partial \ln P}{\partial T} = \frac{\partial \ln P_s}{\partial T} + \ln(P_s / P) \left\{ T^{-1} + \frac{\alpha}{nD} [T \ln(P_s / P)]^{-n} \right\} \quad (1.4)$$

com

$$\alpha = W_o \frac{\partial \ln(\rho_l / a)}{\partial T}$$

onde α representa o coeficiente de expansão térmica do adsorvato líquido.

Multiplicando-se cada termo da equação diferencial por (RT^2) , obtém-se uma expressão final para o calor isostérico em função da pressão e da temperatura:

$$q_{st} = L + RT \ln(P_s / P) + \left[\frac{\alpha RT}{nD} \right] [T \ln(P_s / P)]^{(1-n)} \quad (1.5)$$

1.6 Cinética de adsorção.

Para que o processo de adsorção possa ser representado unicamente por uma isoterma, é necessário que a difusão de massa no interior do adsorvente seja suficientemente rápida. Caso contrário, deve-se considerar a dependência da fase adsorvida, não somente de grandezas termodinâmicas, mas também do tempo.

A cinética de adsorção em materiais microporosos é controlada principalmente pela difusão no interior da estrutura porosa, já que na superfície dos grãos a difusão é extremamente rápida. No caso de materiais com estrutura bidispersa, como o carvão ativado, dois mecanismos de difusão são verificados: a difusão da fase gasosa através dos poros de transporte (difusão mesoporosa e macroporosa) e a difusão da fase adsorvida nos

microporos (difusão microporosa). A importância relativa destes mecanismos sobre o efeito global da difusão depende essencialmente da pressão. Para pressões inferiores a 10 mbar, as difusões mesoporosa e macroporosa são predominantes, enquanto que, para pressões superiores a este valor, a difusão microporosa tende a governar o processo de transferência de massa (DUBININ e ERASHKO, 1975).

Thomas e Gluckauf, citados em (SAKODA e SUZUKI, 1984), estabeleceram um modelo para a difusão intracristalina, baseando-se em duas hipóteses principais: a temperatura do grão é uniforme e a concentração na interface sólida é igual à concentração de equilíbrio. A equação proposta para a difusão admite uma resistência à transferência de massa linear:

$$\frac{\partial a}{\partial t} = \frac{15 D_i}{r^2} (a_{eq} - a)$$

onde D_i é o coeficiente de difusão, a_{eq} a concentração na interface (massa adsorvida/massa de adsorvente; dada por uma isoterma) e r é o raio médio do grão.

Nos macroporos, diversos mecanismos simultâneos contribuem para o processo de difusão, cuja influência relativa na difusão global depende das dimensões dos poros. Quatro destes mecanismos foram identificados: a difusão superficial, a difusão molecular, a difusão de Knudsen e o escoamento de Poiseuille. Na análise da difusão global, considerando-se a coexistência de tais mecanismos, adota-se frequentemente um *coeficiente de difusão efetivo* D_e , dado por:

$$D_e = \frac{1}{\upsilon} (D^* - D_p)$$

com

$$D^* = \left(\frac{1}{D_m} + \frac{1}{D_K} \right)^{-1}$$

onde D_m é a difusividade molecular, D_K a difusividade de Knudsen, D_p a difusividade de Poiseuille e υ a tortuosidade.

Embora o conhecimento da cinética de adsorção seja genericamente de grande relevância para o modelamento de processos adsorptivos, a experiência tem demonstrado que a resistência ao transporte de massa pode ser negligenciada, no caso da adsorção de metanol em carvão ativado, quando o sistema está sujeito a potências de até 50 W/kg de adsorvente (KARIOGAS e MEUNIER, 1986) Este valor corresponde aproximadamente ao pico da radiação solar incidente (1.000 W/m^2), considerando experiências com protótipos de refrigeradores solares de 1 m^2 de área de captação, comportando 20 kg de adsorvente.

Diante do exposto anteriormente, o modelo de adsorção que será adotado neste estudo considera o equilíbrio instantâneo entre as fases adsorvida e gasosa, ou seja, negligencia a resistência à transferência de massa. O equilíbrio de adsorção será representado por uma curva característica, suposta independente da temperatura (equação de Dubinin-Astakhov).

1.7 Escolha do par adsorvente-fluido refrigerante: carvão ativado-metanol.

Para aplicações de refrigeração, o adsorvente deve ter uma alta capacidade de adsorção a temperatura ambiente a pressões baixas, e uma pequena capacidade adsorviva a temperaturas e pressões elevadas. O efeito frigorífico, ou a temperatura alcançada no evaporador, depende da capacidade de adsorção a baixas pressões; é devido à esta propriedade que o adsorvente, a uma dada temperatura, pode reter vapores provenientes de um fluido a uma temperatura muito inferior. Por outro lado, quanto maior a intensidade desta propriedade, maior deve ser a temperatura de regeneração do adsorvente (dessorção). Portanto, a escolha do adsorvente dependerá de dois fatores básicos:

- da temperatura à qual deve operar o evaporador;
- da temperatura que a fonte térmica pode proporcionar à dessorção.

Outra consideração importante na escolha do adsorvente, é quanto à possibilidade de sua ação catalisadora de uma reação de dissociação do adsorvato. O par zeólita-metanol, por exemplo, não deve ser utilizado porque, a temperaturas em torno de 100°C, a zeólita catalisa a dissociação do metanol em água e éter dimetílico, o que provoca um bolqueio do processo de adsorção (PONS e GUILLEMINOT, 1986). No caso do carvão ativado, esta reação ocorrerá somente a uma temperatura superior a 150°C, o que o torna viável, deste ponto de vista, para aplicações em refrigeração solar.

A escolha do fluido refrigerante, ou adsorvato, deve ser baseada em três condições principais:

- na temperatura do evaporador, que dependerá da aplicação;
- no calor latente de evaporação, que deve ser elevado;
- nas dimensões das moléculas, que devem ser pequenas o suficiente para serem facilmente adsorvidas.

Diversos fluidos de natureza polar satisfazem à estas condições, dentre os quais a água, a amônia e o metanol. O alto ponto de congelamento da água restringe sua utilização à aplicações em que a temperatura mínima do evaporador seja superior à 0°C; diversos sistemas frigoríficos foram estudados, usando como adsorvente a zeólita (DOUSS et al, 1988, GRENIER et al, 1988) e o gel de sílica (KLÜPPEL e GURGEL, 1988, YANAGI et al, 1992). Sistemas abertos, utilizando a adsorção do vapor de água do ar, para aplicações de climatização, tem sido também objeto de vários estudos (JURINAK et al, 1984, JUNG et al, 1985).

Ao contrário da água, a amônia impõe ao sistema pressões de trabalho positivas; para uma temperatura de evaporação de -33°C, a pressão é igual à atmosférica. Esta característica representa uma vantagem do ponto de vista hidrodinâmico (permite maiores distâncias entre o evaporador e o adsorvente), mas poder gerar problemas técnicos de operação, devido à pressão extremamente elevada durante a dessorção. A possibilidade de vazamento torna-se um fator de risco, em razão da alta toxicidade da amônia. Os poucos trabalhos encontrados na literatura sobre o uso de amônia como refrigerante em ciclos à adsorção, indicam baixos desempenhos, comparados com aqueles obtidos com outros fluidos. HÄRKÖNEN e AITOMÄKI (1991) demonstraram que o desempenho do processo regenerativo da adsorção de amônia em zeólita é 10% inferior àquele obtido com metanol, e 34% menor do que o desempenho da dessorção de água. Resultados

experimentais de uma máquina frigorífica solar usando carvão ativado-amônia (BOUGARD e VERONIKIS, 1992) indicam que a quantidade diária de massa adsorvida (por unidade de massa de adsorvente) é 2,4 vezes menor do que aquela obtida em um sistema carvão ativado-metanol (PASSOS, op. cit.) sob condições de incidência solar e temperatura ambiente semelhantes.

Quando se deseja efeitos frigoríficos a temperaturas inferiores a 0°C, como para a produção de gelo, o metanol constitui um fluido adequado para operar em ciclos a adsorção. Atende satisfatoriamente àquelas três condições principais:

- pode evaporar a temperaturas bem abaixo de 0°C (seu ponto de congelamento é de -94°C);
- sua entalpia de vaporização é significativa (~1.200 kJ/kg);
- sua molécula é suficientemente pequena (4 Å), sendo facilmente adsorvível em microporos com diâmetros inferiores a 20 Å).

Além disso, não é um fluido corrosivo, e seu ponto de ebulição normal (~65°C) é relativamente alto, o que impossibilita sua combustão espontânea no ambiente onde se encontra o refrigerador. Embora seja um produto tóxico por inalação, seu uso em ciclos a adsorção requer sempre pressões abaixo da atmosférica. Isto significa um fator de segurança importante, pois em caso de perda de estanquidade do sistema, ocorre a entrada de ar, provocando um aumento anormal de pressão e queda de desempenho, que podem ser rapidamente detectados.

Com base no exposto acima e nos resultados de diversas realizações experimentais encontradas na literatura (PONS e GUILLEMINOT, op. cit., PASSOS e ESCOBEDO, 1989, ZHONG et al, 1992, LEMINI et al, 1992, BOUBAKRI et al, 1992) e considerando a aplicação visada (produção de gelo), o par adotado neste estudo é o carvão ativado-metanol.

O carvão ativado é um material que comporta um volume de microporos significativo, cujos poros tem as dimensões adequadas para a adsorção de metanol. Neste trabalho é considerado o carvão ativado do tipo AC-35, fabricado pela indústria francesa CECA, devido à sua utilização nos estudos mencionados e, conseqüentemente, ao conhecimento de suas propriedades termofísicas e parâmetros da equação de estado do par carvão ativado AC-35/metanol. O leito adsorvente é formado por grãos esféricos de 1 mm de diâmetro, cujos espaços vazios representam 78% do volume total. Metade do volume livre corresponde a espaços inter cristalinos, e a outra metade aos poros no interior dos grãos (23% de macroporos e mesoporos e 16% de microporos). O volume de microporos no carvão ativado AC-35 é de cerca de 0,4 litros/kg. Este carvão é obtido da madeira de pinho e seu princípio ativo é decorrente de um processo de aquecimento a 950°C, em presença de vapor de água. As isósteras do par carvão ativado AC-35/metanol foram levantadas experimentalmente por PONS e GRENIER (1986) e, por conseqüência, foram determinados os parâmetros da curva característica (equação de Dubinin-Astakhov). Os valores dos parâmetros da equação de estado, bem como das propriedades, do par carvão ativado AC-35/metanol encontram-se no Anexo I.

CAPITULO 2

DESCRIÇÃO DO SISTEMA FRIGORÍFICO

2.1 Análise termodinâmica do ciclo a adsorção.

A diferença essencial entre o ciclo a compressão de vapor e o ciclo a adsorção sólida, consiste na origem da energia utilizada para transferir calor de um reservatório frio para outro a uma temperatura superior. Enquanto no primeiro emprega-se energia mecânica, no segundo utiliza-se a energia interna de um fluido interagindo com um meio sólido. Duas vantagens principais do ciclo a adsorção, em relação ao ciclo a compressão, podem ser destacadas:

- o sistema poder operar sem partes móveis;
- desempenho próximo do rendimento ideal de Carnot, para baixas temperaturas da fonte térmica.

O sistema frigorífico abordado neste estudo baseia-se em um ciclo a adsorção sem recuperação de calor, ou no chamado *ciclo intermitente*. Este princípio leva à concepção de uma máquina simples, na qual a energia necessária à dessorção é proveniente de uma fonte de calor externa; neste caso, a energia solar.

O ciclo de Carnot representando o ciclo de refrigeração por adsorção pode ser esquematizado por uma máquina ideal a três temperaturas, denominada *máquina tritérmica* (Fig. 2.1). Esta máquina pode ser decomposta em duas máquinas acopladas entre si, onde uma fornece a energia mecânica que a outra utiliza para produzir refrigeração.

Baseando-se no rendimento ideal de cada uma das máquinas, dado pelo princípio de Carnot, obtém-se o coeficiente de desempenho térmico (COP) global:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{reg}} = \frac{T_{ev}(T_{reg} - T_{con})}{T_{reg}(T_{con} - T_{ev})}$$

onde Q_{ev} é o calor extraído do evaporador a temperatura T_{ev} , Q_{reg} o calor fornecido ao fluido a temperatura de regeneração T_{reg} , e T_{con} é a temperatura do condensador.

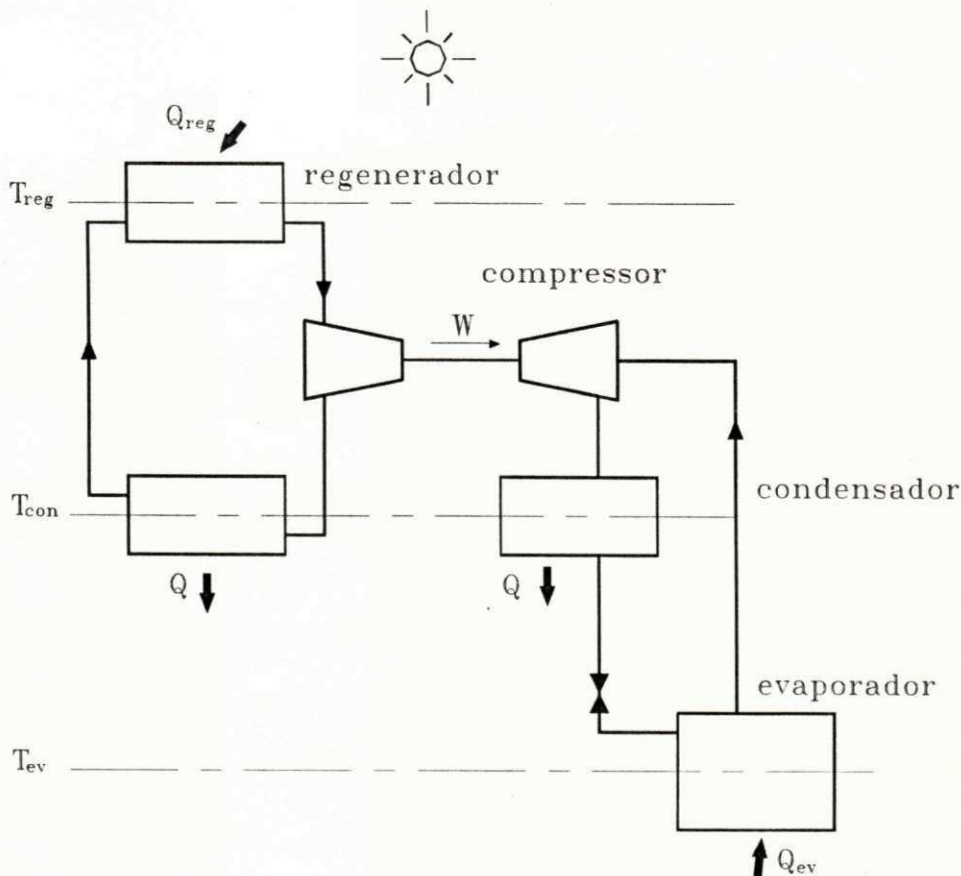


Fig. 2.1 Esquema de uma máquina ideal a três temperaturas.

De acordo com esta relação, o COP aumenta com a diferença de temperatura entre o regenerador e o condensador, e diminui com a diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador. Por exemplo, para uma temperatura de condensação de 30°C , o desempenho da máquina em uma aplicação de climatização ($T_{ev} = 7^{\circ}\text{C}$) será 60% maior do que aquele obtido para a produção de gelo ($T_{ev} = -5^{\circ}\text{C}$), para uma temperatura de regeneração de 100°C . Por outro lado, fixadas as temperaturas do evaporador e do condensador, o COP torna-se uma função crescente da temperatura de regeneração, tendendo assintoticamente para $T_{ev}/(T_{con} - T_{ev})$, conforme é indicado na Fig. 2.2.

2.1.1 Máquina ideal a quatro temperaturas.

O ciclo real de refrigeração por adsorção se afasta do ciclo ideal da máquina tritêmica, porque necessita de 4 níveis de temperatura. Portanto, o ciclo ideal para um sistema a adsorção deve ser aquele de uma hipotética *máquina quadritêmica*, correspondendo ao acoplamento de duas máquinas a duas temperaturas, operando com o mesmo fluido condensável e sem conversão de energia mecânica (GUILLEMINOT et al, 1980) (Fig. 2.3).

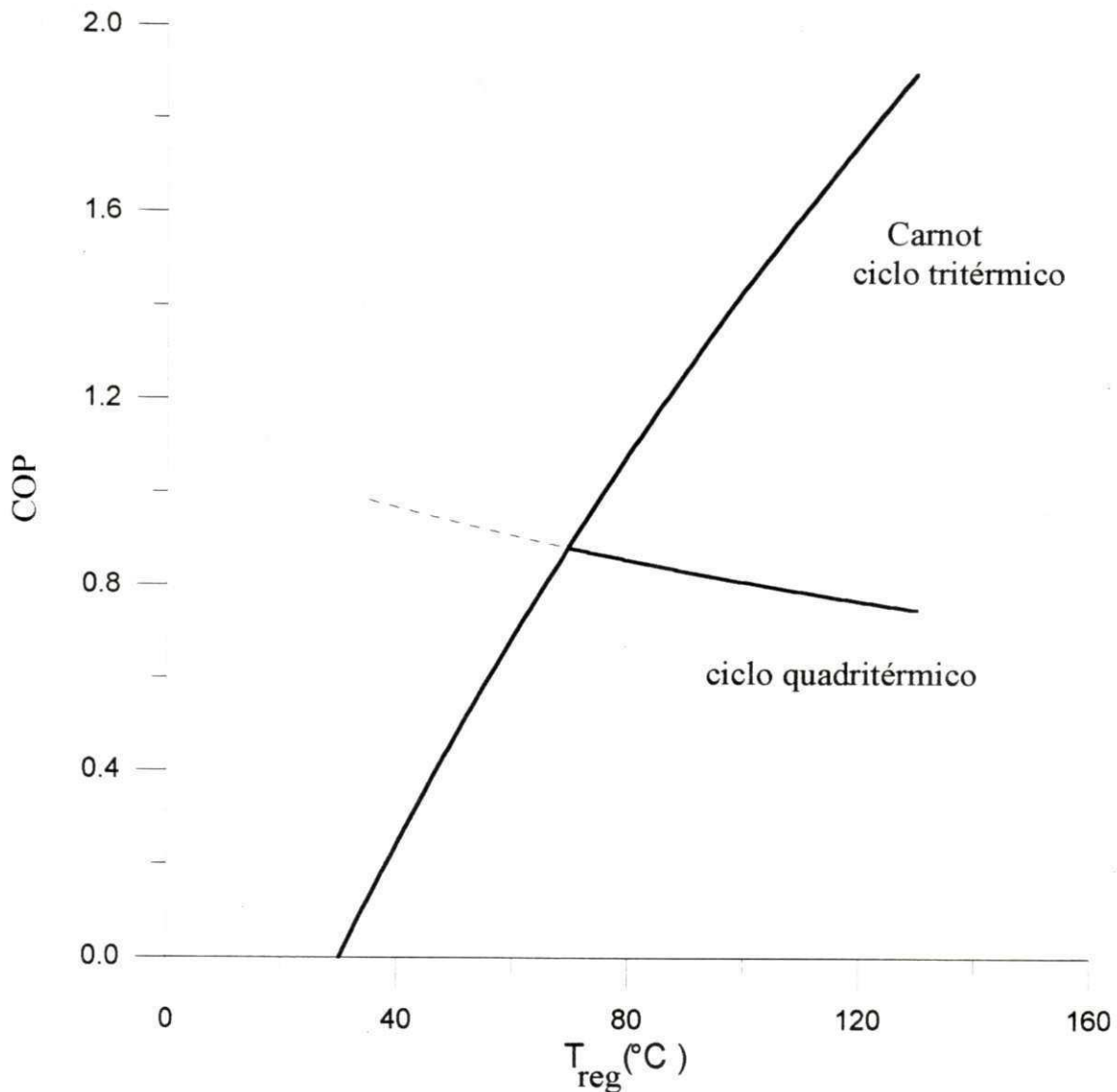


Fig. 2.2 Variação do COP em função da temperatura de regeneração ($T_{ev} = -5^\circ\text{C}$, $T_{con} = 30^\circ\text{C}$ e $T_o = 30^\circ\text{C}$).

O COP de Carnot de uma máquina quadritérica pode ser expresso por:

$$COP = \frac{1 - \frac{T_{con}}{T_{reg}}}{\frac{T_o}{T_{ev}} - 1} \quad (2.1)$$

onde T_o é uma temperatura de referência, acima da temperatura ambiente, correspondente à máxima temperatura possível para que ocorra a adsorção.

Durante a regeneração do adsorvente (etapa diurna), ocorre a transferência de massa da fase adsorvida a temperatura T_{reg} , para a fase líquida a temperatura do condensador T_{con} . Esta transferência corresponde à uma produção de energia interna, oriunda da diferença de energia de ligação entre a fase adsorvida e a fase líquida. Durante a produção frigorífica (etapa

noturna), se dá o transporte de massa da fase líquida a baixa temperatura (T_{ev}), para a fase adsorvida à temperatura de referência T_0 .

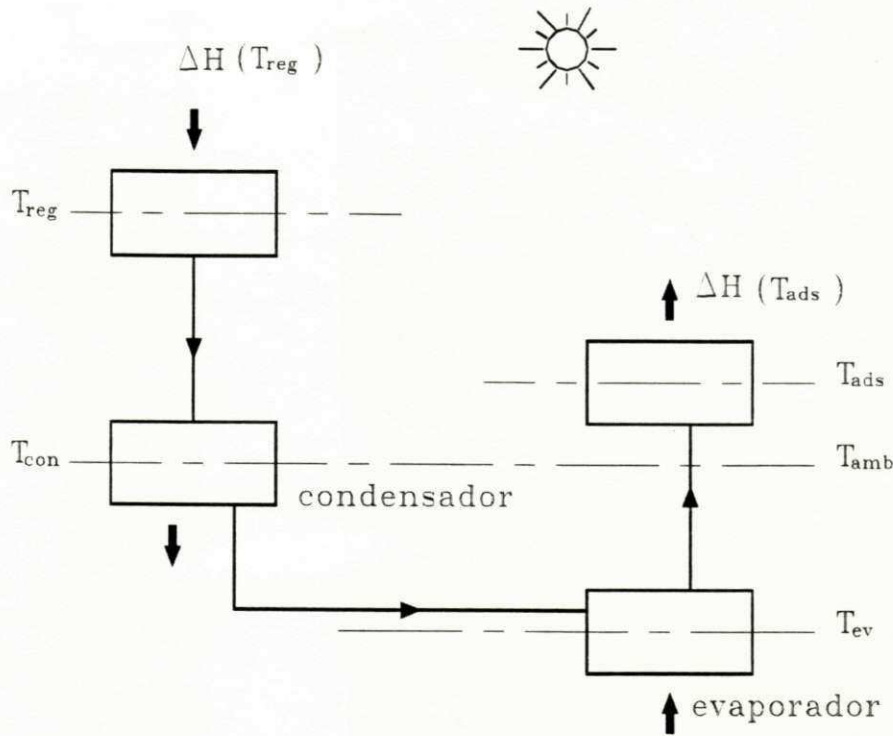


Fig. 2.3 Esquema de uma máquina ideal a quatro temperaturas.

A noção de temperatura de referência decorre do fato de que a energia produzida em uma fase não corresponde à energia utilizada na outra. Quando a energia interna produzida na regeneração é igual à energia necessária à adsorção, tem-se o caso da máquina tritérmica ideal. A temperatura T_0 está relacionada à uma outra temperatura referencial T'_0 , que representa a temperatura mínima que deve alcançar o regenerador para que o ciclo funcione.

Aplicando-se as leis fundamentais da termodinâmica ao processo de regeneração, tem-se:

$$\Delta H - L = \Delta Q + U \quad (2.2)$$

$$\frac{\Delta H}{T_{reg}} - \frac{(L + \Delta Q)}{T_{con}} \leq 0 \quad (2.3)$$

com a igualdade representando o processo reversível; onde ΔH é a entalpia de adsorção, L o calor latente de condensação, ΔQ o calor fornecido pelo meio exterior e U a energia interna produzida.

Combinando-se equações (2.2) e (2.3):

$$U \leq \Delta H \left(1 - \frac{T_{con}}{T_{reg}} \right) \quad (2.4)$$

Analogamente para o processo de produção frigorífica, considerando agora as temperaturas T_{ev} e T_{ads} , obtém-se para a energia interna utilizada neste processo:

$$U \geq \Delta H \left(1 - \frac{T_{con}}{T_{ads}} \right) \quad (2.5)$$

onde T_{ads} é a temperatura de adsorção, equivalente à temperatura final do adsorvente, ou seja, antes do início de sua regeneração.

Comparando-se as equações (2.4) e (2.5) e considerando que ΔH depende não só da temperatura, mas também da concentração da fase adsorvida, torna-se evidente a diferença entre a máquina tritérmica e a máquina quadritérmica. Em efeito, se a energia interna U produzida na regeneração for superior àquela necessária à adsorção, este último processo pode se dar à uma temperatura superior à temperatura ambiente, ou de condensação, conforme indicado na figura 2.3.

A temperatura de referência T_o' pode ser determinada através da fórmula de Clausius-Clapeyron (equação 1.2), com auxílio das isósteras (funções a massa adsorvida constante) do par adsorvente-adsorvato, indicadas na figura 2.4.

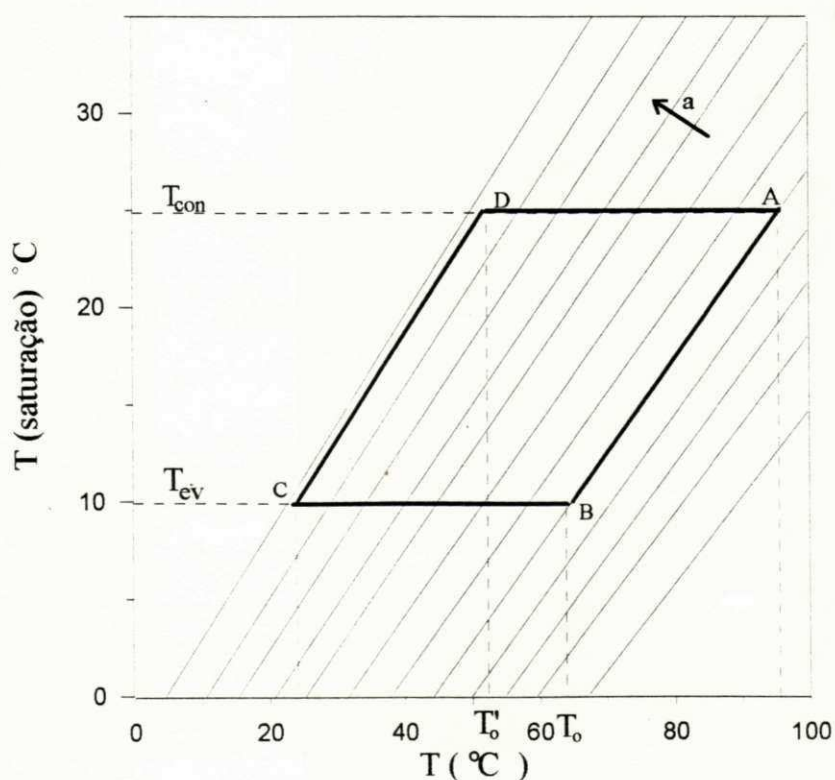


Fig. 2.4 Representação de isósteras em um ciclo à adsorção.

A integração de (1.2), ao longo do processo de dessorção AB, fornece para a fase adsorvida:

$$\ln \frac{P_{con}}{P_{ev}} = \int_{T_{ads}}^{T_o'} \frac{\Delta H(a, T)}{RT^2} dT \quad (2.6)$$

onde P_{con} e P_{ev} são as pressões de saturação, respectivamente às temperaturas T_{con} e T_{ev} , e a é a concentração (massa adsorvida/massa de adsorvente).

E para a fase líquida:

$$\ln \frac{P_{con}}{P_{ev}} = \int_{T_{ev}}^{T_{con}} \frac{L(T)}{RT^2} dT \quad (2.7)$$

Combinando-se (2.6) e (2.7), tem-se:

$$\int_{T_{ev}}^{T_{con}} L d\left(\frac{1}{T}\right) = \int_{T_{ads}}^{T_o'} \Delta H d\left(\frac{1}{T}\right) \quad (2.8)$$

Supondo L e ΔH constantes durante o processo isostérico:

$$L \left(\frac{1}{T_{ev}} - \frac{1}{T_{con}} \right) = \Delta H \left(\frac{1}{T_{ads}} - \frac{1}{T_o'} \right) \quad (2.9)$$

Adotando-se igual procedimento em relação em relação ao processo de adsorção (isóstera CD), obtém-se:

$$L \left(\frac{1}{T_{ev}} - \frac{1}{T_{con}} \right) = \Delta H \left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_{reg}} \right) \quad (2.10)$$

Das equações (2.9) e (2.10), obtém-se a correlação entre T_o e T_o' :

$$\frac{1}{T_{ads}} - \frac{1}{T_o'} = \frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_{reg}} \quad (2.11)$$

2.1.2 Coeficiente de desempenho térmico ideal.

O COP de uma máquina quadritémica representa o rendimento termodinâmico ideal, correspondente àquelas quatro temperaturas (T_{ev} , T_{ads} , T_{con} e T_{reg}) do ciclo. Ele indica o desempenho máximo para o qual tenderia a máquina, se esta operasse em um ciclo contínuo com uma recuperação de calor sensível ideal. É definido como:

$$COP = \frac{L(T_{ev})}{\Delta H(T_{reg})} \quad (2.12)$$

De acordo com a equação (2.10), tem-se que:

$$COP = \frac{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_{reg}}}{\frac{1}{T_{ev}} - \frac{1}{T_{con}}} \quad (2.13)$$

Esta equação é equivalente à equação (2.1), estabelecida para o COP de Carnot.

Considerando o estado de equilíbrio entre as fases adsorvida e gasosa, a variação de entropia do sistema ΔS_e pode ser descrita a partir da equação de Clausius-Clapeyron:

$$\Delta S_e = \frac{\Delta H}{T_{reg}} - \frac{L}{T_{cond}} \quad (2.14)$$

Explicitando-se o termo $L/\Delta H$ desta equação, tem-se para o COP a seguinte relação:

$$COP = \frac{T_{con}}{T_{reg}} \frac{1}{\left(1 + \frac{T_{con} \Delta S_e}{L}\right)} \quad (2.15)$$

Admitindo-se que $T_{con} \Delta S_e \approx 0$, pode-se expressar o desempenho térmico do ciclo de uma máquina quadritérmica, em função de uma simples razão entre as temperaturas de condensação e de regeneração:

$$COP \cong \frac{T_{con}}{T_{reg}} \quad (2.16)$$

A variação deste coeficiente de desempenho com a temperatura de regeneração está indicada na figura 2.3. Para $T_{reg} = 100^\circ\text{C}$, seu valor é de 0,81, enquanto que o COP de uma máquina tritérmica é de 1,44. Estes valores são coincidentes quando $T_{reg} \approx 72^\circ\text{C}$.

A experiência tem demonstrado que os desempenhos dos ciclos intermitentes de refrigeração a adsorção, são bem inferiores aos valores máximos relativos à máquina quadritérmica, devido à degradação da energia disponível em forma de calor sensível (MEUNIER, 1990). Os maiores valores obtidos estão entre 0,4 e 0,5. Em efeito, os baixos desempenhos das máquinas reais se devem ao fato de que as trocas de calor ocorrem em diversos níveis de temperatura. Os sistemas a adsorção, na realidade, se comportam como *máquinas politérmicas*.

2.1.3 Coeficiente de desempenho térmico solar.

O coeficiente de desempenho solar COP_s é calculado a partir do coeficiente de desempenho térmico da máquina COP_t , considerando o calor sensível do sistema (adsorvente/adsorvato + coletor solar), e um ciclo intermitente sem recuperação de calor.

Para uma dada temperatura de regeneração T_{reg} , o COP_t é dado por:

$$COP_t = \frac{m_1 \Delta\alpha L(T_{ev}) - Q_1}{m_1 \Delta\alpha \Delta H(T_{reg}) + Q_2 + Q_3} \quad (2.17)$$

onde:

- m_1 é a massa de adsorvente;
- $\Delta\alpha$ é a variação de concentração de adsorvato;
- Q_1 é a quantidade de calor sensível transferido no resfriamento do adsorvato de T_{con} à T_{ev} ;
- Q_2 é a quantidade de calor sensível necessária para aumentar a temperatura do reator (massa de adsorvente + massa de coletor solar) de T_{ads} a T_o' ;
- Q_3 é a variação de energia interna da massa adsorvida correspondente à variação de temperatura do reator de T_{ads} à T_{con} .

Multiplicando-se a equação (2.17) pela eficiência térmica do coletor solar η_c , tem-se o COP_s :

$$COP_s = \frac{\eta_c [m_1 \Delta\alpha L(T_{ev}) - Q_1]}{m_1 \Delta\alpha \Delta H(T_{reg}) + Q_2 + Q_3} \quad (2.18)$$

A eficiência η_c é definida no Capítulo 3 (seção 3.3.2).

2.2 Descrição e funcionamento do sistema.

O sistema considerado para análise é constituído de 3 componentes básicos: um reator (formado por um coletor solar comportando um leito poroso), um evaporador e um condensador. Estes 3 componentes estão interconectados, e a comunicação entre eles é efetuada por meio de 2 válvulas unidirecionais, conforme é mostrado na figura 2.4.

2.2.1 Princípio de funcionamento.

A operação do sistema baseia-se no comportamento do reator, que funciona em forma alternada, seja como adsorvedor, durante a etapa noturna de produção frigorífica, seja como regenerador, durante o dia, mediante a conversão térmica de energia solar (Fig. 2.5).

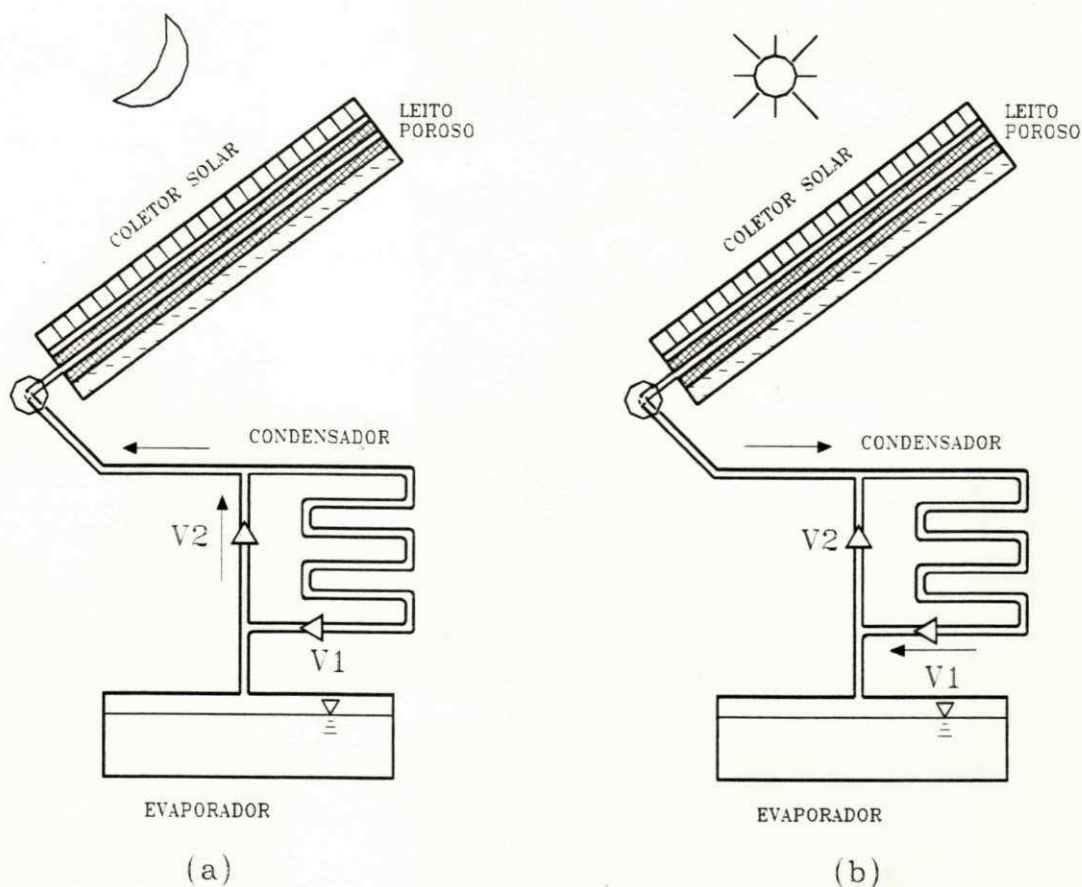


Fig. 2.5 Esquema descritivo do refrigerador solar a adsorção: (a) etapa de produção frigorífica; (b) etapa de regeneração.

A etapa de produção frigorífica se inicia no final da tarde (ponto A do diagrama da Fig. 2.4), quando a temperatura do reator começa a diminuir, momento em que a válvula V1 é fechada. A pressão decresce, mas a massa adsorvida permanece constante, até a temperatura do reator atingir a temperatura de referência T_0 (ponto B), quando a válvula V2 se abre e a evaporação começa a ocorrer. O processo de evaporação sucede-se durante toda a noite, até que a temperatura do reator alcance seu valor mínimo (ponto C), no começo da manhã, quando se inicia a etapa de regeneração (Fig. 2.5b).

No final da adsorção, o reator está a uma temperatura e a uma pressão P_{ev} , correspondente à pressão de saturação da fase gasosa no evaporador. Com o aquecimento do reator pela ação do sol, há uma elevação de sua temperatura e a dessorção tem início, com um conseqüente aumento de pressão, que vai provocar o fechamento da válvula V2. Enquanto a pressão do reator for inferior à pressão de condensação, a válvula V1 é mantida fechada, e a massa da fase adsorvida (a baixa concentração) se mantém constante. Quando a temperatura do reator atinge a temperatura referencial T_0' (ponto D), a válvula V1 é aberta e a condensação se inicia, prosseguindo até que o reator alcance sua temperatura máxima (ponto A) (Fig. 2.5b).

2.2.2 Descrição do reator.

O reator consiste em uma série de tubos de cobre, posicionados lado a lado, cujo interior é formado por dois compartimentos, separados por uma tela (Fig. 2.6). O espaço anular concêntrico é ocupado pelo adsorvente (carvão ativado) e o espaço cilíndrico é destinado à circulação do adsorvato (metanol). Esta configuração de reator, foi proposta originalmente por VODIANITSKAIA e KLÜPPEL (1984), que estudaram experimentalmente um pequeno refrigerador solar operando com o par gel de sílica-água. Todos os trabalhos encontrados na literatura, referentes aos sistemas carvão ativado-metanol, utilizavam um reator do tipo caixa, constituído de um único invólucro. O reator multitubular apresenta duas vantagens essenciais, em relação aos reatores formados por uma única peça: sua fabricação é mais simples; e ele pode ser construído com materiais de menor espessura, já que sua geometria permite suportar maiores diferenças de pressão (o sistema funciona a vácuo).

Para se determinar as dimensões do reator, adotou-se como referência a relação de 20 kg de adsorvente/m² de área da superfície absorvedora do coletor solar. Este valor corresponde à grande maioria dos protótipos já realizados, utilizando o par carvão ativado-metanol, o que torna consistente a comparação de resultados. Assim, considerou-se 13 tubos de diâmetro nominal de 76 mm, de 1 m de comprimento cada um, com uma tela cilíndrica concêntrica de 33 mm de diâmetro. Com estas dimensões, o espaço anular comporta um volume de 3,7 litros de carvão ativado AC-35 em cada tubo.

A superfície absorvedora do coletor solar é seletiva; coberta com um material isolante transparente - TIM - (HOLLANDS, 1965, BUCHBERG e EDWARDS, 1976, SVENDSEN, 1989, ROMMEL e WAGNER, 1992) que consiste em um conjunto de elementos de perfil hexagonal (formando um *honeycomb*), conhecido também por *células de Bénard*, destinado à diminuir as perdas por convecção e por radiação.

Podem ser usados como TIM o vidro, ou o policarbonato, materiais que tem boas propriedades óticas e suportam temperaturas elevadas. De acordo com as experiências de ROMMEL e WAGNER, op. cit., o limite de temperatura para o policarbonato, antes de começar a fundir-se, é de 120°C, o que significa temperaturas na placa absorvedora de até 140°C, já que deve haver um espaço de alguns centímetros entre esta e o suporte do TIM (Fig. 2.6). Já o TIM de vidro suporta temperaturas bem mais elevadas, mas sua condutividade térmica é bem maior do que a do policarbonato, o que representa maiores perdas de calor para o meio ambiente. Para a aplicação em questão (processo endotérmico na interface absorvedor/adsorvente), a temperatura no absorvedor não deverá alcançar os 140°C. Será considerada, então, a cobertura do coletor solar com TIM de policarbonato.

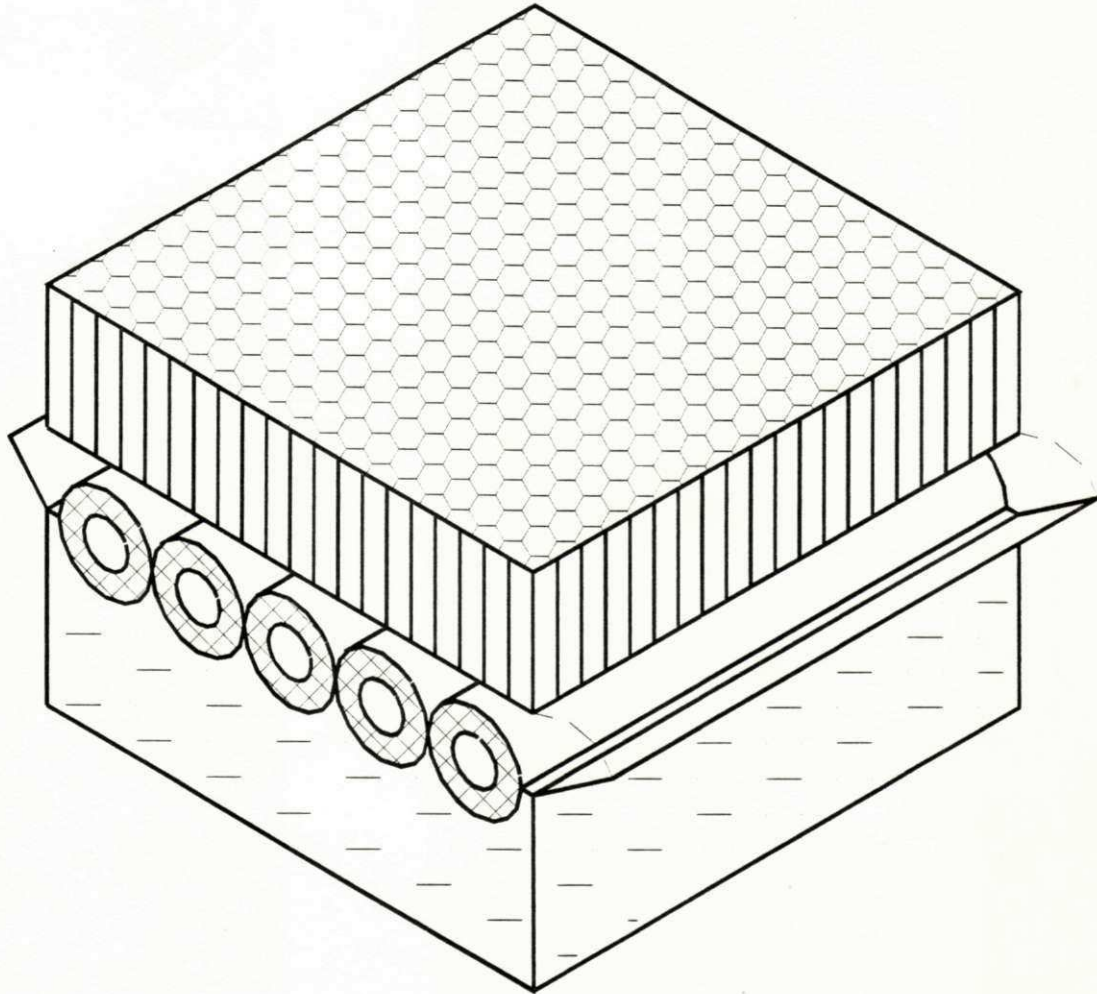


Fig. 2.6 Esquema do conjunto coletor solar/leito poroso.

O reator é isolado por baixo com uma camada de 10 cm de poliestireno expandido. As superfícies laterais do coletor são articuladas, de modo a permitir a aeração do adsorvedor durante a noite, favorecendo a remoção do calor liberado na adsorção (reação exotérmica).

2.2.3 Descrição do condensador.

O condensador consiste em um tubo de cobre horizontal, de 50 mm de diâmetro e 60 cm de comprimento, comportando 11 aletas transversais quadradas de 15 cm de lado. Estes dados correspondem à uma área de condensação de $0,55 \text{ m}^2$. O tubo aletado está submerso em um recipiente aberto contendo 80 litros de água, cuja superfície livre é protegida da radiação solar direta, mas avista parcialmente o hemisfério celeste (Fig. 2.7). O recipiente tem a base quadrada, com lado de 65 cm, e uma altura de 20 cm. Uma análise referente ao dimensionamento do condensador é apresentada no Anexo II (seção II.5).

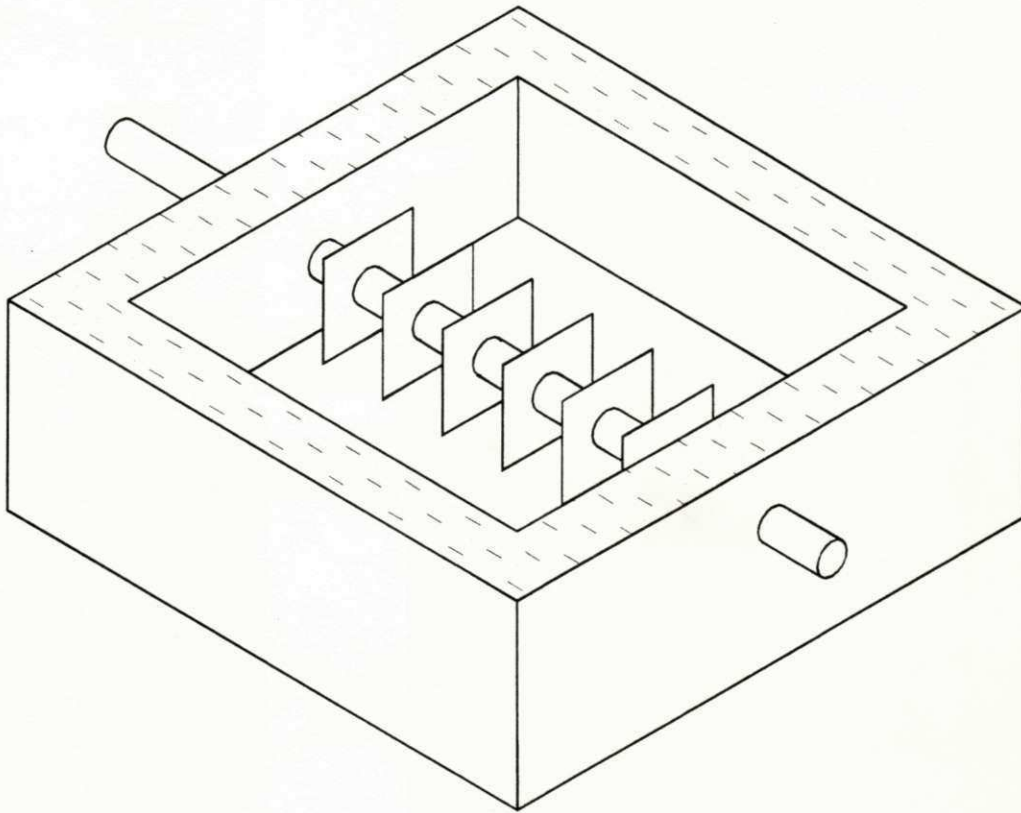


Fig. 2.7 Esquema do condensador.

Na maioria dos protótipos realizados, utilizou-se um condensador a ar, que do ponto de vista prático é vantajoso, mas proporciona taxas de resfriamento muito menores do que o condensador a água. Experiências realizadas em João Pessoa-PB demonstraram que, para uma camada de água de 25 cm, protegida durante o dia e exposta ao céu durante a noite, a taxa de resfriamento obtida variou de 20 a 60 W/m², dependendo das condições ambientais (LEITE e KLÜPPEL, 1993). Isto significa que o condensador pode começar a operar com temperaturas entre 1 e 3°C abaixo da temperatura ambiente. Além disso, sob condições típicas de condensação, o coeficiente de transferência de calor convectivo na água é 100 vezes superior àquele obtido com o ar, o que exige uma área de troca de calor bem menor do que a necessária em um condensador a ar.

2.2.4 Descrição do evaporador.

O evaporador é constituído de tubos horizontais, comportando cada um duas aletas longitudinais (de largura igual ao raio dos tubos), abaixo das quais ocorre a formação de gelo, conforme é mostrado nas figuras 2.8 e 2.9. Os tubos são interconectados, para se garantir a mesma quantidade de metanol em cada um deles. O sistema está posicionado a poucos centímetros da base da câmara frigorífica; espaço este destinado à movimentação de um recipiente com a água a ser congelada. A quantidade de água a ser introduzida diariamente é de 10 kg.

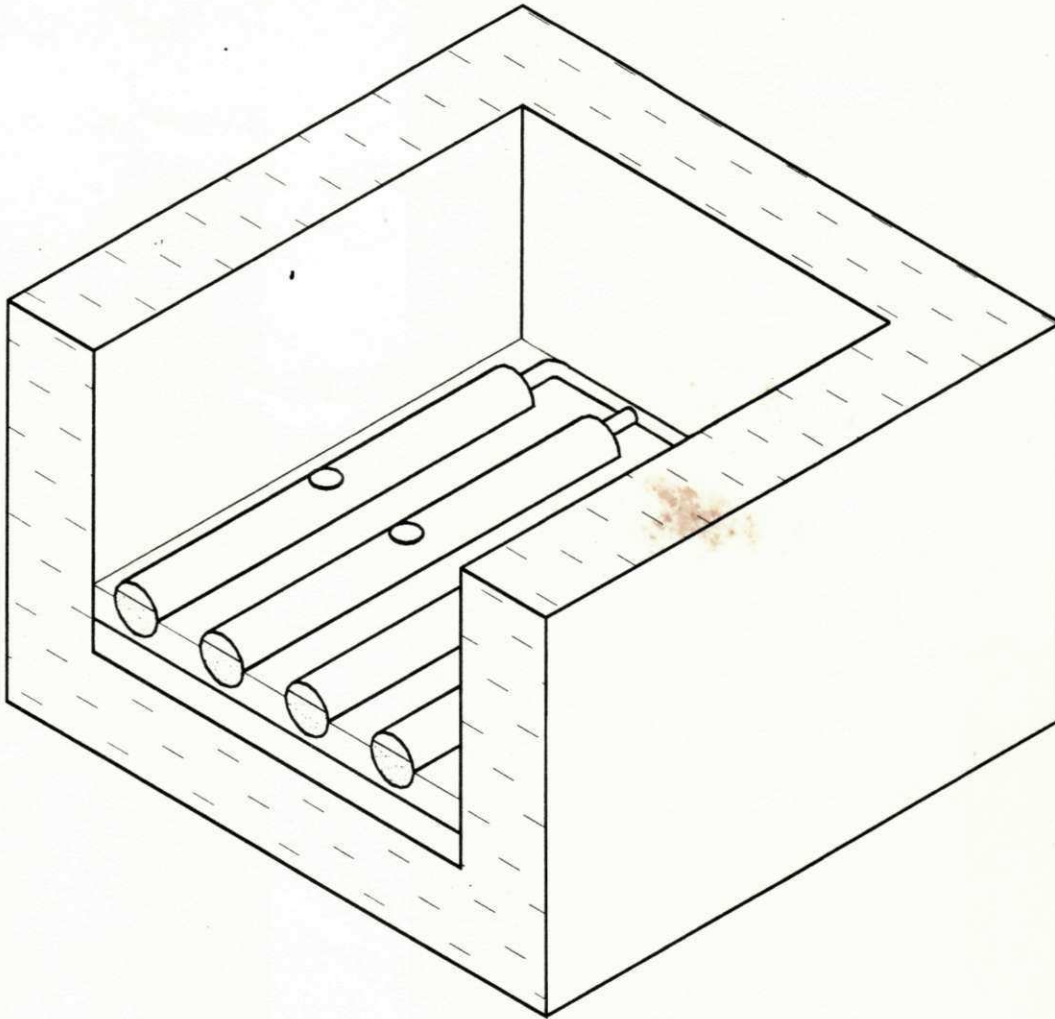


Fig. 2.8 Perspectiva isométrica do evaporador.

O conjunto é formado por 8 tubos de 50 mm de diâmetro e 0,5 m de comprimento, equivalendo à uma superfície total de evaporação de $1,1 \text{ m}^2$. O volume de metanol a ser distribuído nos tubos é de 7,6 litros, valor correspondente à uma capacidade máxima de adsorção de 300 g/kg de carvão ativado, para uma densidade do metanol líquido de 1.206 kg/m^3 , considerando-se uma temperatura média do evaporador de -5°C . A largura total do evaporador é de 0,85 m e a distância das aletas até a base do recipiente com água a gelar é de 34 mm. Na seção II.7 do Anexo II é apresentada uma análise do dimensionamento do evaporador.

Este tipo de evaporador distingui-se também daqueles utilizados nos protótipos estudados, cuja estrutura é semelhante à do reator, sendo que a superfície inferior da caixa tem um perfil trapezoidal onde o gelo é formado.

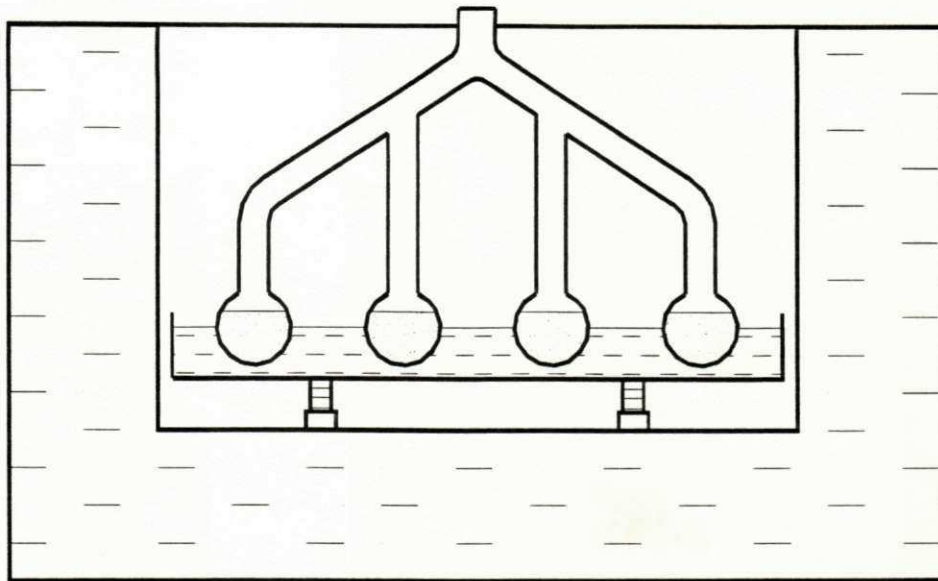


Fig. 2.9 Corte transversal no plano mediano do evaporador.

CAPITULO 3

MODELO MATEMÁTICO

O modelo descreve a evolução dos processos de transferência de calor e de massa nos componentes do sistema em função do tempo. Determina-se a cada instante:

- a temperatura e a massa adsorvida em cada ponto do reator;
- a pressão total do reator;
- as temperaturas do condensador e do evaporador.

O comportamento do refrigerador está condicionado à evolução de parâmetros meteorológicos, como a radiação solar global (direta + difusa), a temperatura e a umidade do ar ambiente, calculados através de funções obtidas a partir de dados horários.

3.1 Hipóteses.

As hipóteses de base do modelo são as seguintes:

- 1) A equilíbrio termodinâmico do sistema adsorvente-adsorvato é verificado em todos os pontos do reator e a cada instante. A difusão é efetuada somente pela fase gasosa;
- 2) A resistência à transferência de massa intergranular e no interior poros é desprezível. Considera-se, a cada instante, uniforme a pressão no leito poroso;
- 3) A distribuição de temperatura no adsorvente é função somente da direção radial (condução de calor unidimensional);
- 4) A temperatura da placa absorvedora é uniforme e independente de sua espessura;
- 5) O sistema adsorvente-adsorvato é tratado como um meio contínuo homogêneo para efeito de condução térmica;
- 6) Os efeitos convectivos no interior do leito poroso são negligenciáveis;
- 7) A queda de pressão nos componentes e nas tubulações, bem como, no interior do reator é desprezível.

Esta última hipótese foi verificada por GUILLEMINOT et al (1987), que constataram diferenças de pressão no interior do reator inferiores a 50 Pa, para uma pressão de $1,2 \cdot 10^4$ Pa em um leito adsorvente de carvão ativado AC-35/metanol.

3.2 Equacionamento dos componentes do sistema.

Aplicam-se as equações de conservação de energia e de massa à cada componente do refrigerador: reator (coletor solar + leito poroso), condensador e evaporador.

São considerados nos cálculos dois tipos de cobertura semi-transparente para o coletor solar. O primeiro, corresponde ao que se chamará de *caso de referência*, onde considera-se uma cobertura constituída de uma única placa de vidro (utilizada na maioria dos trabalhos encontrados na literatura). O outro tipo de cobertura, consiste em um conjunto de células hexagonais, denominado pela sigla TIM (material isolante transparente), conforme foi descrito no capítulo anterior (seção 2.2.1). Neste caso, será adotado um coeficiente de transferência de calor global, entre a placa absorvedora e o ar ambiente U_t , dado em função da diferença de temperatura ($T_{placa} - T_{amb}$), por uma relação linear obtida experimentalmente (ROMMEL e WAGNER, op. cit.) No caso de referência (cobertura de vidro simples), se adotará para a etapa diurna uma correlação de U_t proposta por KLEIN (1975); e para a etapa noturna, será considerada uma equação de energia para a placa de vidro.

No Anexo II encontram-se as correlações, referentes aos coeficientes de transferência de calor, usadas neste modelo. No anexo I constam os valores das propriedades térmicas de cada material.

3.2.1 Reator.

● Placa absorvedora:

Considera-se para efeito de cálculo, um único tubo, cuja área projetada seja equivalente à 1 m^2 . Para a etapa diurna, a equação de transferência de calor é:

$$m_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = 2\pi r_1 L_t h (T - T_p) + (U_t + U_b)(T_{amb} - T_p) + I_p(t) \quad (3.1)$$

onde:

- T_p é a temperatura da placa absorvedora;
- T é a temperatura do adsorvente na interface;
- T_{amb} é a temperatura ambiente;
- r_1 é o raio do tubo;
- L_t é o comprimento do tubo (proporcionando a área unitária);
- h é a condutância térmica da interface absorvedor/adsorvente;
- U_t é o coeficiente de transferência de calor global entre a placa absorvedora e o ar ambiente, referente à face anterior do coletor;
- U_b é o coeficiente de transferência de calor global referente à parte inferior do absorvedor;
- I_p é o fluxo de radiação solar absorvida pela placa.

A temperatura ambiente T_{amb} é dada pela seguinte relação sinusoidal:

$$T_{amb} = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{D_j}(t - \varphi)\right) \quad (3.2)$$

onde T_{max} e T_{min} são as temperaturas ambiente máxima e mínima diárias, D_j é a duração do período diurno, em horas (tempo decorrido entre o nascer e o pôr do sol) e φ é o intervalo de tempo entre o pico da radiação solar e a temperatura máxima. Com base em dados experimentais referentes à João Pessoa (MORAES, 1985, KLÜPPEL e LEITE, 1989), adotou-se para φ o valor de 1 h. A equação para determinação de D_j , assim como os valores de T_{max} e T_{min} usados na eq. (3.2), são apresentados no Anexo III.

O equacionamento do termo Φ e a expressão da eficiência térmica do coletor solar são apresentados no final deste capítulo (seção 3.3).

Para a etapa noturna (caso de referência), tem-se:

$$m_p C_{p_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = 2\pi r_1 L_t (T - T_p) + (h_{c,v-p} + h_{r,v-p})(T_v - T_p) \quad (3.3)$$

onde T_v é a temperatura da cobertura de vidro, $h_{c,v-p}$ e $h_{r,v-p}$ são os coeficientes de transferência de calor, respectivamente, por convecção e por radiação, entre o absorvedor e o vidro. A temperatura T_v é dada por:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{1}{\delta_v \rho_v C_{p_v}} \left[(h_{c,v-p} + h_{r,v-p})(T_p - T_v) + (h_v + h_{r,v-c})(T_{amb} - T_v) \right] \quad (3.4)$$

onde δ_v é a espessura da placa de vidro, h_v é o coeficiente convectivo devido ao vento, $h_{r,v-c}$ é o coeficiente linearizado de transferência radiativa entre o vidro e o céu (função da *emitância aparente do céu*), e T_{amb} é a temperatura do ar ambiente.

● Leito poroso.

$$\left[\rho_1 (C_{p_1} + a C_{p_2}) \right] \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + Q(r,t) \quad (3.5)$$

onde C_p é o calor específico a pressão constante (os índices 1 e 2 referindo-se ao adsorvente e ao adsorvato, respectivamente), ρ é a massa específica, a é a concentração de adsorvato (dada pela eq. 1.1), k a condutividade térmica do leito adsorvativo e Q é o calor da reação de adsorção/dessorção, dado por:

$$Q = q_{st} \rho_1 \frac{\partial a}{\partial t} \quad (3.6)$$

sendo q_{st} o calor isostérico de adsorção, dado pela equação (1.5).

O termo $\partial a/\partial t$, representando a cinética de adsorção, é obtido a partir da diferenciação total de a em relação ao tempo:

$$\frac{da}{dt} = \left(\frac{\partial a}{\partial T} \right)_{\ln P} \frac{dT}{dt} + \left(\frac{\partial a}{\partial P} \right)_T \frac{d \ln P}{dt} \quad (3.7)$$

Após algumas operações algébricas, obtém-se:

$$\frac{da}{dt} = b \left[\frac{d \ln P}{dt} - \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} \right] \quad (3.8)$$

com

$$b = a n D T^n \left(\ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1}$$

onde n e D são parâmetros da equação de estado do equilíbrio bivariante do sistema de adsorção (equação de Dubinin-Astakhov), P é a pressão do reator e P_s a pressão de saturação do adsorvato.

Substituindo-se (3.5) e (3.7) em (3.4), obtém-se uma expressão final para a equação de energia do leito poroso, da seguinte forma:

$$\left[\rho_1 (Cp_1 + a Cp_2) + \frac{b \rho_1 q_{st}^2}{R T^2} \right] \frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + b \rho_1 q_{st} \frac{d \ln P}{dt} \quad (3.9)$$

O termo $d \ln P/dt$ é determinado em função do processo que esteja ocorrendo no reator. No caso de um processo isotérico de adsorção ou dessorção, quando o reator encontra-se isolado, tem-se:

$$\frac{d}{dt} \iiint a(T, P) 2 \pi r dr dz = 0 \quad (3.10)$$

Aplicando-se esta condição na equação (3.9), obtém-se:

$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{\iiint b(a, T, P) \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dr} r dr dz}{\iiint b(a, T, P) r dr dz} \quad (3.11)$$

No caso de um processo de condensação ou evaporação, a pressão do reator é dada pela pressão de vapor de saturação do adsorvato:

$$P = P_s(t) \quad (3.12)$$

onde P_s é dada em função da temperatura de saturação T_s .

• Condições de contorno para a equação (3.9):

- Na interface placa absorvedora/leito poroso ($r = r_1$), a condução de calor é:

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1} = h(T_p - T_n) \quad (3.13)$$

onde h é a condutância térmica da interface tubo/adsorvente e T_n é a temperatura do leito poroso no último intervalo do espaço anular discretizado.

A interface leito poroso/duto de circulação de adsorvato gasoso ($r = r_o$) é considerada adiabática:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_o} = 0 \quad (3.14)$$

3.2.2 Condensador.

$$m_{con} C_{p,con} \frac{dT_{con}}{dt} = h_{c,con} A_{con} (T_w - T_{con}) + L(T_{con}) \rho_1 \iint \frac{da}{dt} 2\pi r dr dz \quad (3.15)$$

onde m_{con} é a massa do condensador, $h_{c,con}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_{con} é a área de troca de calor e L é o calor latente de condensação e T_w a temperatura da água.

O termo com a integral dupla na equação (3.15) é nulo durante a etapa de produção frigorífica.

A temperatura da água T_w é dada por:

$$m_w C_{p,w} \frac{dT_w}{dt} = h_{c,con} A_{con} (T_{con} - T_w) + (h_v + h_{r,w-c} + h_{r,w-a}) A_s (T_{amb} - T_w) + U_{lb} A_{lb} (T_{amb} - T_w) + H_w h_d A_s (W_{amb} - W_w) + \xi \quad (3.16)$$

onde:

- m_w é a massa de água do recipiente;
- h_d é o coeficiente de transferência de massa;
- U_{lb} é o coeficiente de transferência de calor global entre a água e o ar ambiente, baseado na área A_{lb} equivalente às superfícies laterais mais a superfície da base do recipiente;
- $h_{r,w-c}$ é o coeficiente linearizado de transferência de calor por radiação entre a superfície livre da água (área A_s) e o hemisfério celeste;
- $h_{r,w-a}$ é o coeficiente linearizado de transferência de calor por radiação entre a superfície livre da água e as superfícies circunvizinhas (a T_{amb});

- H_w é a entalpia específica do vapor de água saturado;
- W_{amb} é a umidade absoluta do ar atmosférico;
- W_w é a umidade absoluta do ar saturado a temperatura da água.
- ξ representa a energia proveniente da componente difusa da radiação solar que atinge a superfície da água.

As umidades absolutas W_{amb} e W_w , são determinadas em função das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar e da pressão atmosférica, através de um modelo descrito no Anexo II (seção II.6). Também é apresentado na seção II.6 o modelo adotado para cálculo de h_d .

3.2.3 Evaporador.

$$\left[m_{ev} C_{p_{ev}} + \left(m_2 - \rho_1 \iint \frac{da}{dt} 2\pi r dr dz \right) \right] \frac{dT_{ev}}{dt} =$$

$$= h_{c,ev1} A_{ev1} (T_{ag} - T_{ev}) + h_{c,ev2} A_{ev2} (T_{cf} - T_{ev}) - L(T_{ev}) \rho_1 \iint \frac{da}{dt} 2\pi r dr dz \quad (3.17)$$

onde:

- m_{ev} é a massa metálica do evaporador;
- $h_{c,ev1}$ é o coeficiente de troca de calor por convecção entre o evaporador e a água a ser congelada a temperatura T_{ag} ;
- $h_{c,ev2}$ é o coeficiente de troca de calor por convecção entre o evaporador e o ar da câmara frigorífica a temperatura T_{cf} ;
- A_{ev1} e A_{ev2} são as semi-superfícies do evaporador.

Durante a etapa de regeneração os termos com integrais na equação (3.17) são nulos.

A temperatura da câmara frigorífica T_{cf} é dada por:

$$\rho_{cf} V_{cf} C_{p_{cf}} \frac{dT_{cf}}{dt} = h_{c,ev1} A_{ev1} (T_{ev} - T_{cf}) + U_{cf} A_{cf2} (T_{ar} - T_{cf}) \quad (3.18)$$

onde U_{cf} é o coeficiente de transferência de calor global entre o ar da câmara frigorífica e o ar do recinto (a uma temperatura T_{ar}), e A_{cf2} a área de troca de calor, correspondendo ao invólucro acima da superfície do evaporador. Adota-se para a temperatura do recinto: $T_{ar} = T_{amb} + 1$, para a etapa noturna, e $T_{ar} = T_{amb} - 1$, durante o dia.

A temperatura da água a ser congelada T_{ag} é obtida, a partir de uma análise do estoque de gelo. Se m_g é a massa de gelo produzido, então: $m_g = 0$, se $T_{ag} > 0$. E tem-se:

$$\frac{m_{ag}}{2t} C_{p_{ag}} \frac{dT_{ag}}{dt} = h_{ev1} A_{ev1} (T_{ev} - T_{ag}) + U_{ag} A_{cf1} (T_{ar} - T_{ag}) \quad (3.19)$$

Quando $T_{ag} = 0$:

$$L_s \frac{dm_g}{dt} = U_{sol} A_{ev1} (T_{ev} - T_{ag}) + U_{ag} A_{cf1} (T_{ar} - T_{ag}) \quad (3.20)$$

onde L_s é o calor latente de solidificação da água, U_{sol} o coeficiente de transferência de calor de solidificação, U_{ag} o coeficiente de transferência de calor global entre a água e o ar ambiente e A_{cf1} é a área de troca de calor. O coeficiente U_{sol} é dado em função da espessura da camada de gelo em formação e da resistência térmica de contato entre o gelo e o evaporador.

Quando $T_{ag} < 0$, o balanço de energia da água (gelo) é representado pela equação (3.19), sendo o coeficiente convectivo h_{ev1} substituído pelo coeficiente de transferência de calor gelo/evaporador U_{sol} .

3.2.4 Condições iniciais.

As condições iniciais são fixadas em função da temperatura do ar ambiente e das propriedades do par adsorvente/adsorvato considerado.

$$P|_{t=0} = P_o$$

$$T(r)|_{t=0} = T_{amb}|_{t=0} = T_o$$

$$T_{con}|_{t=0} = T_{amb}|_{t=0} = T_o$$

A partir de resultados da simulação da etapa diurna do ciclo, são obtidas as temperaturas iniciais referentes ao evaporador $T_{ev}|_{t=0}$, à câmara frigorífica $T_{cf}|_{t=0}$ e à massa de água a congelar $T_{ag}|_{t=0}$.

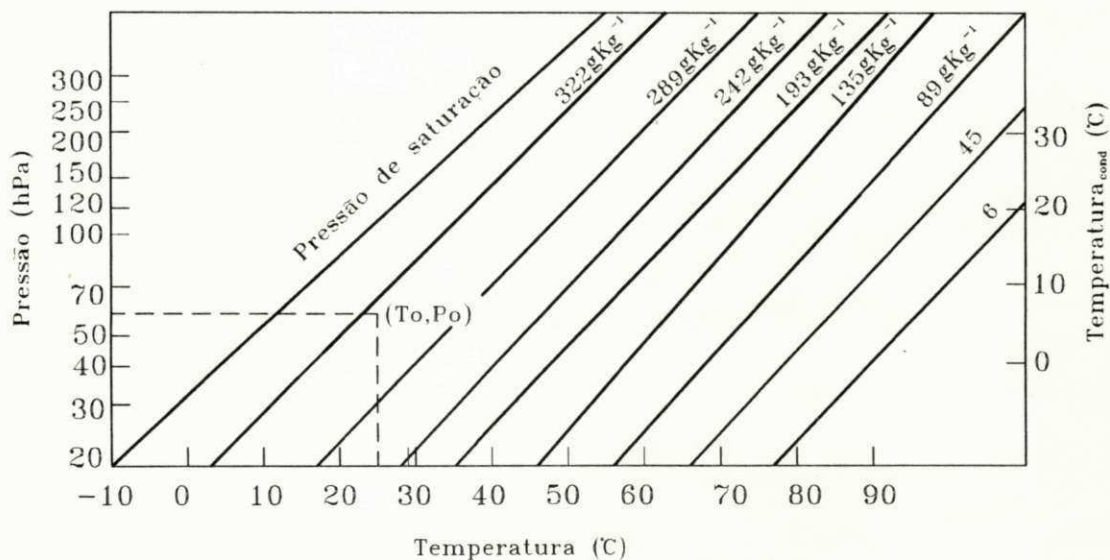


Fig. 3.1 Isósteras do par carvão ativado AC-35/metanol em um diagrama de Clapeyron (a é dada em g/kg de adsorvente).

Os valores de T_0 e P_0 são estabelecidos com base nas curvas de equilíbrio (isósteras) do par carvão ativado AC-35/metanol, mostradas em um diagrama de Clapeyron (Fig. 3.1), levantadas experimentalmente por PONS e GRENIER, op. cit. Os valores fixados para cada mês, correspondem à uma concentração da fase adsorvida de 300 g/kg de adsorvente.

3.3 Radiação solar recebida pela placa absorvedora I_p .

$$I_p = (\tau_{(\theta)} \alpha) I_{dir} + (\tau_{(\theta=60^\circ)} \alpha) I_{dif} \quad (3.21)$$

com (DUFFIE e BECKMAN, 1980):

$$(\tau_{(\theta)} \alpha) = 1,01 (\tau_h \tau_v) \alpha \quad (3.22)$$

onde:

- $\tau_{(\theta)}$ é a transmitância da cobertura TIM (função do ângulo θ de incidência da radiação solar; $\theta=60^\circ$ é o ângulo de incidência equivalente para a radiação difusa);
- α é a absorptância da superfície absorvedora;
- τ_h é a transmitância das células honeycomb, função de θ ;
- τ_v é uma transmitância equivalente relativa à placa de vidro suporte do TIM e à placa superior, função de θ ;
- I_{dir} e I_{dif} são os fluxos de radiação solar, direta e difusa, incidentes sobre a placa absorvedora.

As equações para cálculo da transmitância das placas de vidro τ_v e das células honeycomb τ_h , bem como os valores das emitâncias dos materiais e a absorptância do absorvedor encontram-se no Anexo I (seção I.3).

3.3.1 Fluxos de radiação solar direta (I_{dir}) e difusa (I_{dif}).

Os dados solarimétricos utilizados na simulação do comportamento do sistema, são aqueles de radiação total diária sobre um plano horizontal (*irradiação global*), correspondentes à valores médios mensais dos seis meses mais quentes (Outubro-Março). Considera-se na simulação, um único dia representativo para cada mês, denominado *dia médio*, dado por KLEIN (1977). Este dia representa aquele em que o valor da irradiação solar fora da atmosfera é o mais próximo de seu valor médio mensal. A partir destes dados, são calculados os fluxos horários de radiação solar direta (I_{dir}) e difusa (I_{dif}), através de modelos estabelecidos com base em dados estatísticos. Estes modelos foram elaborados para a condição de céu totalmente despejado, o que restringe muito sua validade para zonas com alto índice de nebulosidade.

Uma vez determinados os fluxos de radiação solar horários, levantam-se funções polinomiais para I_{dir} e I_{dif} , possibilitando, desta forma, o cálculo

instantâneo de cada uma destas componentes da radiação solar. Os polinômios obtidos para cada mês são apresentados no Anexo III.

A relação entre a irradiação difusa diária H_d e a irradiação global diária H , é dada pela seguinte expressão, válida para regiões próximas ao equador (SUPRATOMO, 1989):

$$\frac{H_d}{H} = 0,8223 + 0,5145 \left(\frac{H}{H_o} \right) - 4,9579 \left(\frac{H}{H_o} \right)^2 + 4,6483 \left(\frac{H}{H_o} \right)^3 \quad (3.23)$$

onde H_o é a irradiação diária fora da atmosfera, dada por DUFFIE e BECKMAN, op. cit.:

$$H_o = \frac{24 \times 3.600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360 n_j}{365} \right) \right] \times \left[\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{2 \pi \omega_s}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (3.24)$$

onde:

- G_{sc} é a constante solar (= 1.353 W/m²);
- n_j é o número de dias do ano equivalente ao dia médio;
- ϕ é a latitude local;
- δ é a declinação solar (função de n_j);
- ω_s é o ângulo horário (em graus) correspondente ao pôr do sol.

A razão entre a irradiação difusa horária I_{dif} e a irradiação difusa diária H_d é dada por LIU e JORDAN (1960):

$$\frac{I_{dif}}{H_d} = \frac{\pi}{24} \left[\frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega - \left(\frac{2 \pi \omega_s}{360} \right) \cos \omega_s} \right] \quad (3.25)$$

onde ω é o ângulo horário, em graus.

Para se determinar I_{dir} é necessário conhecer a irradiação global horária I ($= I_{dir} + I_{dif}$), a qual é obtida pela seguinte relação (COLLARES-PEREIRA e RABL, 1979):

$$\frac{I}{H} = \frac{\pi}{24} \left\{ \left[(0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60^\circ)) + (0,6609 - 0,4767 \sin(\omega_s - 60^\circ)) \right] \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - (2 \pi \omega_s / 360) \cos \omega_s} \right\} \quad (3.26)$$

As equações para cálculo de θ , δ , ω_s , ω e das propriedades radiativas da cobertura TIM, bem como os valores de n_j , se encontram no Anexo I. Os

dados de radiação solar utilizados na simulação, bem como os valores do dia médio para cada mês, são apresentados em tabelas no Anexo III.

3.3.2 Eficiência do coletor solar.

A eficiência térmica do coletor solar é definida pela razão entre a energia útil (energia interna produzida na adsorção Q_{ads} + variação de energia interna do reator Q_2 e do adsorvato Q_3 , durante um ciclo) e a radiação solar recebida pela placa absorvedora do coletor (área unitária):

$$\eta_c = \frac{Q_{ads} + Q_2 + Q_3}{\int I_p dt} = 1 - \frac{U(T_p - T_{amb})}{\int I_p dt} \quad (3.27)$$

onde o termo $U(T_p - T_{amb})$ representa as perdas térmicas do coletor para o ambiente; com $Q_{ads} = m_1 \Delta a q_{st}$.

CAPITULO 4

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

4.1 Método numérico.

O sistema de equações estabelecido no capítulo precedente é resolvido usando-se o método de diferenças finitas (PATANKAR, 1980, CARNAHAN, 1979). O princípio deste método consiste em transformar as equações diferenciais, em equações nodais representativas do processo em cada elemento do espaço discretizado.

Quanto à variação no tempo, adotou-se a formulação totalmente implícita, devido à possibilidade de se utilizar maiores intervalos de tempo nos cálculos (em relação ao esquema explícito), e também por representar melhor o fenômeno físico do que o esquema linear de Crank-Nicolson, especialmente para passos de tempo relativamente grandes (PATANKAR, op. cit.)

No caso do leito poroso, divide-se o espaço anular ocupado por ele, em um determinado número de espaços discretizados, conforme está indicado na figura 4.1.

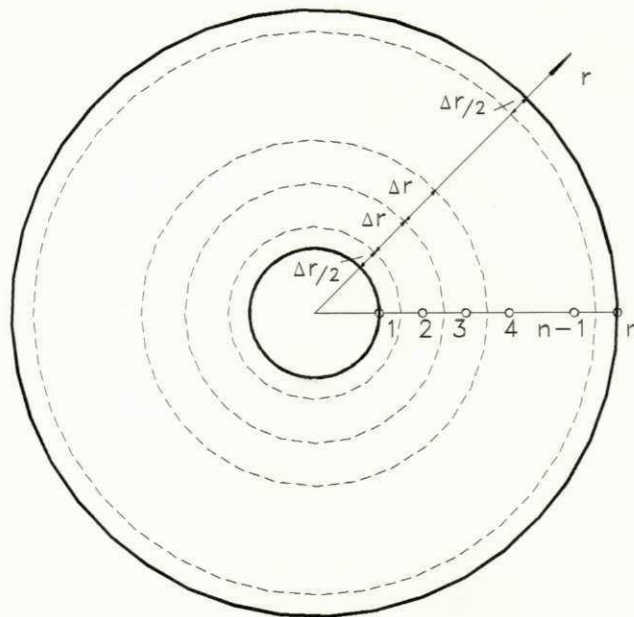


Fig. 4.1 Esquema de discretização do leito poroso.

O procedimento mais usual para transformar as derivadas da equação diferencial em equações a diferenças-finitas é a utilização de séries de Taylor. Para a malha de nós mostrada na Fig. 4.1, a expansão em série de Taylor em torno do ponto i , truncada após o terceiro termo resulta em:

$$T_{i-1} = T_i - \Delta r \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_i + \frac{(\Delta r)^2}{2} \left. \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right|_i + O[(\Delta r)^2] \quad (4.1)$$

e

$$T_{i+1} = T_i + \Delta r \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_i + \frac{(\Delta r)^2}{2} \left. \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right|_i + O[(\Delta r)^2] \quad (4.2)$$

onde $O[(\Delta r)^2]$ é o erro de truncamento.

Subtraindo-se (4.1) de (4.2), obtém-se:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_i = \frac{T_{i+1} - T_{i-1}}{2\Delta r} \quad (4.3)$$

denominada de aproximação a *diferenças centrais*. Alternativamente, pode-se obter a chamada formulação a *diferenças regressivas*, com erro de truncamento $[O(\Delta r)]$, a qual será adotada:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_i = \frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta r} \quad (4.4)$$

A aproximação para a derivada de 2ª ordem é obtida somando-se as equações (4.1) e (4.2):

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right|_i = \frac{T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}}{(\Delta r)^2} \quad (4.5)$$

4.2 Discretização das equações do sistema.

● Leito poroso:

A equação representando o balanço térmico do leito poroso (eq. 3.9), pode ser aproximada, então, pela seguinte equação a diferenças finitas, com formulação implícita:

$$\left[\rho_1 (Cp_1 + a Cp_2) + \frac{b \rho_1 q_{st}^2}{R T^2} \right]^{t+\Delta t} \left(\frac{T_i^{t+\Delta t} - T_i^t}{\Delta t} \right) =$$

$$= k \left(\frac{T_{i+1}^{t+\Delta t} - T_i^{t+\Delta t} + T_{i-1}^{t+\Delta t}}{2(\Delta r)^2} + \frac{1}{r_i} \frac{T_i^{t+\Delta t} - T_{i-1}^{t+\Delta t}}{\Delta r} \right) + \frac{d \ln P}{dt} [b \rho_1 q_{st}]^{t+\Delta t} \quad (4.6)$$

A derivada $d \ln P / dt$, dada pela equação (3.11), é aproximada por:

$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{\iint b(a, T, P) \frac{q_{st}}{R T^2} \frac{dT}{dt} r dr dz}{\iint b(a, T, P) r dr dz} \approx \frac{\sum_{i=2}^{N-1} \left(b \frac{q_{st}}{R T^2} \right)^{t+\Delta t} \frac{T_i^{t+\Delta t} - T_i^t}{\Delta t} r_i}{\sum_{i=2}^{N-1} b)^{t+\Delta t} r_i} + \Psi \quad (4.7)$$

onde o termo Ψ representa a aproximação referente aos nós $i=1$ e $i=N$, cujos passos de espaço são $\Delta r/2$.

A equação (4.6) pode ser reduzida à uma expressão genérica do tipo:

$$A_{i-1}^{t+\Delta t} T_{i-1}^{t+\Delta t} + A_i^{t+\Delta t} T_i^{t+\Delta t} + A_{i+1}^{t+\Delta t} T_{i+1}^{t+\Delta t} = T_i^t + B^{t+\Delta t} \quad (4.8)$$

onde os coeficientes A e o termo B são desconhecidos, pois dependem do instante atual ($t+\Delta t$), o que exige uma solução iterativa.

A equação discretizada (4.6) conduz à um sistema de equações algébricas não-lineares, que pode ser representado por uma equação matricial $[A] | T | = | C |$. A matriz $[A]$ dos coeficientes, por apresentar valores não-nulos somente na diagonal principal e nas posições adjacentes, é denominada *tridiagonal*.

Para resolver o sistema de equações (4.8) é adotado um método direto, baseado no método de eliminação de Gauss, através de um algoritmo de *solução recorrente* dado por CARNAHAN, op. cit. Este algoritmo é válido para uma matriz tridiagonal, somente se ela satisfaz o seguinte critério:

$$| A_i | > | A_{i-1} | + | A_{i+1} |$$

● Outros componentes:

Para os demais componentes do sistema, as equações discretizadas tem, genericamente, a seguinte forma:

$$A_j^{t+\Delta t} T_j^{t+\Delta t} = T_j^t + B_j^{t+\Delta t} \quad (4.9)$$

onde o índice j corresponde a cada um dos componentes representados pelas equações (3.15) a (3.20).

No caso do condensador e do evaporador, a integral dupla referente à derivada da/dt é aproximada por:

$$\iint \frac{da}{dt} r dr dz \approx \sum_{i=2}^{N-1} \frac{a_i^{t+\Delta t} - a_i^t}{\Delta t} r_i \Delta r L_t + \Psi \quad (4.10)$$

onde L_t é o comprimento equivalente do tubo.

Obtém-se, finalmente, um sistema de 7 equações discretizadas, o qual é resolvido simultaneamente, a partir das condições de contorno e iniciais definidas no capítulo 3.

4.3 Metodologia de resolução.

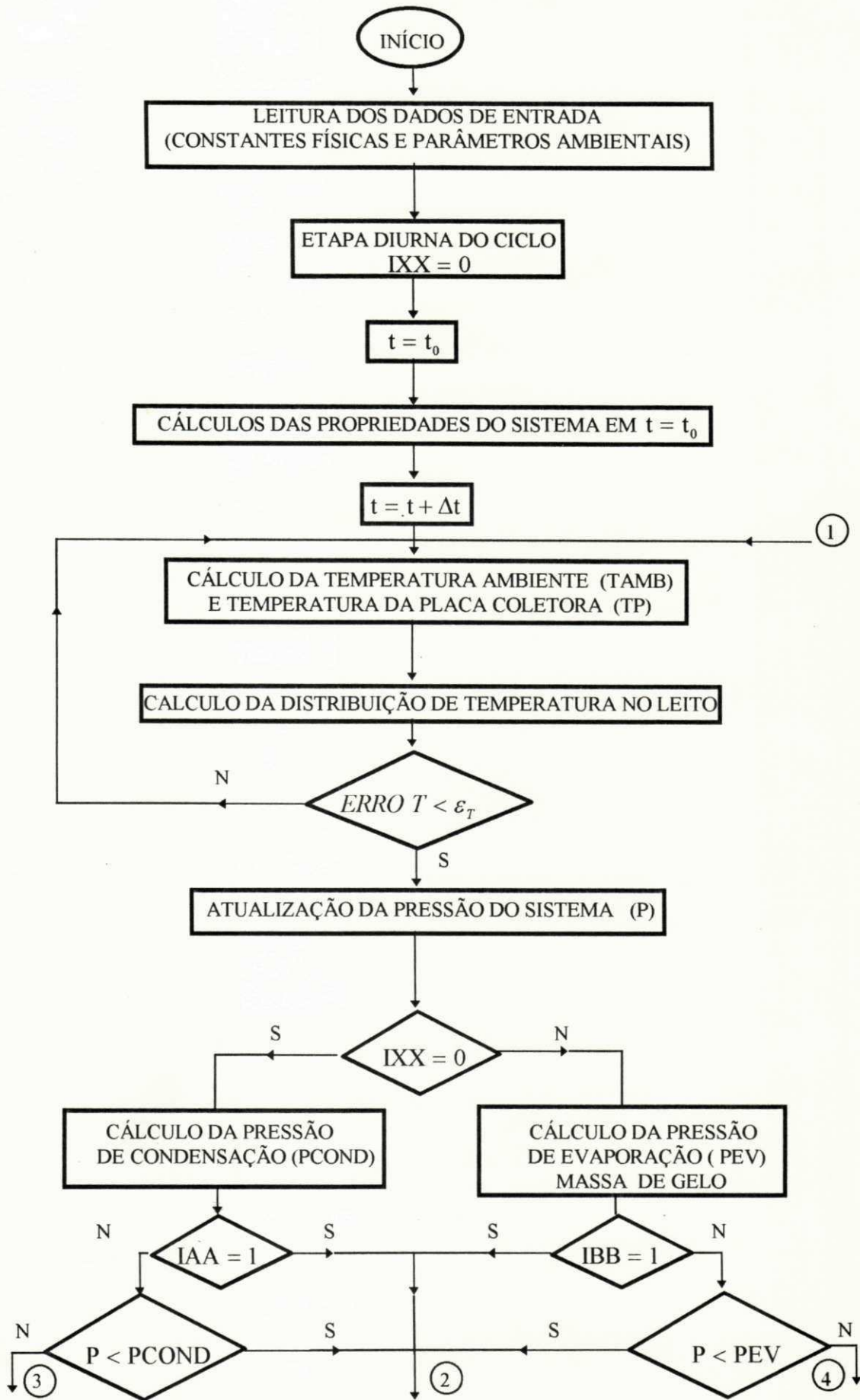
Considera-se no instante inicial t_0 as condições estabelecidas na seção 3.2.3. No instante $t_0 + \Delta t$, o sistema de equações é resolvido iterativamente, respeitando-se um critério de convergência que deve ser aplicado, sequencialmente, à cada uma das equações. O procedimento de cálculo adotado é representado pelo fluxograma da figura 4.2.

A estabilidade dos cálculos está diretamente relacionada com os valores dos passos de tempo e de espaço escolhidos. Estes valores influem não só no tempo de cálculo, mas também nas distribuições de temperatura. Afim de se determinar os intervalos de tempo e de espaço ótimos, considerando-se a estabilidade das soluções obtidas e o tempo de cálculo, foram realizados vários testes, chegando-se aos seguintes valores: $\Delta t = 5$ s e $\Delta r = 0,00054$ m.

4.4 Programa de cálculo.

Um programa computacional, escrito em FORTRAN 77, foi desenvolvido. Ele simula o comportamento do sistema frigorífico durante as etapas diurna e noturna do ciclo, em função de variáveis meteorológicas representativas de valores médios mensais. A simulação permite determinar os tempos de adsorção e dessorção, bem como a massa total de adsorvato ciclada. O parâmetro final a ser calculado, que indica a eficiência do sistema, é a quantidade de gelo produzido por dia. Os dados básicos, estabelecidos anteriormente, para o dimensionamento do refrigerador são: 1m^2 de área de captação solar, 20 kg de carvão ativado AC-35 e 7,6 litros de metanol.

O programa principal, denominado FRIGOSOL compreende dois anéis interligados, descrevendo a evolução das temperaturas dos diferentes componentes do sistema em função do tempo, para cada dia médio de cada um dos seis meses. Ele ordena a resolução do modelo, executando os diversos cálculos iterativos e permitindo o intercâmbio entre as diferentes subrotinas. Uma listagem do programa encontra-se no Anexo IV.



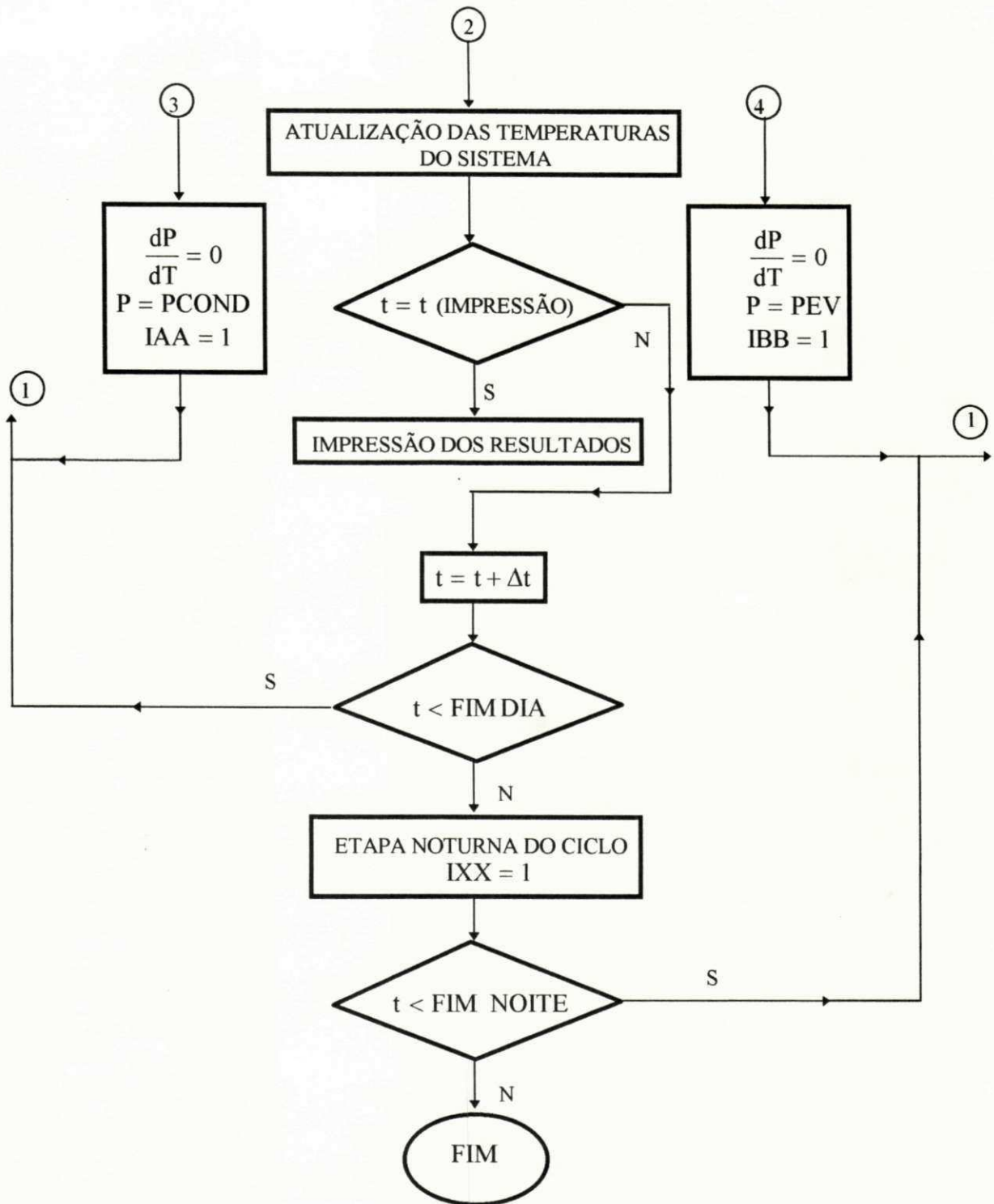


Fig. 4.2 Fluxograma resumido do programa computacional.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E COMENTÁRIOS

O comportamento do sistema frigorífico foi simulado a partir de dados meteorológicos da localidade de João Pessoa ($7^{\circ}8'S$, $34^{\circ}50'WG$), referentes aos seis meses mais quentes (Outubro-Março). Considerou-se um único dia representativo das condições ambientais de cada mês (*dia médio de Klein*). Os dados meteorológicos utilizados são apresentados no Anexo III.

O sistema está caracterizado pelos seguintes parâmetros fundamentais:

- massa de carvão ativado: 20 kg
- volume de metanol: 7,6 litros
- área de captação solar: 1 m^2
- inclinação do coletor solar: $9,5^{\circ}$ (sul)
- área superficial do condensador: $0,55 \text{ m}^2$
- volume de água no condensador: 80 litros
- área superficial do evaporador: $1,1 \text{ m}^2$
- massa de água a ser congelada: 10 kg

Considera-se que, no início de cada ciclo, o leito adsorvente está a temperatura ambiente e a uma pressão correspondente à concentração de adsorvato em fase líquida de 300 g/kg de adsorvente. O começo do período diurno coincide com o momento do nascer do sol, cujo tempo é indicado pela hora legal. Foram considerados dois tipos de cobertura para o reator/coletor solar: uma cobertura simples, com uma única placa de vidro; e uma cobertura com vitral duplo, comportando elementos hexagonais anti-convectivos, denominada cobertura TIM (material isolante transparente).

5.1 Eficiência de conversão térmica de energia solar.

As figuras 5.1 e 5.2 mostram, respectivamente, as variações temporais da radiação solar recebida pela placa absorvedora I_p , do coeficiente de transferência de calor global entre o absorvedor e o ar ambiente U .

A máxima diferença verificada entre a densidade de energia absorvida pelo sistema com cobertura simples e aquela referente à cobertura TIM foi de 59 W/m^2 , para o mês de Dezembro. Neste mês, obteve-se o maior valor da taxa de radiação solar absorvida pelo coletor com cobertura simples: 468 W/m^2 . Em relação às perdas térmicas, estas são cerca de 2,5 vezes maiores no caso do coletor com cobertura simples ($U_{\text{médio}} = 5,2 \text{ W/m}^2\text{K}$), o que justifica a obtenção de melhores rendimentos com a cobertura TIM, conforme mostram as curvas das figuras 5.3 a 5.8.

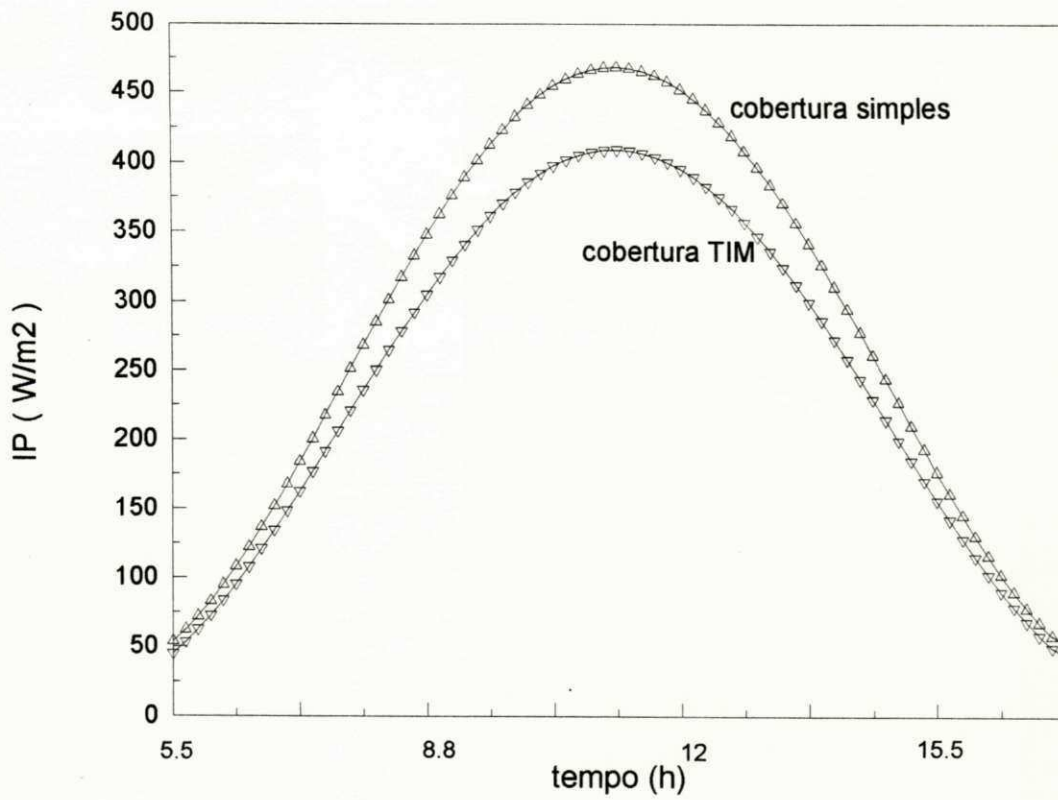


Fig. 5.1 Variação do fluxo de radiação solar recebido pelo absorvedor em função do tempo (Dezembro).

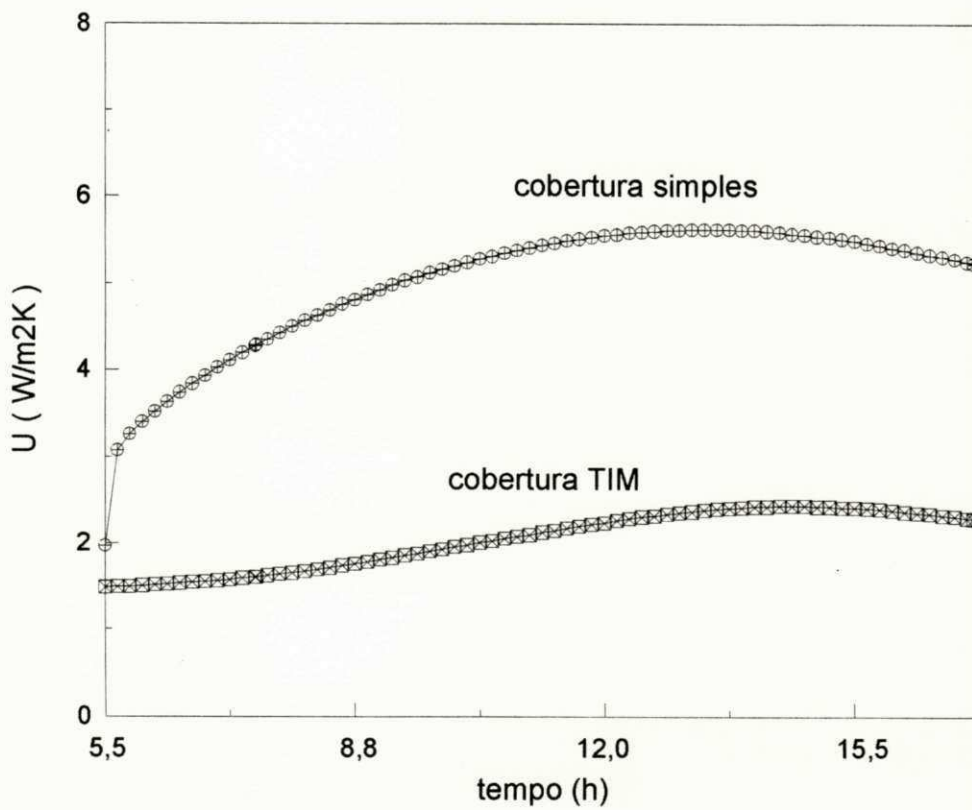


Fig. 5.2 Variação do coeficiente de transferência de calor global entre a placa absorvedora e o ar ambiente, em função do tempo (Dezembro).

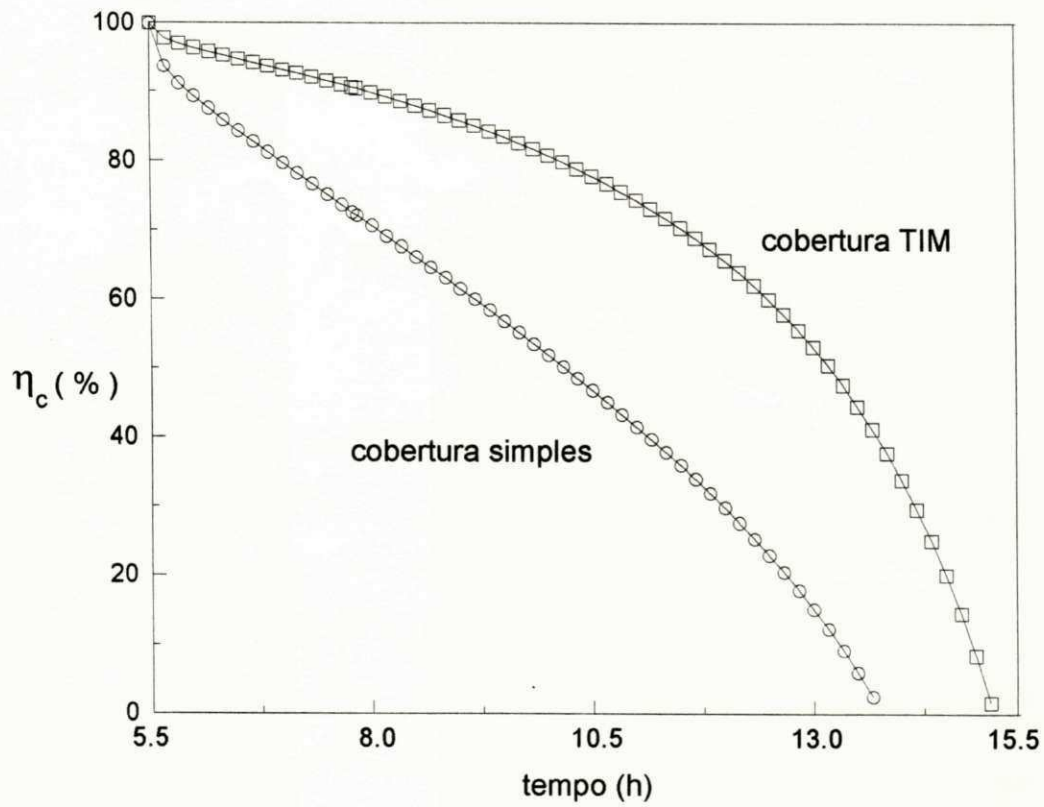


Fig. 5.3 Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Outubro).

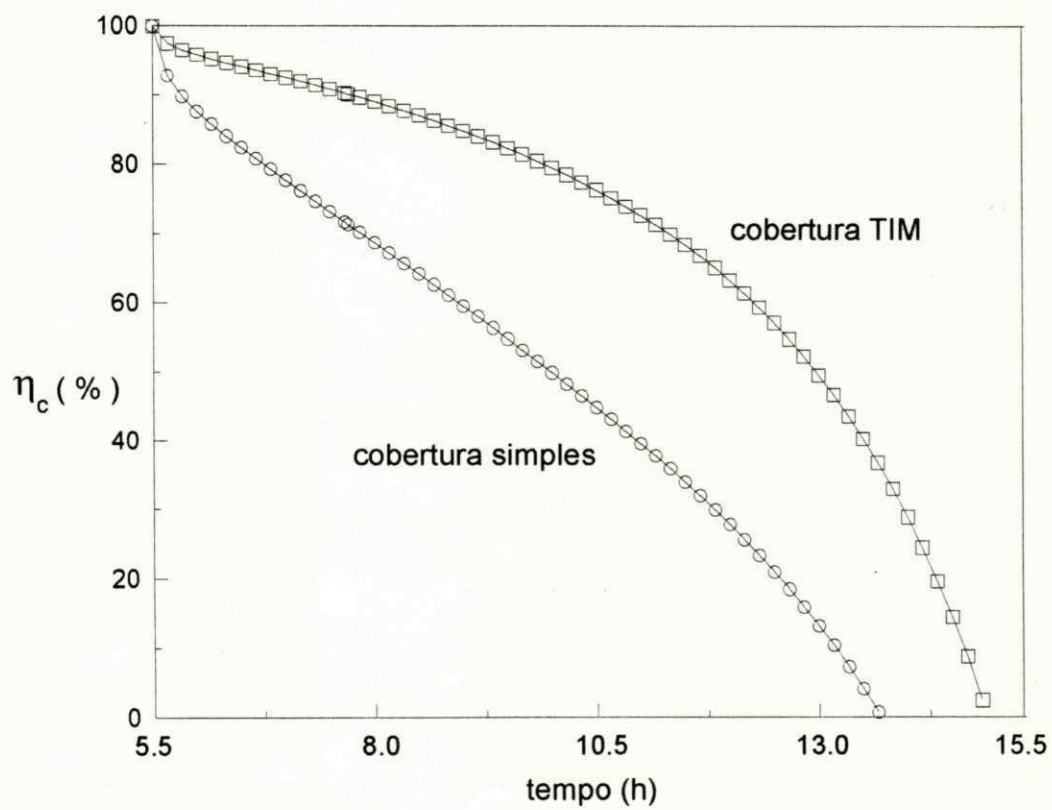


Fig. 5.4 Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Novembro).

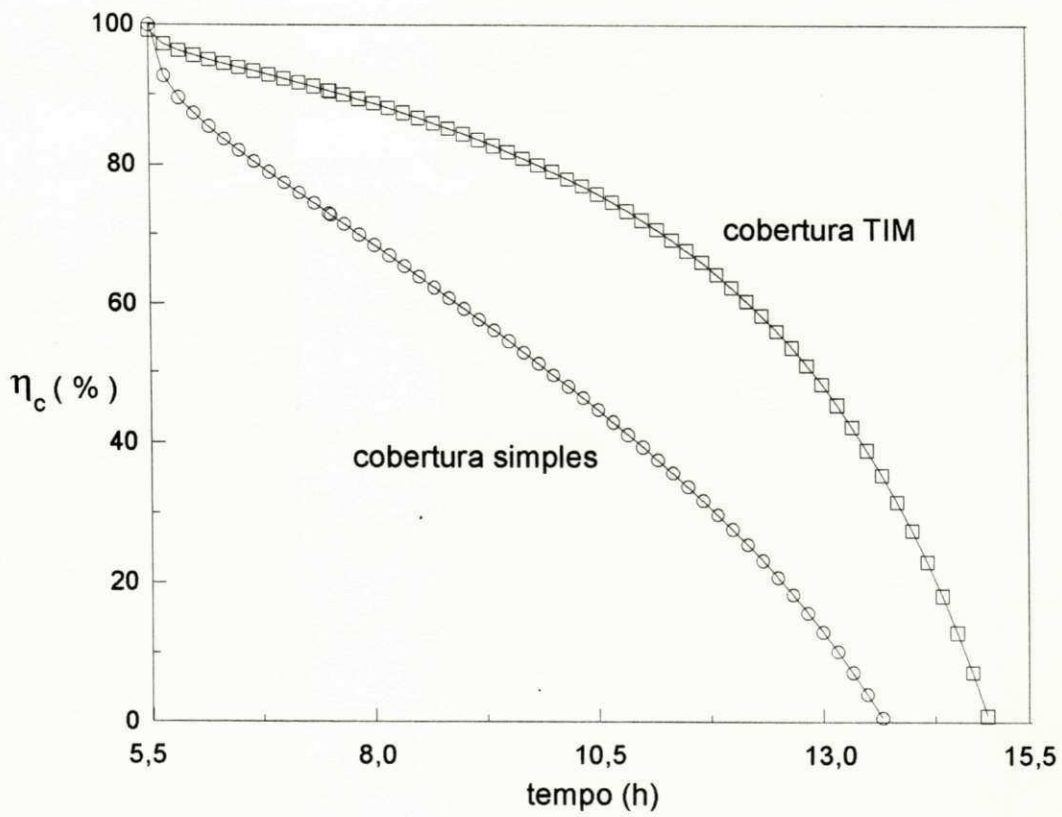


Fig. 5.5 Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Dezembro).

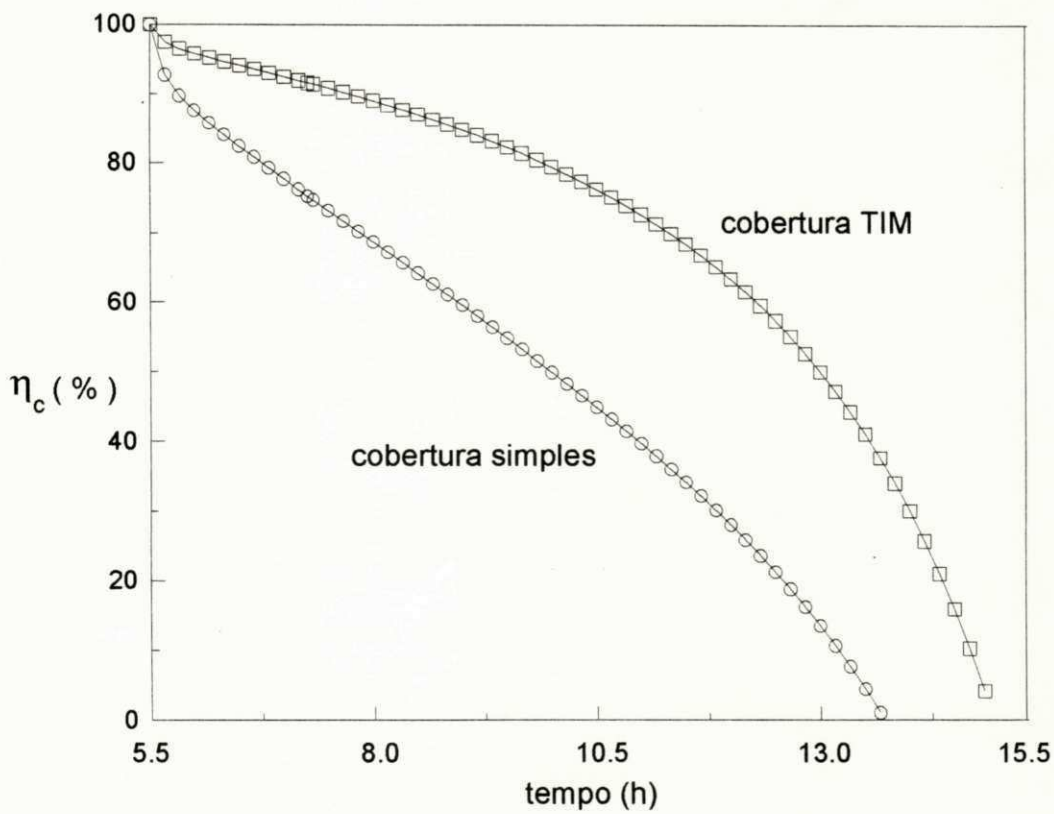


Fig. 5.6 Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Janeiro).

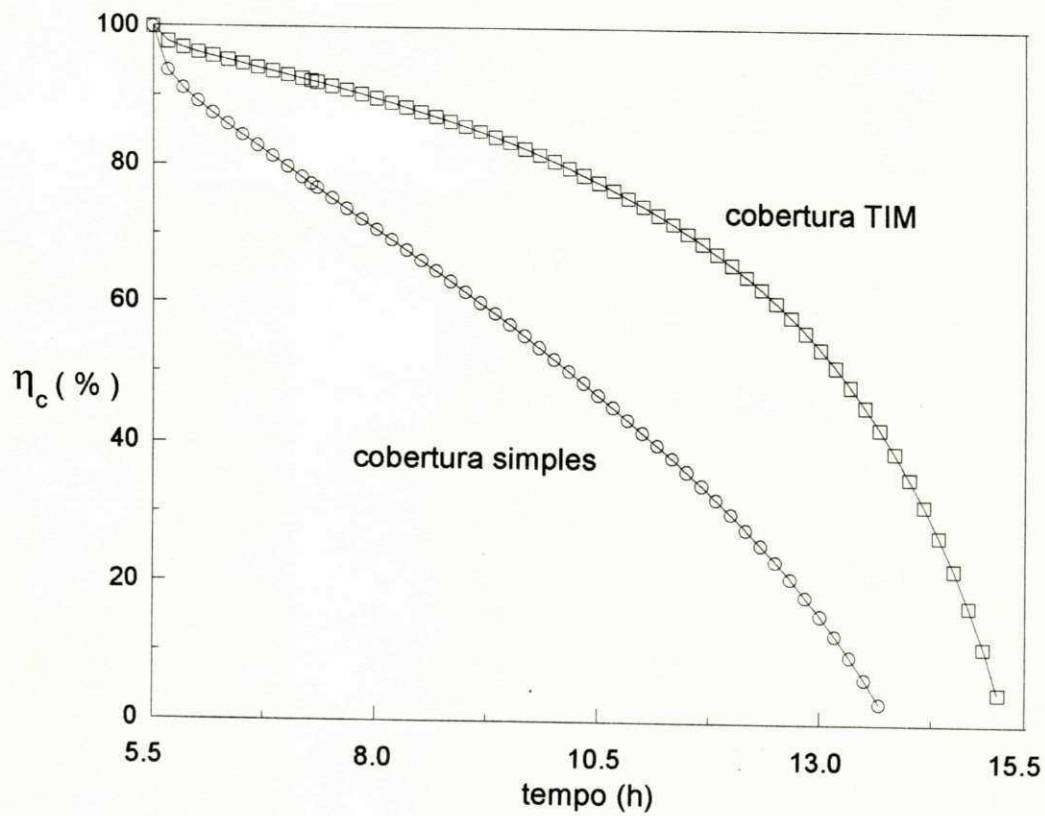


Fig. 5.7 Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Fevereiro).

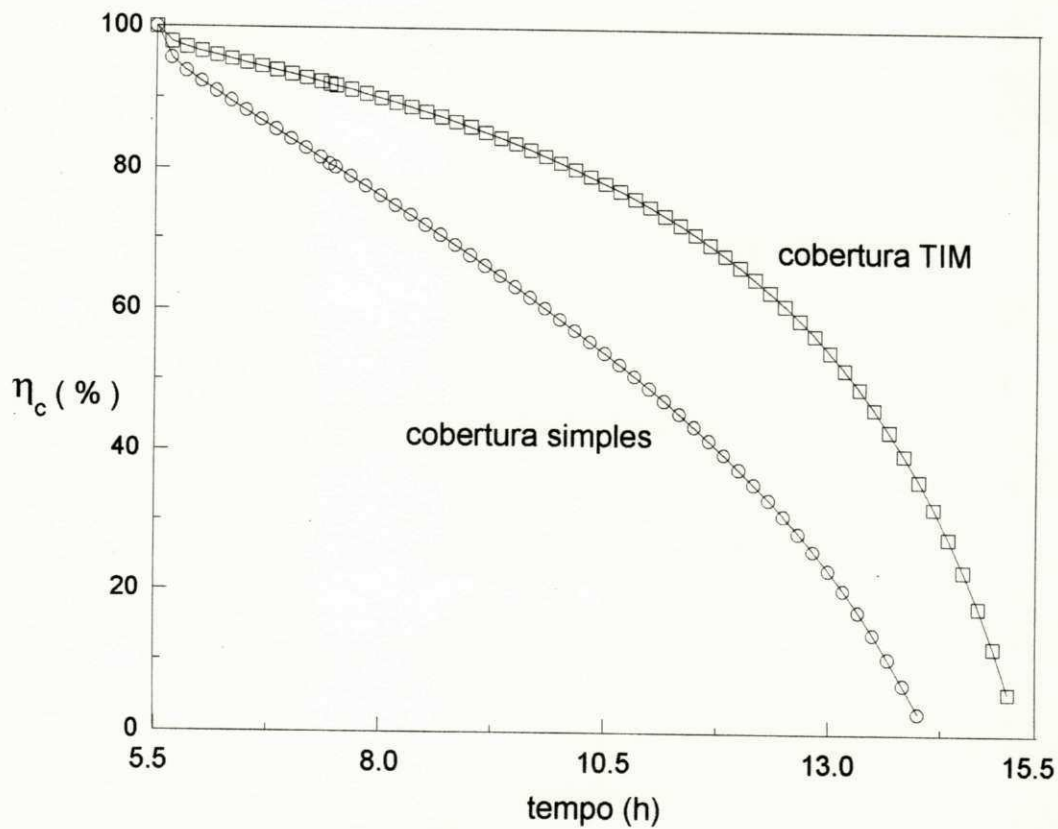


Fig. 5.8 Variação do rendimento do coletor solar em função do tempo (Março).

5.2 Distribuição de temperatura no leito adsortivo.

As figuras 5.9 e 5.10 representam as distribuições de temperatura no adsorvente, em diferentes horários, referentes ao sistema com cobertura TIM (mês de Dezembro), respectivamente nos períodos diurno e noturno. Elas indicam uma variação máxima de cerca de 5 K, em ambos os períodos.

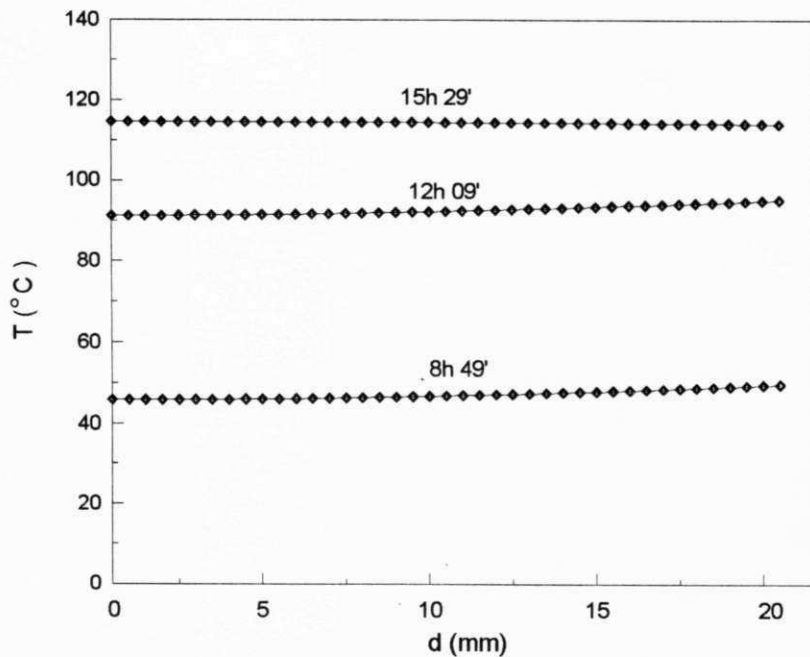


Fig. 5.9 Variação da temperatura do adsorvente em função da distância radial durante o período diurno (Dezembro, cobertura TIM).

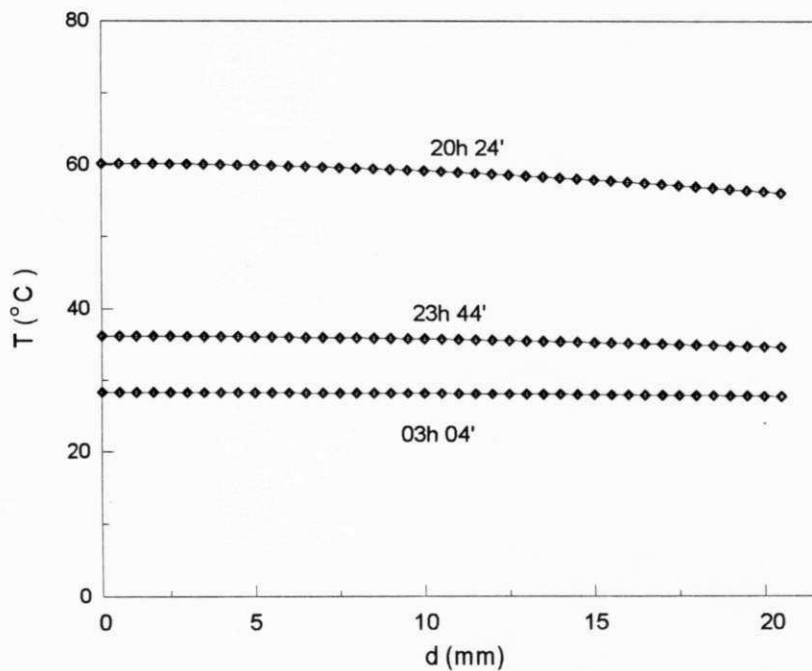


Fig. 5.10 Variação da temperatura do adsorvente em função da distância radial durante o período noturno (Dezembro, cobertura TIM).

5.3 Variações das temperaturas da placa absorvedora, do adsorvente e do condensador em função do tempo.

A temperatura do absorvedor, durante o dia é superior à do adsorvente, em todos os meses. Durante a noite, ocorre o inverso, devido à inércia térmica do reator e ao processo exotérmico de adsorção. As figuras 5.11 e 5.12, referentes à Dezembro, ilustram comparativamente as variações destas temperaturas durante o ciclo, para ambos os casos de cobertura. As temperaturas máximas obtidas neste mês, foram de 116 °C para a placa absorvedora (TIM), e de 115 °C para o leito adsorvente (Fig. 5.11). Devido à inércia térmica do reator, seu pico de temperatura é alcançado cerca de 20 minutos após o absorvedor atingir sua temperatura máxima. A temperatura mínima (25,9°C), foi atingida somente no final da noite, enquanto que, no caso de cobertura simples, a temperatura mínima (23,7 °C) é alcançada por volta das 4 horas da manhã (Fig. 5.12). No caso de cobertura simples, as maiores temperaturas alcançadas pelo absorvedor e pelo adsorvente foram, respectivamente, de 89°C e 88°C. A cobertura simples provoca uma dissipação de calor bem maior do que a cobertura TIM, devido à radiação trocada com o céu; além disso, sua inércia térmica é bem inferior.

A temperatura de condensação permanece inferior à temperatura ambiente durante cerca de 4 horas e meia, desde o começo da etapa de regeneração (Fig. 5.13). No início de cada ciclo, ela está em média 2 K abaixo da temperatura ambiente, o que caracteriza a vantagem do uso de um condensador a água em relação aos condensadores a ar, normalmente utilizados nos refrigeradores a adsorção.

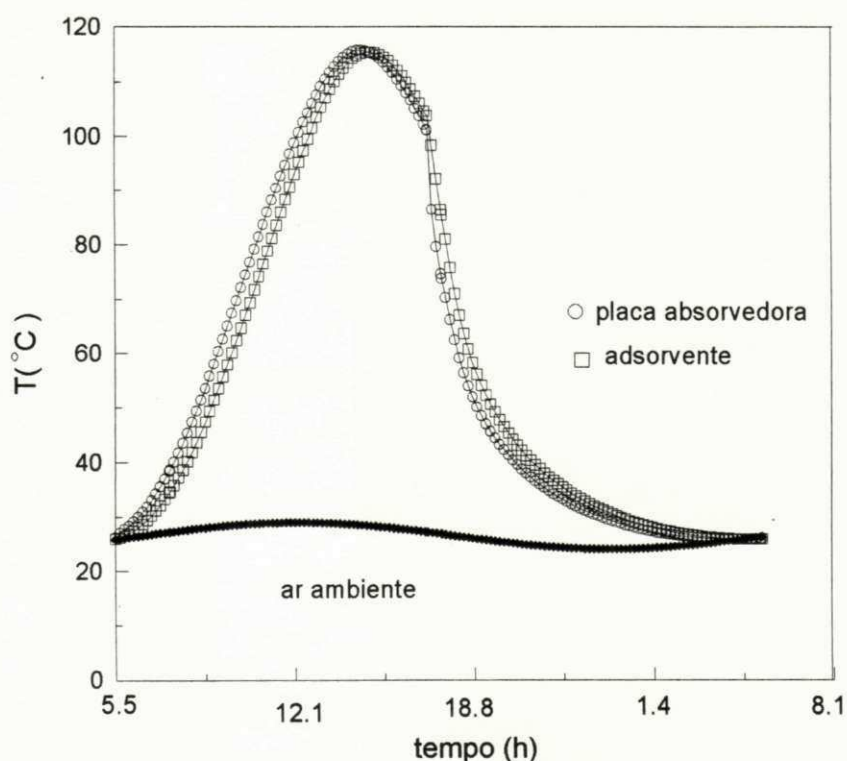


Fig. 5.11 Variações das temperaturas da placa absorvedora e do adsorvente em função do tempo (cobertura TIM, Dezembro).

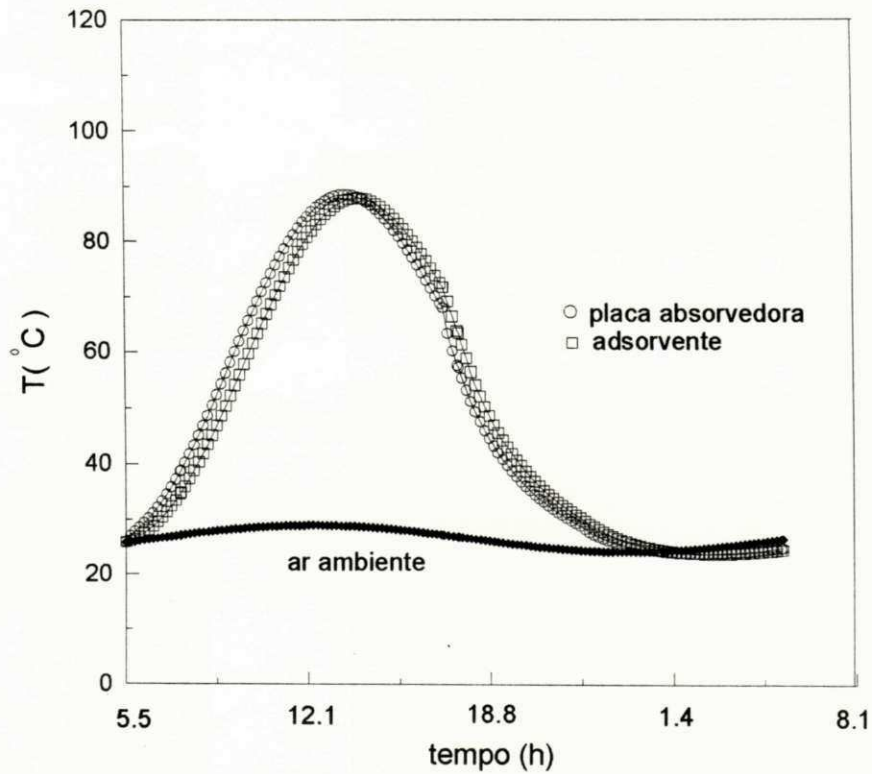


Fig. 5.12 Variações das temperaturas da placa absorvedora e do adsorvente em função tempo (cobertura simples, Dezembro).

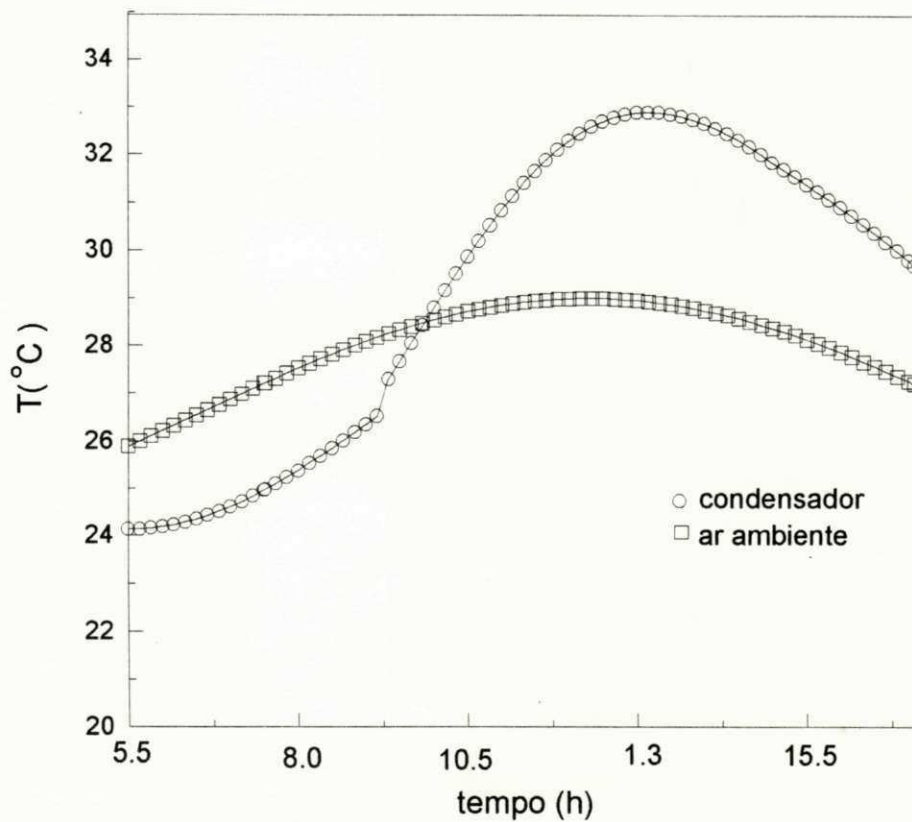


Fig. 5.13 Variação da temperatura do condensador e do ar ambiente em função do tempo (cobertura TIM, Dezembro).

5.4 Variação da quantidade de gelo produzido em função do tempo.

As temperaturas do evaporador e da água a ser congelada são coincidentes no início da etapa noturna, e seu valor neste ponto é praticamente o mesmo para todos os meses ($\approx 16,5^{\circ}\text{C}$), para ambos os casos de cobertura. A figura 5.14 mostra as evoluções destas temperaturas durante a noite, para o mês de Dezembro. O congelamento inicia-se em torno das 18 horas e dura aproximadamente 11 horas.

O instante no qual ocorre a máxima quantidade de gelo, varia sensivelmente mês a mês; no caso de cobertura TIM, o mês em que o pico de produção de gelo é alcançado mais cedo é Fevereiro (às 0h 31'), e o mês em que este pico é atingido mais tarde é Dezembro (1h 35'). Considerando uma perda de 50 g, em relação à capacidade máxima de congelamento, no caso de cobertura TIM, a retirada do gelo pode ser feita cerca de 45 minutos antes ou depois do horário correspondente à máxima produção; para o caso de cobertura simples este tempo é de aproximadamente 30 minutos (Figuras 5.15 a 5.20).

A maior quantidade de gelo obtida foi de 9,96 kg, para o mês de Dezembro, e a menor foi de 6,66 kg, para Fevereiro.

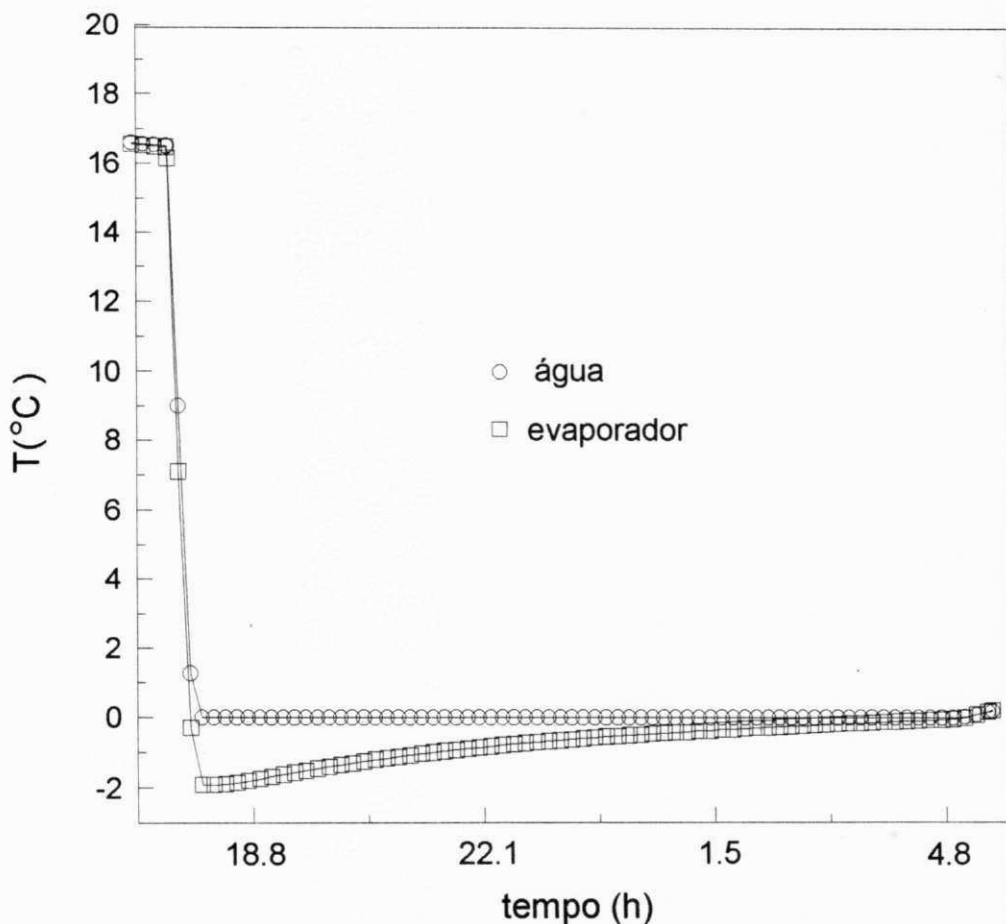


Fig. 5.14 Variação com o tempo das temperaturas do evaporador e da água a ser congelada.

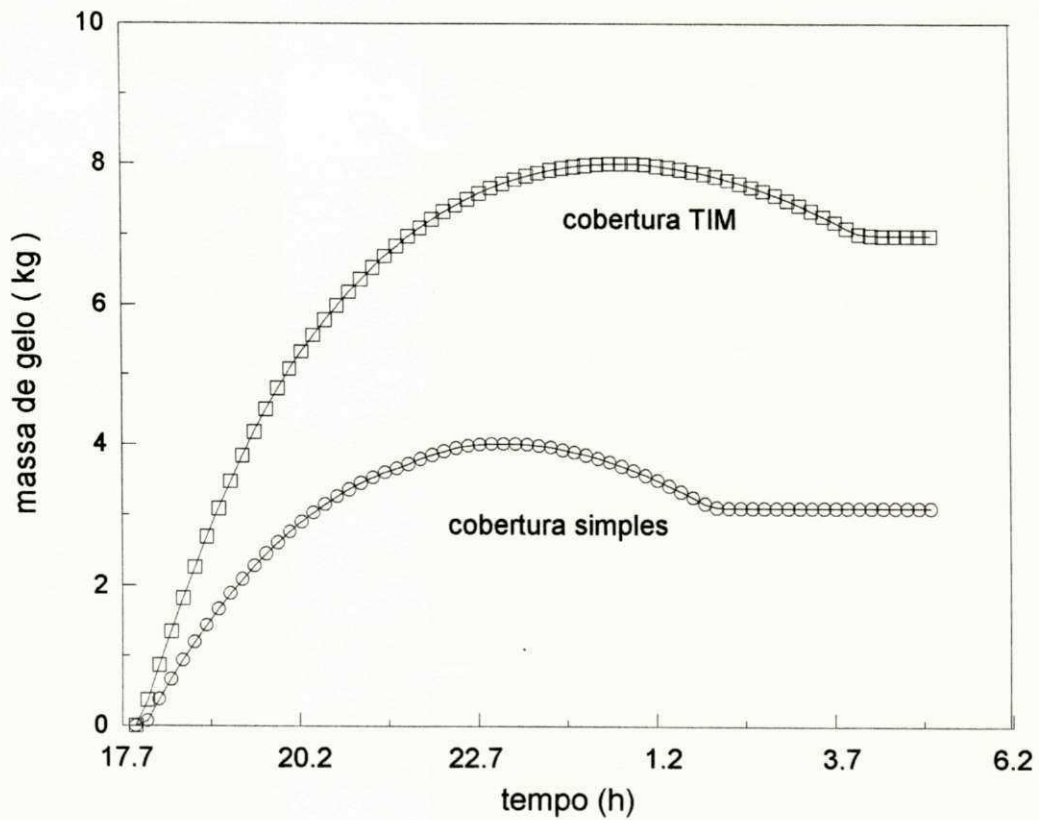


Fig. 5.15 Variação da produção de gelo em função do tempo (Outubro).

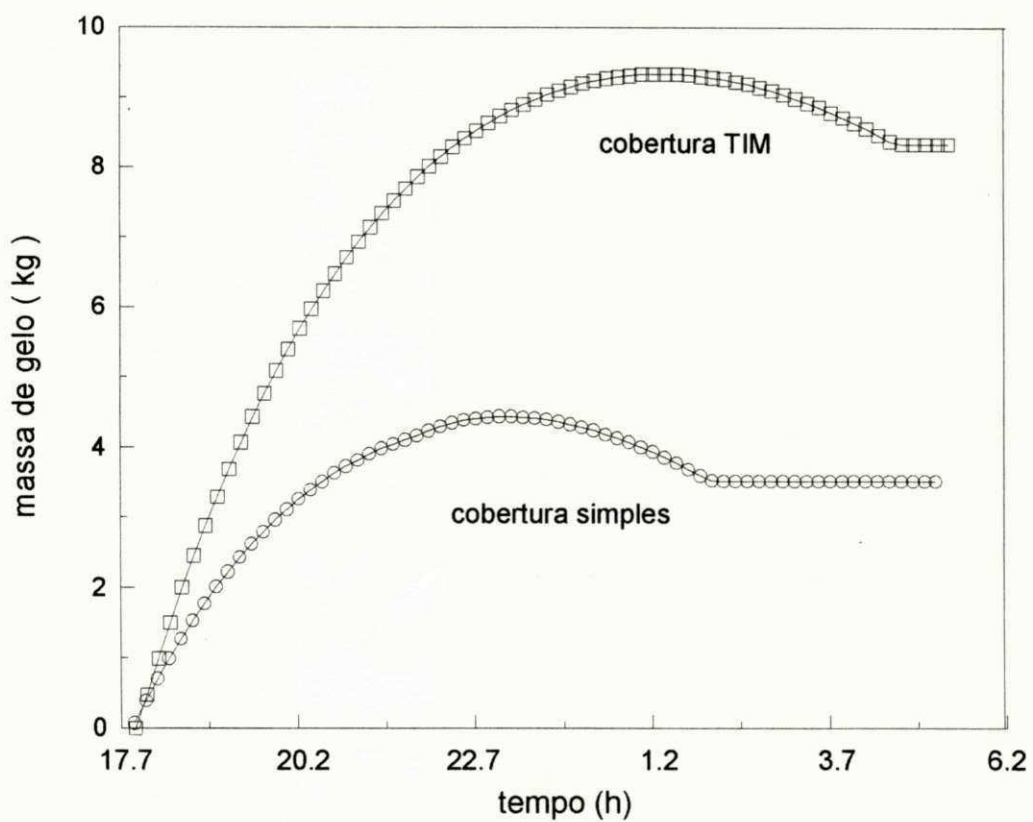


Fig. 5.16 Variação da produção de gelo em função do tempo (Novembro).

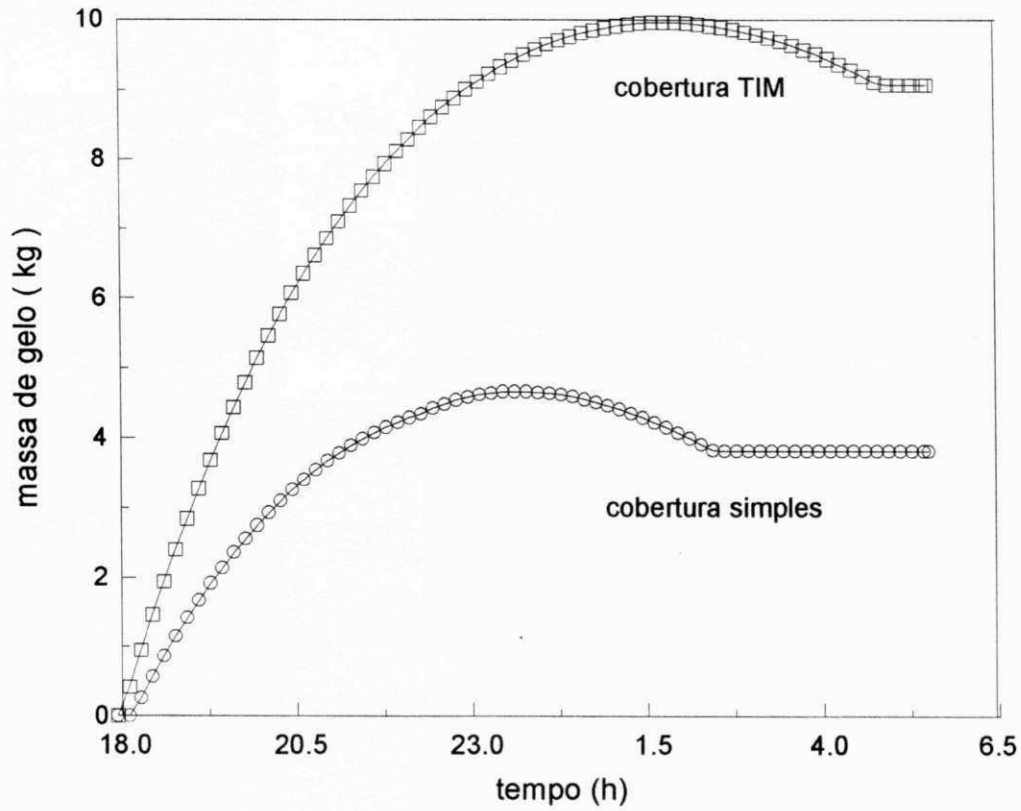


Fig. 5.17 Variação da produção de gelo em função do tempo (Dezembro).

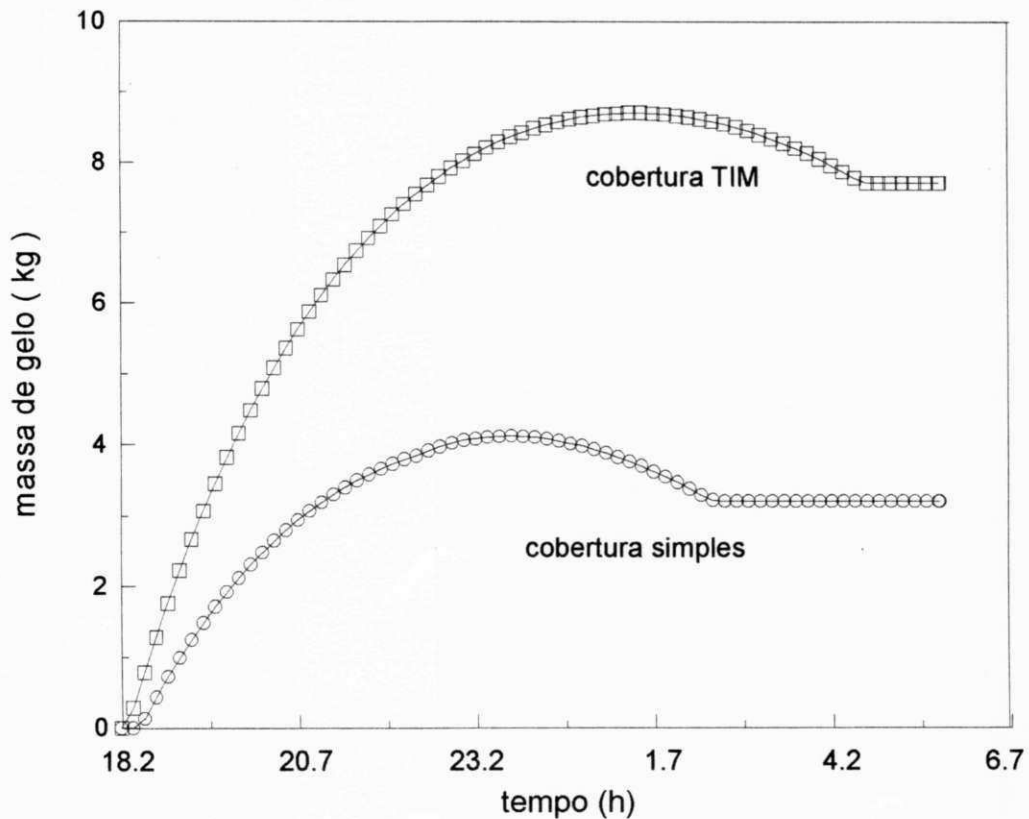


Fig. 5.18 Variação da produção de gelo em função do tempo (Janeiro).

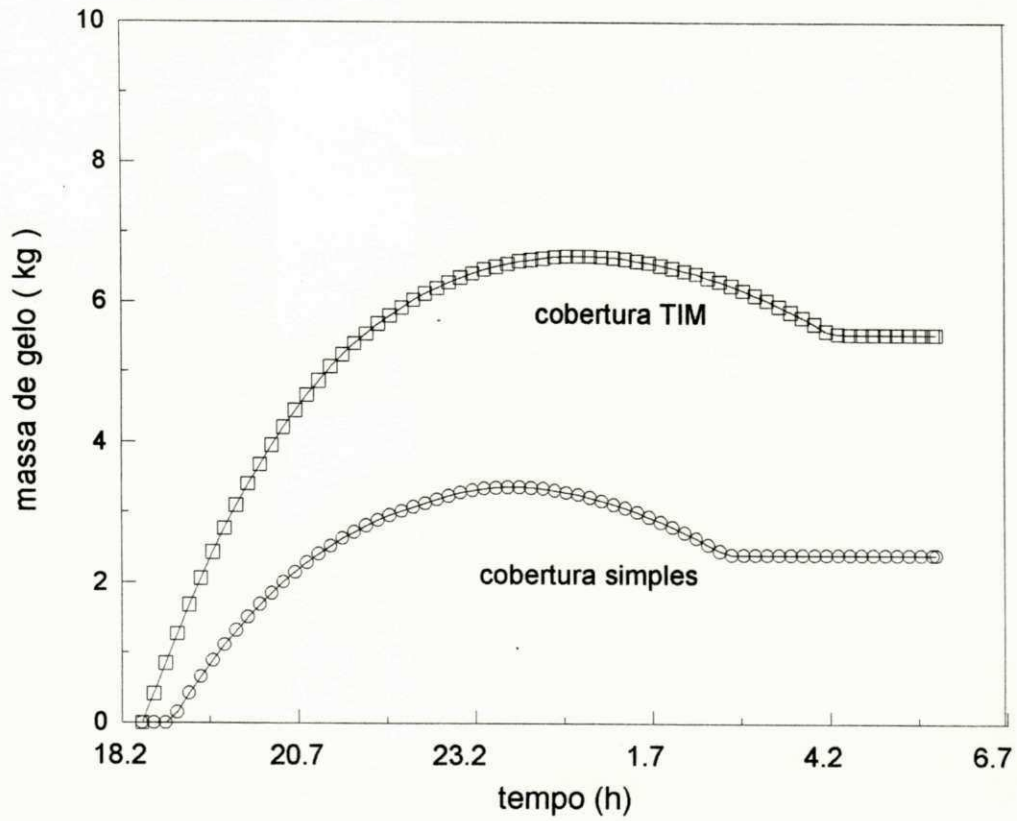


Fig. 5.19 Variação da produção de gelo em função do tempo (Fevereiro).

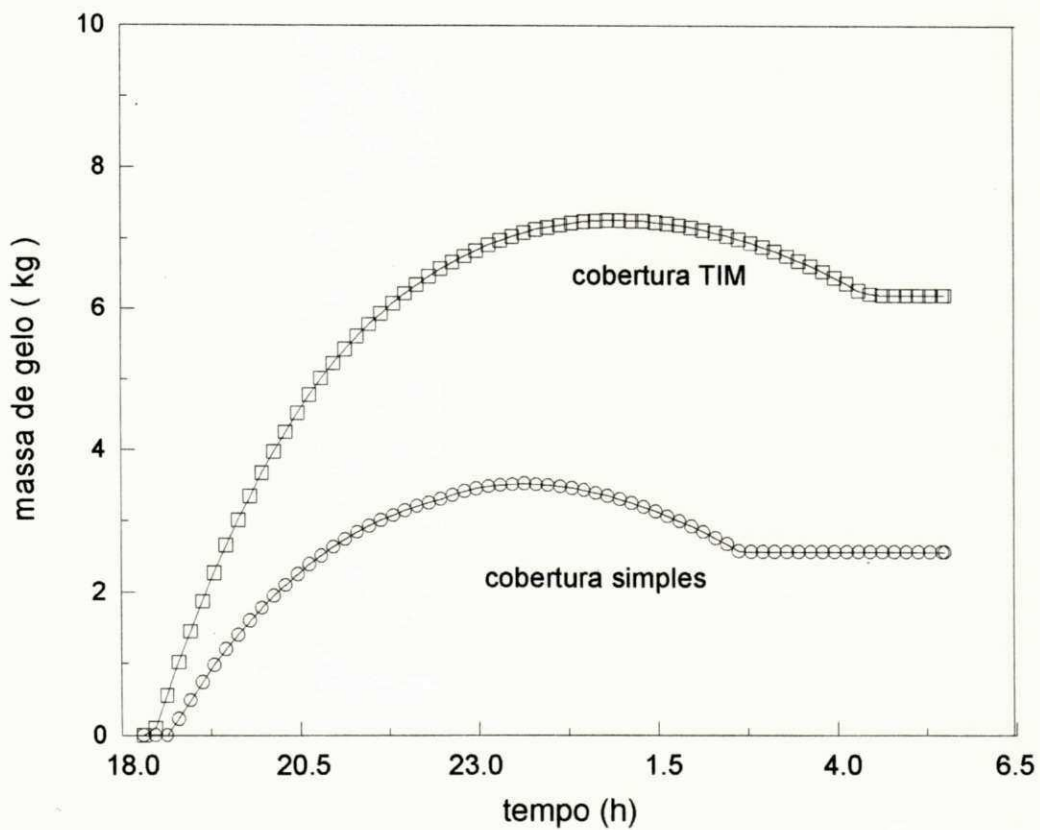


Fig. 5.20 Variação da produção de gelo em função do tempo (Março).

5.5 Ciclo termodinâmico.

As figuras 5.21 a 5.26 mostram os ciclos termodinâmicos descritos pelo sistema, para cada mês, considerando-se os dois tipos de cobertura do reator/coletor solar. O início do ciclo ocorre no mesmo instante do nascer do sol, cujo horário varia mês a mês, em função da posição relativa do sol.

As curvas demonstram que, no caso de cobertura TIM, uma quantidade bem maior de metanol é condensada, esperando-se, portanto uma quantidade maior de gelo produzido, em relação ao sistema com cobertura simples. A linha tracejada representa o ciclo termodinâmico ideal, com duas isósteras e duas isóbaras. O desvio da isóstera verificado no processo de aquecimento do reator, indicando uma pequena diminuição de concentração da fase adsorvida, deve ser atribuído a problemas numéricos, uma vez que os parâmetros da equação de estado do par carvão ativado-metanol são considerados representativos. O ponto de inflexão entre o final da condensação e o início do processo de adsorção à pressão mínima do ciclo, representa uma parcela de energia utilizada no resfriamento da massa de água a ser congelada. Nos estudos experimentais de refrigeradores solares, usando o mesmo par (carvão ativado AC-35/metanol), realizados por PONS e GRENIER (1987) e por MEDINI et al (1991), observa-se o mesmo desvio, conforme é indicado na figura 5.27. A descontinuidade dos ciclos, indicando um salto de pressão entre o final da etapa noturna e o começo da etapa de regeneração do leito, corresponde ao momento em que é introduzida nova massa de água na câmara frigorífica.

O valor médio do horário de início dos ciclos corresponde às 5h 30', com uma oscilação máxima, de um mês a outro, de cerca de 15 minutos. O início da condensação varia, em ambos os casos de cobertura, das 9h às 10h, com uma oscilação máxima também de $\frac{1}{4}$ de hora, dependendo do mês. Sua duração média, para o caso de cobertura TIM, é de 5 horas e 12 minutos. O horário em que é iniciada a adsorção varia entre as 18h e as 18h 40'; a duração média desta etapa é de 11 horas e 50 minutos.

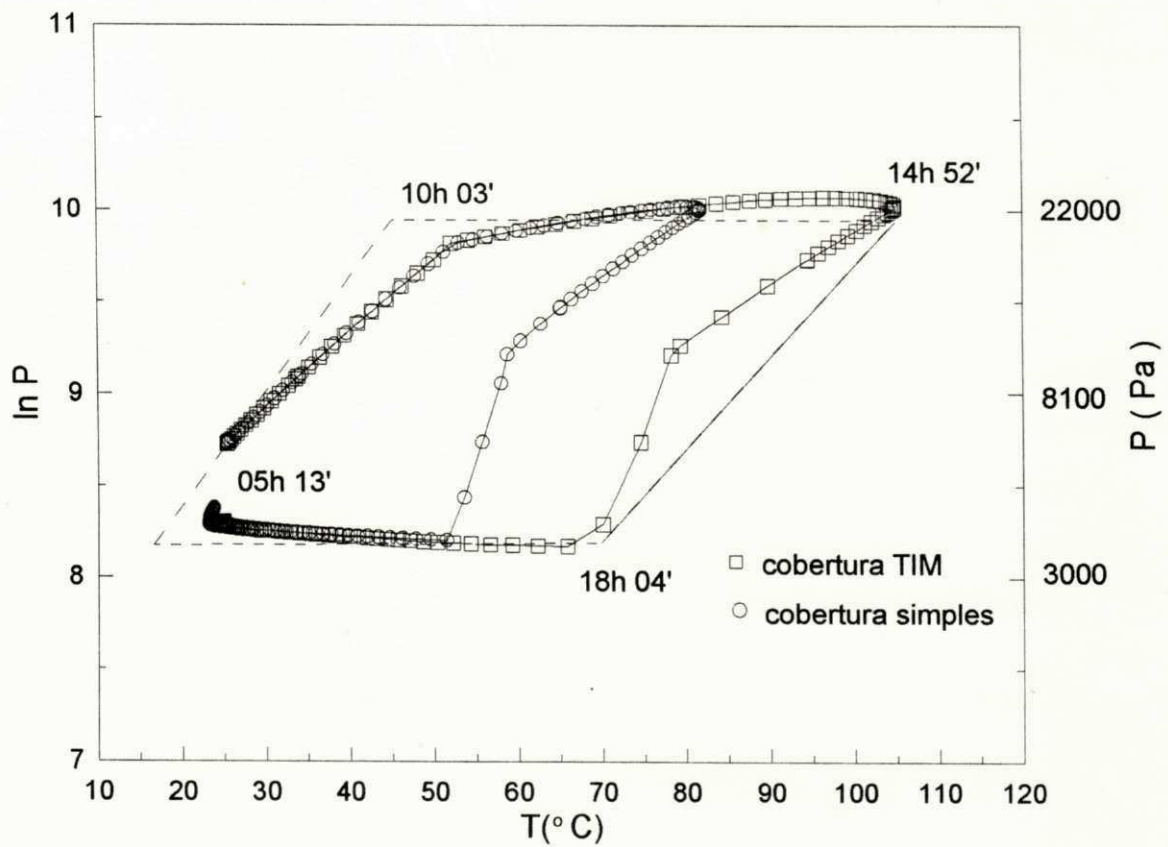


Fig. 5.21 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Outubro.

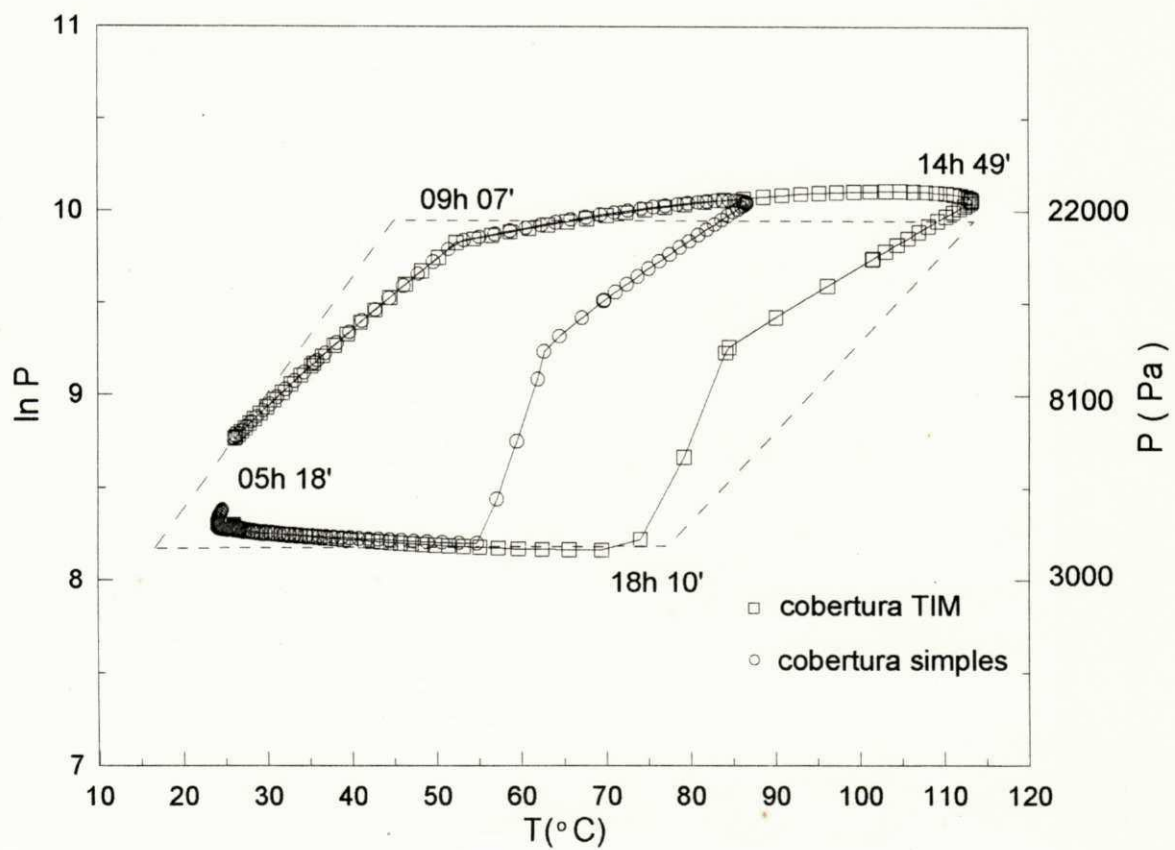


Fig. 5.22 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Novembro.

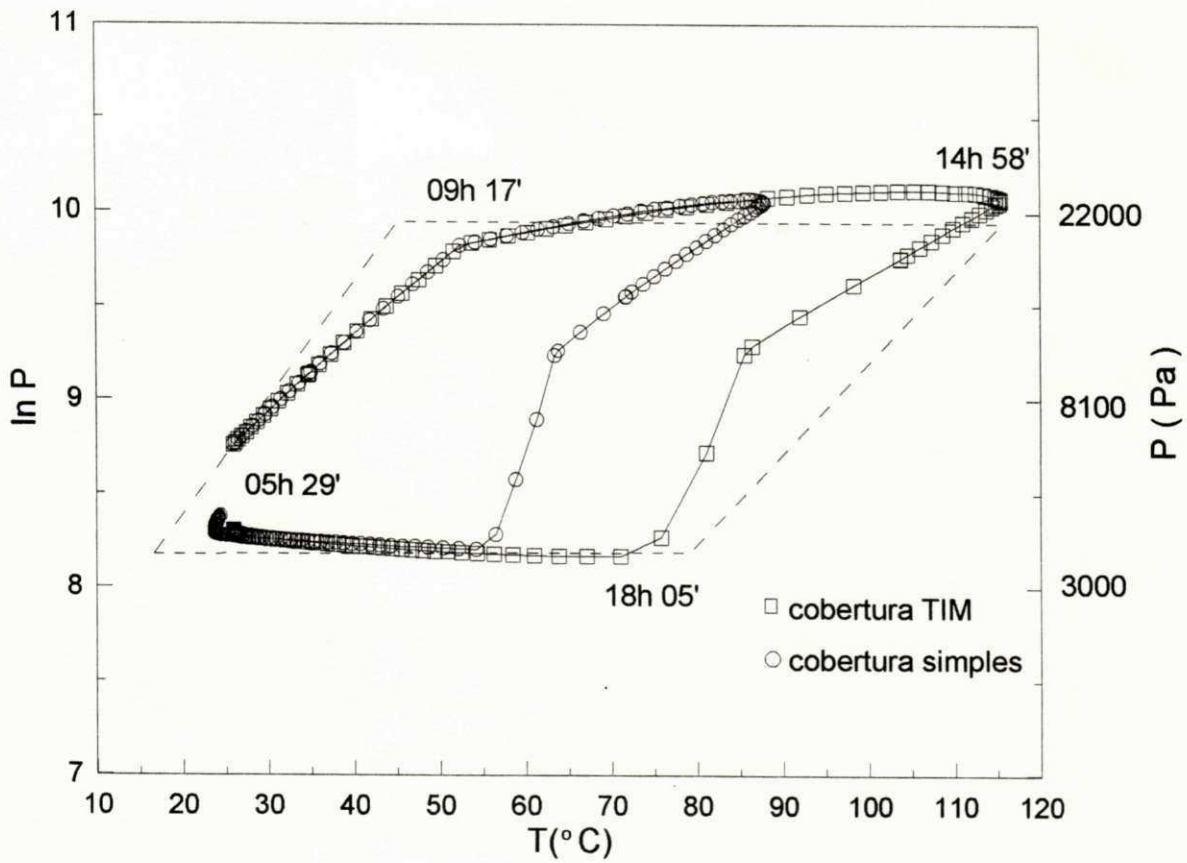


Fig. 5.23 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Dezembro.

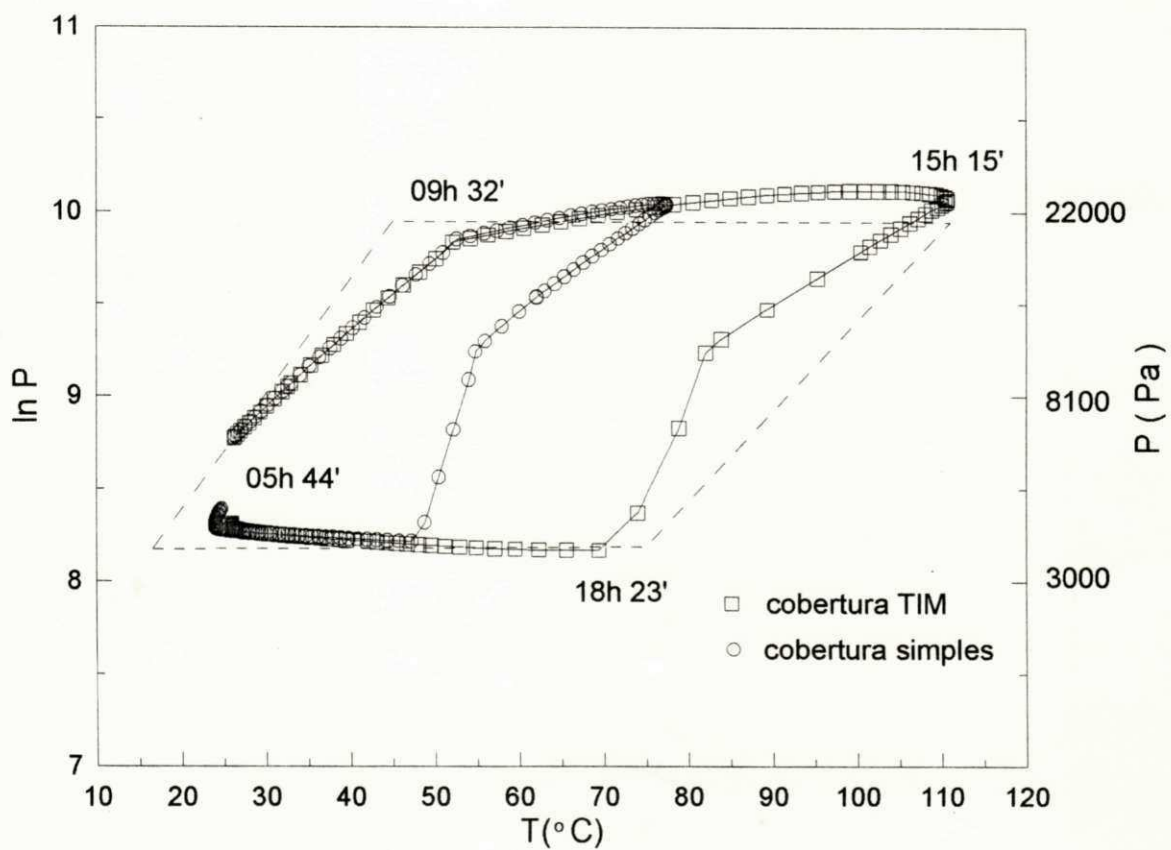


Fig. 5.24 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Janeiro.

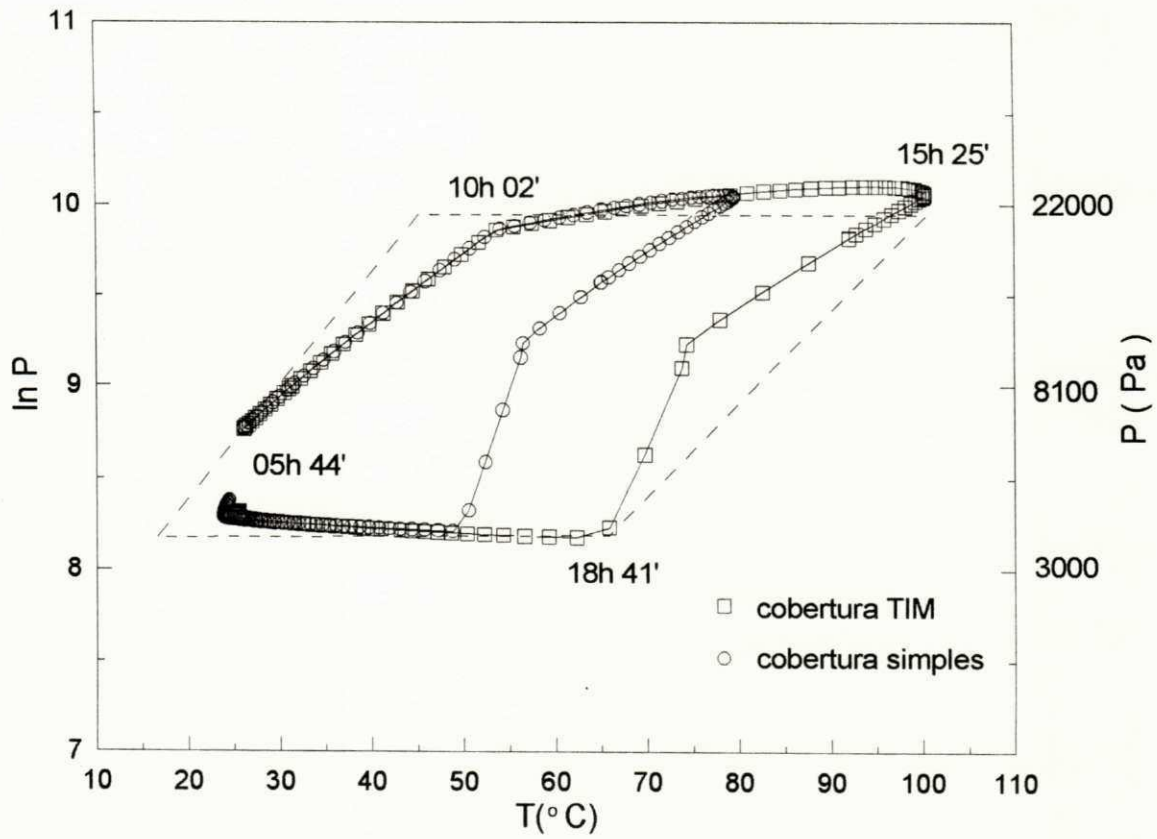


Fig. 5.25 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Fevereiro.

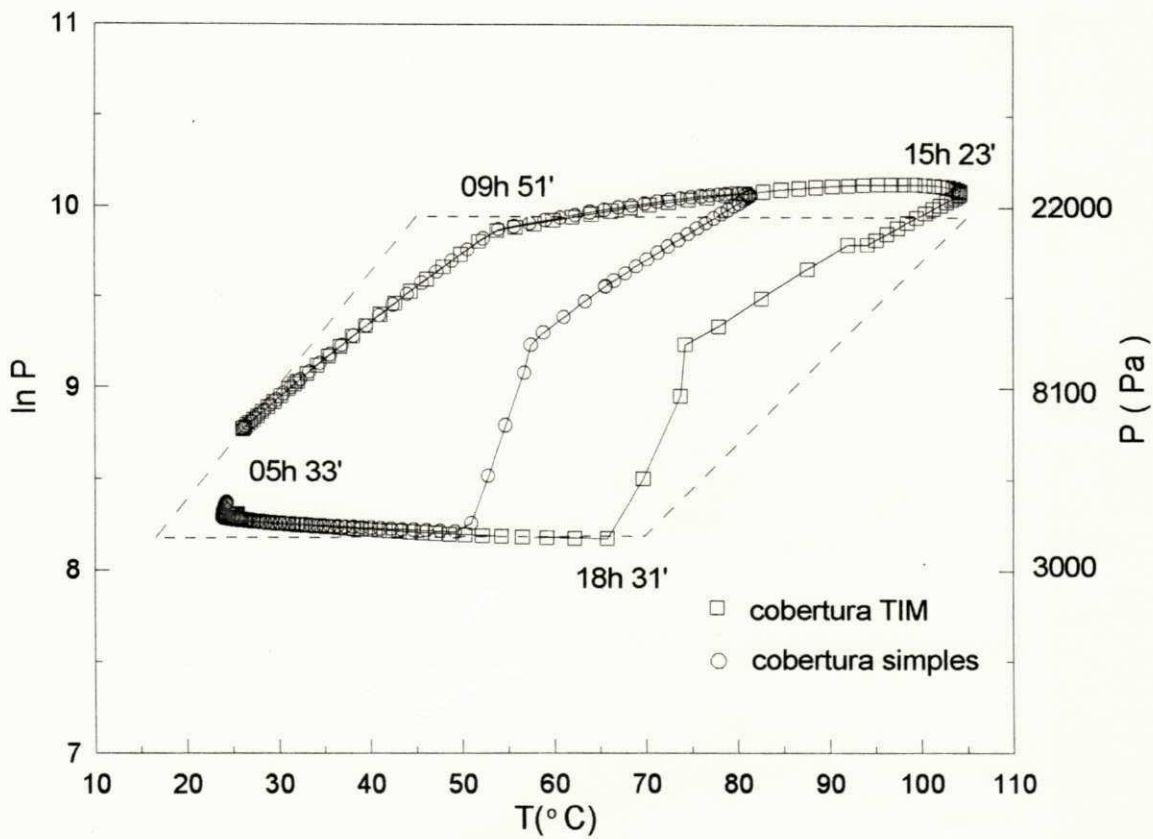


Fig. 5.26 Ciclo termodinâmico referente ao mês de Março.

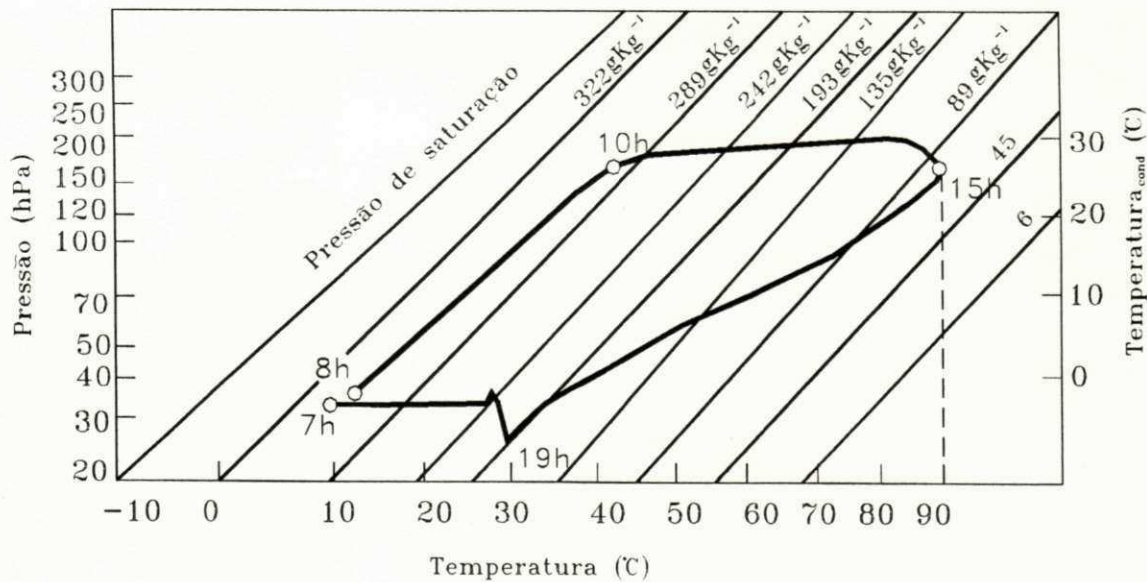


Fig. 5.27 Ciclo experimental obtido por MEDINI et al (1991).

5.6 Síntese dos resultados e análise final.

As tabelas 5.1 e 5.2 mostram em forma concisa os resultados obtidos, respectivamente, para o caso de cobertura TIM e para o caso de cobertura simples. Os parâmetros indicados são:

- T_{\max} , T_{\min} : temperaturas máxima e mínima no leito adsorativo;
- $(T_{co})_{\max}$: temperatura máxima de condensação;
- $(T_{ev})_{\min}$: temperatura mínima de evaporação;
- M_{cond} : massa de metanol condensada durante um ciclo;
- M_{gelo} : quantidade máxima de gelo produzido;
- E_{si} : radiação solar incidente no plano de captação;
- η_c : rendimento do coletor solar;
- COP: coeficiente de desempenho da máquina quadritérmica ideal;
- COP_t : coeficiente de desempenho térmico global;
- COP_{s1} : coeficiente de desempenho solar bruto (calculado a partir da massa de metanol ciclada);
- COP_{s2} : coeficiente de desempenho solar líquido (baseado na massa de gelo produzido).

Comparando-se os valores médios dos resultados obtidos em cada mês, para cada tipo de cobertura, constatou-se que o sistema com cobertura TIM apresentou um rendimento de conversão de energia solar 40% superior àquele obtido com a cobertura simples. A quantidade de gelo, bem como o coeficiente de desempenho solar líquido obtidos com o primeiro tipo de cobertura, foram 100% maior do que aqueles obtidos com a cobertura simples. Os valores médios de COP_{s1} e COP_{s2} obtidos foram, respectivamente, de 0,386 e 0,146, para o caso de cobertura TIM, e de 0,258 e 0,085, para o caso de cobertura simples.

Os valores de COP_{s2} , apresentados nas tabelas 5.1 e 5.2, referem-se à razão da massa de gelo produzida mais o calor sensível transferido no resfriamento da água até seu ponto de congelamento, pela energia solar incidente (E_{si}). Os valores do COP (bruto e líquido) referentes ao trabalho experimental que mencionamos a seguir foram calculados em função apenas da massa de metanol evaporada e da massa de gelo obtida, respectivamente.

MEDINI et al, op. cit., obtiveram experimentalmente 4 kg de gelo/dia com um sistema de $0,8 \text{ m}^2$ de área de captação solar, com cobertura simples, e um reator comportando 15 kg de carvão ativado, para um dia com energia solar incidente de 20 MJ/m^2 . Os coeficientes de desempenho solar bruto e líquido obtidos com este refrigerador foram, respectivamente, de 0,15 e 0,074, com uma quantidade de gelo produzido de 5 kg/m^2 . Este último valor é maior cerca de 23% do que aquele obtido neste estudo para Março ($E_{si} = 19,64 \text{ MJ/m}^2$; COP solar líquido de 0,060, calculado somente em função da massa de gelo), referente ao sistema com cobertura simples, pois naquele protótipo, utilizou-se um trocador de calor móvel, alternando sua função, ora como evaporador, ora como condensador, através de sua imersão em um recipiente aberto com água. O uso deste dispositivo pode explicar esta diferença de COP solar líquido, uma vez que os rendimentos de conversão solar foram praticamente os mesmos para ambos os sistemas (41% e 42%). Em relação aos resultados obtidos com a cobertura TIM para o mês de Março, estes apresentaram um COP solar líquido 67% superior àquele obtido com o protótipo de Medini.

PONS e GRENIER, op. cit., obtiveram 5,3 e 5,6 kg de gelo/ m^2 dia, com um sistema frigorífico de 6 m^2 de área de captação solar e condensadores a ar, comportando 130 kg de carvão ativado. As quantidades de energia solar incidente foram de 19 MJ/m^2 e de 22 MJ/m^2 , respectivamente, com rendimentos de conversão solar entre 30 e 40%. Os resultados da simulação do sistema com a cobertura TIM, indicam uma quantidade média de gelo produzido, para os seis meses considerados, 50% maior do que aquela obtida com o protótipo de Pons e Grenier.

Tabela 5.1 Resultados da simulação referentes ao sistema com cobertura TIM.

MÊS	T_{max} (°C)	T_{min} (°C)	$(T_{co})_{max}$ (°C)	$(T_{ev})_{min}$ (°C)	M_{cond} (kg)	M_{gelo} (kg)	E_{si} (MJ/m ²)	η_c (%)	COP	COP_t	COP_{s1}	COP_{s2}
Out.	105,3	24,9	32,0	- 1,84	4,35	8,00	22,91	58,2	0,901	0,673	0,391	0,131
Nov.	113,6	26,0	32,7	- 1,91	4,68	9,33	22,88	56,4	0,893	0,685	0,386	0,150
Dez.	115,8	25,9	32,9	- 1,91	4,65	9,96	21,40	55,8	0,890	0,676	0,377	0,171
Jan.	111,1	26,0	32,9	- 1,86	4,59	8,70	21,04	56,6	0,892	0,684	0,387	0,154
Fev.	100,8	25,5	32,6	- 1,70	3,95	6,66	20,71	58,5	0,907	0,654	0,383	0,126
Mar.	104,7	25,5	33,1	- 1,76	4,16	7,26	19,64	58,8	0,905	0,661	0,389	0,142

Tabela 5.2 Resultados da simulação referentes ao sistema com cobertura simples.

MÊS	T_{max} (°C)	T_{min} (°C)	$(T_{co})_{max}$ (°C)	$(T_{ev})_{min}$ (°C)	M_{cond} (kg)	M_{gelo} (kg)	E_{si} (MJ/m ²)	η_c (%)	COP	COP_t	COP_{s1}	COP_{s2}
Out.	81,8	23,2	30,9	- 1,33	2,52	4,01	22,91	41,0	0,927	0,626	0,257	0,079
Nov.	86,7	24,0	31,7	- 1,37	2,90	4,44	22,88	39,9	0,918	0,651	0,260	0,085
Dez.	87,8	23,7	31,9	- 1,34	3,05	4,67	21,40	40,0	0,915	0,662	0,265	0,093
Jan.	84,8	24,1	31,9	- 1,31	2,76	4,12	21,04	40,1	0,921	0,646	0,259	0,088
Fev.	79,5	23,9	31,6	- 1,20	2,21	3,37	20,71	41,5	0,931	0,601	0,249	0,079
Mar.	81,5	23,9	32,1	- 1,20	2,36	3,53	19,64	42,3	0,931	0,612	0,259	0,085

CONCLUSÃO

Um modelo matemático foi estabelecido e um programa computacional elaborado, para simular o comportamento de um refrigerador solar a adsorção usando carvão ativado-metanol, a partir de parâmetros ambientais locais. O programa de cálculo baseia-se em um método de resolução numérica a diferenças finitas, com formulação totalmente implícita.

Os resultados obtidos demonstram que durante os seis meses mais quentes em João Pessoa, é possível obter cerca de 7 a 10 kg de gelo/m²dia, com um dos sistemas frigoríficos estudados, com uma energia solar incidente de 20 a 23 MJ/m². A inovação proposta, em relação aos sistemas até o momento desenvolvidos, é a incorporação de uma cobertura com elementos isolantes semi-transparentes (TIM) no componente coletor solar/reator. Comparando-se estes resultados com aqueles obtidos experimentalmente com sistemas utilizando o mesmo par frigorífico, uma cobertura simples e diferentes componentes trocadores de calor, verifica-se que o COP solar líquido esperado para o sistema com cobertura TIM é sensivelmente maior. Com este tipo de cobertura, obteve-se elevados rendimentos de conversão solar (valor médio de 57,4%), em relação aos sistemas convencionais, onde os rendimentos de conversão solar situam-se entre 30 e 40%. O valor médio dos coeficientes de desempenho solar líquidos obtidos para os dias médios dos meses de Outubro a Dezembro foi de 0,085, para o sistema com cobertura simples, e de 0,146 para o caso de cobertura com vitral duplo comportando material isolante transparente.

Os desempenhos resultantes da simulação, indicam várias aplicações possíveis deste sistema de refrigeração nesta região, especialmente para a conservação de alimentos e de vacinas em áreas remotas, onde haja uma elevada disponibilidade de energia solar.

À continuação deste trabalho, estudos experimentais com protótipos deverão ser realizados, de modo a se comparar os desempenhos reais da máquina com estas predições teóricas, e se proceder à otimização do sistema.

ANEXO I

**PARÂMETROS DA EQUAÇÃO DE ESTADO
DO PAR CARVÃO ATIVADO AC-35/METANOL
E
PROPRIEDADES DOS COMPONENTES**

I.1 Parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov (PONS e GRENIER, op. cit.).

- capacidade máxima de adsorção, $W_0 = 0,425 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ adsorvente
- coeficiente de afinidade, $D = 5,02 \cdot 10^{-7}$
- parâmetro característico, $n = 2,15$

I.2 Propriedades termofísicas.

I.2.1 Carvão ativado AC-35:

- condutividade térmica (leito poroso) (GUILLEMINOT et al, op. cit.), $k = 0,19 \text{ W/mK}$
- condutância térmica da interface adsorvente/metal (GUILLEMINOT et al, op. cit.), $h = 16,5 \text{ W/m}^2\text{K}$
- calor específico a pressão constante, $C_{p1} = 920 \text{ J/kgK}$
- massa específica (densidade aparente), $\rho_1 = 420 \text{ kg/m}^3$

I.2.2 Metanol:

- calor específico a pressão contante do líquido, $C_{p2} = 2.507 \text{ J/kgK}$
- coeficiente de expansão térmica do líquido, $\alpha = 1,26 \cdot 10^{-3}$
- constante de gás ($M=32,04$), $R = 259,5 \text{ J/kgK}$
- pressão de vapor de saturação, $P_s \text{ [Pa]}$:

$$\ln P_s = 22,185 - 2.312,83 \left(\frac{1}{T} \right) - 566,896 \left(\frac{1}{T} \right)^2 + 4,419 \cdot 10^7 \left(\frac{1}{T} \right)^3 \quad (T \text{ em graus Kelvin})$$

- massa específica do líquido, ρ_2 [kg/m³]:

$$\rho_2 = 1.283,315 - 3,3388T + 8,65165 \cdot 10^{-3} T^2 - 1,01655 \cdot 10^{-5} T^3 \quad (\text{T em graus Kelvin})$$

- calor latente de evaporação/condensação, L [kJ/kgK]:

$$L = 643,984 + 4,74188T - 10,1045 \cdot 10^{-3} T^2 + 11,2826 \cdot 10^{-8} T^3 \quad (\text{T em graus Kelvin})$$

I.2.3 Água.

- calor específico a pressão constante, C_{p_w} (30°C) = 4.180 J/kgK

$$C_{p_{ag}} (0^\circ\text{C}) = 4.218 \text{ J/kgK}$$

- entalpia específica do vapor saturado, H_w (30°C) = 2.556 kJ/kg

- calor latente de solidificação, L_s (0°C) = 334 kJ/kg

- condutividade térmica, k_{gel} (0°C) = 2,26 W/mK

- massa específica, ρ_w [kg/m³]:

$$\rho_w = 667,14 + 2,8367T - 6,9853T^2 + 3,9556 \cdot 10^{-6} T^3 \quad (\text{T em graus Kelvin})$$

I.2.4 Cobre (placa absorvedora, condensador e evaporador):

- calor específico, C_{p_p} = 383 J/kgK

- massa específica, ρ_p = 8.795 kg/m³

- condutividade térmica, k_p = 385 W/mK

I.2.5 Vidro:

- calor específico, C_{p_v} = 800 J/kgK

- massa específica, ρ_v = 2.515 kg/m³

I.2.6 Poliestireno expandido.

- condutividade térmica, k_i = 0,0346 W/mK

- massa específica, ρ_i = 16 kg/m³

I.3 Propriedades radiativas.

I.3.1 Emitância.

- superfície absorvedora (ROMMEL e WAGNER, op. cit.), $\epsilon_p = 0,12$ ($\alpha = 0,91$)
- placa de vidro (DUFFIE e BECKMAN, op. cit.), $\epsilon_v = 0,85$
- água (HOTTEL e SAROFIM, 1967), $\epsilon_w = 0,95$

I.3.2 Transmitância.

Transmitância da placa de vidro, τ_v (DUFFIE e BECKMAN, op. cit.). É determinada a partir da refletividade elementar, relativa à um feixe de luz não-polarizada que passa de um meio 1 à um meio 2.

Se θ_1 e θ_2 são, respectivamente, os ângulos de incidência e de refração da luz, em relação à normal à interface dos dois meios, de acordo com a lei de Fresnel:

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad e \quad r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)}$$

onde r_{\perp} e r_{\parallel} são, respectivamente, as componentes perpendicular e paralela da luz não-polarizada.

O ângulo de incidência θ_1 depende da posição do sol em relação ao plano de captação; é dado pela seguinte equação:

$$\begin{aligned} \cos\theta_1 = & \sin\delta \sin\phi \cos\beta - \sin\delta \cos\phi \sin\beta + \\ & + \cos\delta \cos\phi \cos\beta \cos\omega + \cos\delta \sin\phi \sin\beta \cos\omega \end{aligned}$$

com

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen}\left(360 \frac{n_j + 284}{365}\right)$$

onde:

- δ é a declinação solar (- ao Sul);
- n_j é o número de dias do ano;
- ϕ é a latitude local, valor negativo ao Sul ($\phi = - 7,13^\circ$);
- β é o ângulo de inclinação do coletor em relação à horizontal;
- ω é o ângulo horário (- pela manhã, zero ao meio-dia solar).

O ângulo de inclinação do coletor solar β é calculado, considerando-se o ângulo de incidência nulo para uma declinação solar média, referente aos seis meses mais quentes do ano (Outuro à Março). Para João Pessoa ($7^\circ 8' S$, $34^\circ 50' WG$), para $\delta = 16,7^\circ$, obteve-se $\beta = 9,5^\circ$.

O ângulo de refração θ_2 pode ser calculado pela relação entre os ângulos θ_1 e θ_2 e os índices de refração n dos meios 1 e 2, dada pela lei de Snell:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\text{sen } \theta_2}{\text{sen } \theta_1}$$

Para o ar, $n_1 = 1$, e para o vidro, $n_2 = 1,526$.

A transmitância τ_v de uma cobertura com N placas de vidro, de espessura Z_v , é dada pela seguinte relação:

$$\tau_v = \frac{\tau_a}{2} \left[\frac{1 - r_{\perp}}{1 + (2N - 1)r_{\perp}} + \frac{1 - r_{\parallel}}{1 + (2N - 1)r_{\parallel}} \right]$$

onde τ_a é a transmissividade elementar da placa, dada pela lei de Bouguer:

$$\tau_a = e^{-K Z_v / \cos \theta_2}$$

onde K é o *coeficiente de extinção* do meio, cujo valor varia de 4 m^{-1} , para vidros de alta qualidade, a 32 m^{-1} , para vidros comuns. Adotou-se $K=30 \text{ m}^{-1}$.

Para o caso de referência (cobertura simples), $N = 1$; e para a cobertura TIM (2 placas limitando o honeycomb), $N = 2$.

Transmitância do honeycomb τ_h TIM (HOLLANDS, 1978). É determinada pelas seguintes equações:

$$\tau_h = 0,5 [1 + \tau_s(\theta_1)]$$

$$\tau_s(\theta_1) = \rho_s^n (n + 1 - R) + \rho_s^{(n+1)} (R - n)$$

onde $R=H/(D \tan \theta_1)$, sendo H e D , respectivamente, a altura e o diâmetro das células, n é a parte inteira de R e ρ_s é a *refletividade equivalente especular*, cujo valor para $H/D \leq 5$ é igual a 0,977. Adotou-se a razão de aspecto $H/D=5$.

ANEXO II

COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

II.1 Coeficiente de transferência de calor global entre o absorvedor e o ar ambiente, através da face anterior, U_t .

II.1.1 Coletor solar com cobertura de TIM (distância média de 2 cm entre a placa suporte e a placa absorvedora).

Etapa diurna. Para cálculo do coeficiente global de perda de calor U_t , utiliza-se a seguinte correlação, obtida experimentalmente por ROMMEL e WAGNER, op. cit.:

$$U_t = (1,14 + 0,011\Delta T) W / m^2K$$

onde ΔT é a diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente.

Etapa noturna. Considera-se o escoamento através de um duto retangular, formado pelo espaço entre a placa absorvedora e a placa suporte da cobertura TIM. O coeficiente de transferência de calor por convecção h_v é calculado pela seguinte correlação, válida para $Re > 2.200$ (KREIDER e KREITH, 1981):

$$Nu = 0,023Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad \text{para } L_y/D_h > 60$$

$$Nu = 0,023Re^{0,8} Pr^{1/3} \left[1 + (D_h / L_y) \right]^{0,7} \quad \text{para } L_y/D_h < 60$$

com $Nu = \frac{h_c D_h}{k_{ar}}$ e $Re = \frac{V D_h}{\nu_{ar}}$

onde V é a velocidade do vento, D_h é o diâmetro hidráulico do duto, k_{ar} , ν_{ar} e Pr são, respectivamente a condutividade térmica, a viscosidade cinemática e o número de Prandtl do ar ambiente.

Adotando-se valores médios das propriedades do ar, para temperaturas entre 25 e 55°C, e considerando-se $L_y = 1$ m e $D_h = 0,04$ m, a velocidade mínima para caracterização do escoamento turbulento ($Re > 2.200$) é de 0,9 m/s. Entretanto, dado o perfil ondulado da placa absorvedora (constituída de semi-cilindros), por onde flui o ar, o regime turbulento deve ser estabelecido para velocidades abaixo de 0,9 m/s. Em todo caso, os dados meteorológicos de velocidade de vento utilizados, não registram valores médios inferiores

àquele valor. Assim, considerando-se que $L_y/D_h = 25$, obtém-se para h_v a seguinte relação simplificada, válida para escoamento turbulento:

$$h_c = 5,84V^{0,8}$$

O coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa absorvedora e a placa suporte da cobertura TIM é calculado pela mesma equação usada para determinar $h_{r,v-p}$ (apresentada na seção II.2), considerando-se a superfície de vidro a temperatura ambiente.

II.1.2 Coletor solar com cobertura simples (caso de referência).

Etapa diurna. Utiliza-se a seguinte correlação, proposta por KLEIN, op. cit.:

$$U_t = \left[\frac{1}{\frac{C}{T_p} \left(\frac{T_p - T_{amb}}{1+f} \right)^e + \frac{1}{h_v}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_{amb})(T_p^2 + T_{amb}^2)}{(\varepsilon_p + 0,00591h_v)^{-1} + \frac{1+f + 0,133\varepsilon_p}{\varepsilon_v} - 1}$$

com:

$$f = (1 + 0,089h_v - 0,1166h_v \varepsilon_p)(1 + 0,07866)$$

$$C = 520 (1 - 0,000051\beta^2) \quad \text{para } 0^\circ < \beta < 70^\circ$$

$$e = 0,43 (1 - 100/T_p)$$

onde:

- β é a inclinação do coletor solar em relação à horizontal, em graus;
- ε_p é a emitância da superfície absorvedora;
- ε_v é a emitância do vidro;
- T_p é a temperatura média da placa absorvedora, em K;
- T_{amb} é a temperatura ambiente, em K;
- h_v é o coeficiente de transferência de calor convectiva devido ao vento, em W/m^2K , calculado por uma relação empírica dada por WATMUFF et al (1977):

$$h_v = 2,8 + 3,0V$$

Etapa noturna. A mesma consideração feita para o caso anterior é válida; utiliza-se as mesmas equações para cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção do ar entre o absorvedor e a cobertura h_c (seção II.1.1).

II.2 Coeficiente de transferência de calor por radiação entre o vidro e a placa absorvedora, $h_{r,v-p}$.

$$h_{r,v-p} = \frac{\sigma(T_p + T_v)(T_p^2 + T_v^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1}$$

onde ε_p e ε_v são as emitâncias da placa absorvedora e do vidro, respectivamente.

II.3 Coeficiente de transferência de calor por radiação entre o vidro e o céu, $h_{r,v-c}$.

$$h_{r,v-c} = \varepsilon_v \sigma (T_v + \varepsilon_c^{1/4} T_{amb}) (T_v^2 + \varepsilon_c^{1/2} T_{amb}^2)$$

onde ε_c é a emitância aparente do céu, dada pela seguinte relação, válida para céu totalmente despejado (BERDHAL e MARTIN, 1984):

$$\varepsilon_c = 0,711 + 0,56 \left(\frac{T_{po}}{100} \right) + 0,73 \left(\frac{T_{po}}{100} \right)^2$$

onde T_{po} é a temperatura do ponto de orvalho (em °C), dada em função das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar e da pressão atmosférica, por uma subrotina dada por BENNINGTON et al (1981).

Esta mesma relação é adotada para se determinar o coeficiente de transferência radiativa entre a água do condensador e o céu ($h_{r,w-c}$), substituindo-se ε_v por ε_w e T_v por T_w .

II.4 Coeficiente global de transferência de calor através da base do reator, U_b .

O coeficiente global de perdas térmicas, referente à base do coletor, U_b é dado pela seguinte relação:

$$U_b = \left[\frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1}$$

onde L_i é a espessura do isolante (=0,010 m) e k_i a condutividade térmica do material (= 0,0346 W/mK).

II.5 Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o condensador e a água, $h_{c,con}$.

O condensador é formado por tubos horizontais de 50 mm de diâmetro, aletados transversalmente por placas de perímetro quadrado, com 20 cm de lado, conforme é mostrado na figura 2.7.

O coeficiente convectivo no condensador $h_{c,con}$, é determinado com base em uma hipótese bastante simplificadora, que considera a transferência convectiva no tubo aletado, como sendo dois processos independentes: um referente à convecção livre sobre placas verticais (as aletas) e outro, referente à convecção sobre o tubo horizontal. O valor do coeficiente adotado nos cálculos é a média ponderada sobre áreas, dos valores de $h_{c,con}$ obtidos para cada uma das configurações consideradas.

Superfície vertical. O coeficiente é calculado através da seguinte relação (CHURCHILL e CHU, 1975a):

$$Nu = 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{8/27}} \quad \text{para } 10^{-1} < Ra_L < 10^{12}$$

onde o número Ra_L é calculado baseado na altura da placa.

Para temperaturas da água entre 20 e 30°C, obtém-se a seguinte equação simplificada para $h_{c,con1}$:

$$h_{c,con1} = 503,44 (\Delta T)^{1/3} + 74,23 (\Delta T)^{1/6} + 2,74$$

Cilindro horizontal. A relação utilizada é a seguinte (CHURCHILL e CHU, 1975b):

$$Nu^{1/2} = 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559 / Pr)^{9/16}]^{8/27}} \quad \text{para } 10^{-4} < Ra_D < 10^{12}$$

onde Ra_D se refere ao diâmetro do tubo.

Para a mesma faixa de temperaturas (20-30°C), obtém-se para $h_{c,con2}$:

$$h_{c,con2} = 499,24 (\Delta T)^{1/3} + 90,44 (\Delta T)^{1/6} + 4,11$$

Considerando-se $\Delta T = 10^\circ\text{C}$: $h_{c,con1} = 1.196 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $h_{c,con2} = 1.212 \text{ W/m}^2\text{K}$, o que implica em um coeficiente médio $h_{c,con} = 1.206 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Área de troca de calor necessária. Considerando-se um período de condensação de 4 horas, a uma temperatura média de 30°C (calor latente de 1.156 kJ/kg), com uma diferença de temperatura condensador-água de 10°C, a área necessária para a transferência de calor é de 0,04 m². Este valor é cerca de 14 vezes menor do que a área da superfície total do tubo aletado

considerado ($0,55 \text{ m}^2$), o que significa uma ampla margem para compensar a inércia térmica do sistema, negligenciada nos cálculos.

II.6 Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície livre da água e o céu $h_{r,w-c}$, e entre aquela e as superfícies circunvizinhas $h_{r,w-a}$.

$$h_{r,w-c} = \frac{\sigma(T_w + \varepsilon_c T_{amb})(T_w^2 + \varepsilon_c^{1/2} T_{amb}^2)}{\frac{1 - \varepsilon_w}{\varepsilon_w} + \frac{1}{F_{w-c}}}$$

$$h_{r,w-a} = \frac{\sigma(T_w + T_{amb})(T_w^2 + T_{amb}^2)}{\frac{1 - \varepsilon_w}{\varepsilon_w} + \frac{1}{F_{w-a}}}$$

onde ε_w é a emitância da água e F_{w-c} o fator de forma entre a superfície da água e o hemisfério celeste. Considera-se nos cálculos $F_{w-c} = F_{w-a} = 0,5$.

II.7 Coeficiente de transferência de massa devido à evaporação da água, h_d .

O coeficiente h_d é obtido a partir de uma correlação empírica, proposta por Chilton e Colburn, com base na analogia de Reynolds, para escoamento forçado (SISSOM e PITTS, 1979):

$$h_d Sc^{2/3} = \frac{h_c}{Cp_a} Pr^{2/3}$$

onde h_c é o coeficiente convectivo ($=h_v$), Cp_a é o calor específico do ar a temperatura ambiente e Sc o número de Schmidt (viscosidade cinemática ν /difusividade mássica D).

Esta relação, válida para $0,6 < Sc < 2.500$ e $0,6 < Pr < 100$, pode ser expressa por:

$$h_d = \frac{h_c}{Cp_a} Le^{-1}$$

onde $Le = (\alpha/D)^{2/3}$ é o número de Lewis.

Diversas expressões correlacionando h_d e h_c , bem como valores de Le , para o sistema água-ar são encontrados na literatura. Resultados experimentais da evaporação de água em condições ambientais locais (LEITE e KLÜPPEL, op. cit.), demonstraram que o valor mais adequado para Le é aquele proposto por Sherwood (SHERWOOD et al, 1975), qual seja: $Le = 1,10$.

Fluxo de calor transferido por evaporação. A taxa de calor associada à evaporação da água é igual ao produto de h_d pela diferença entre a umidade absoluta do ar saturado, a temperatura da água W_w , e a umidade absoluta do ar a temperatura ambiente W_a .

A umidade absoluta W_a pode ser correlacionada à umidade absoluta do ar saturado a temperatura de bulbo úmido W_u através da seguinte equação (BENNINGTON et al, op. cit.):

$$W_a = W_u - \frac{(1 + 1,863W_u)(T_{amb} - T_u)}{2.500 + 1,845T_{amb} - 4,184T_u}$$

com

$$W_u = 0,622 \frac{P_u}{P - P_u}$$

onde P_u é a pressão de saturação a temperatura de bulbo úmido T_u e P é a pressão atmosférica.

A pressão P_u é calculada em função das temperaturas de bulbo seco T_a e de bulbo úmido T_u do ar e da pressão total P , através do seguinte conjunto de equações (BENNINGTON et al, op. cit.):

$$P_u = (10^{C1 + C2 + C3 + C4}) P$$

com

$$C1 = 7,90298 (1 - 373,16/T_u)$$

$$C2 = 5,02808 [\ln (373,16/T_u)/\ln 10]$$

$$C3 = 1,3816 \cdot 10^{-7} \{1 - 10^{[-11,344(1 - T_u/373,16)]}\}$$

$$C4 = - 8,1328 \cdot 10^{-3} \{1 - 10^{[-3,49149(1 - 373,16/T_u)]}\}$$

onde T_u é dada em graus Kelvin e P em Pascal.

A pressão de vapor saturado a temperatura água P_w , para cálculo de W_w , é obtida pelas mesmas equações, trocando-se T_u por T_w .

II.8 Coeficientes de transferência de calor por convecção entre o evaporador e a água $h_{c,ev1}$, e entre o evaporador e o ar da câmara $h_{c,ev2}$.

O evaporador consiste em um conjunto de 8 tubos horizontais, situados no mesmo plano, conectados termicamente por meio de aletas longitudinais de largura igual ao raio dos tubos (Fig. 2.8).

Para cálculo dos coeficientes de transferência convectiva no evaporador, considera-se uma configuração equivalente àquela de uma superfície horizontal fria.

No caso da transferência com o ar da câmara, $h_{c,ev1}$ é obtido a partir da seguinte correlação (FUJII e IMURA, 1972):

$$Nu = 0,58 Ra^{1/5} \quad \text{para } 10^6 < Ra < 10^{11}$$

No caso da troca com a água a ser congelada, $h_{c,ev2}$:

$$Nu = 0,13 Ra^{1/3} \quad \text{para } Ra < 2 \cdot 10^8$$

$$Nu = 0,16 Ra^{1/3} \quad \text{para } 5 \cdot 10^8 < Ra < 10^{11}$$

onde o comprimento característico L_c é dado pela razão entre a área da superfície e o seu perímetro.

Para temperaturas entre -5°C e $+9^\circ\text{C}$, obtém-se as seguintes expressões simplificadas para os coeficientes:

$$h_{c,ev1} = 483,5 (\Delta T)^{1/3} \quad \text{com } Ra \approx 2 \cdot 10^{10} \Delta T$$

$$h_{c,ev2} = 0,67 (\Delta T)^{1/5}$$

Área de troca de calor necessária. Para um período de evaporação estimado de 8 horas, a uma temperatura média de -5°C (calor latente de 1.191 kJ/kg), com uma diferença de temperatura de 7°C ($h_{c,ev} = 926 \text{ W/m}^2\text{K}$), a área necessária para a troca de calor é de $0,08 \text{ m}^2$. Este valor é cerca de 14 vezes inferior àquele da área do evaporador considerado ($1,1 \text{ m}^2$); diferença esta que deverá compensar o calor sensível transferido para aumentar a temperatura do sistema durante a evaporação.

II.9 Coeficiente de transferência de calor de solidificação, U_{sol} .

Para determinação de U_{sol} , considera-se a resistência térmica devido à condução de calor através da camada de gelo em formação e a resistência térmica de contato na interface evaporador-gelo:

$$U_{sol} = \left[\frac{e_{gelo}}{k_{gelo}} + \frac{1}{h_{ct}} \right]^{-1}$$

onde e_{gelo} é a espessura média da camada de gelo ($=17\text{mm}$), k_{gelo} a condutividade térmica do gelo e h_{ct} é o coeficiente de transferência de calor na interface evaporador-gelo.

O valor da resistência térmica de contato ($1/h_{ct}$) foi determinado a partir de simulações numéricas do processo de congelamento, chegando-se ao valor de $0,0295 \text{ m}^2\text{K/W}$.

II.10 Coeficientes de transferência de calor globais entre a água a ser congelada (U_{ag}) e o ar do recinto, e entre este e o ar da câmara frigorífica (U_{cf}).

Coeficiente U_{ag} : Considera-se que o recipiente com a água gelada está em contato com as parades da câmara frigorífica. U_{ag} é expresso, então, por:

$$U_{ag} = \left[\frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_{c,ar}} \right]^{-1}$$

De acordo com as dimensões de evaporador, definidas na seção anterior, a área de troca de calor A_{cf1} correspondente ao coeficiente U_{ag} será:

$$A_{cf1} = 2 \times 0,04 (0,86 + 0,51) + (0,86 \times 0,51) = 0,55 \text{ m}^2$$

Coeficiente U_{cf} :

$$U_{cf} = \left[\frac{1}{h_{c,cf}} + \frac{L_i}{k_i} + \frac{(A_{cf2})_i}{(A_{cf2})_e} \frac{1}{h_{c,ar}} \right]^{-1}$$

onde $h_{c,cf}$ é o coeficiente de transferência convectiva entre o ar da câmara e as paredes internas correspondentes $(A_{cf2})_i$, e $h_{c,ar}$ é o coeficiente referente à convecção do ar do recinto e as paredes externas $(A_{cf2})_e$. Considerando-se as dimensões do evaporador, um espaço de 20 cm destinado à interconexão dos tubos e um isolamento térmico de 10 cm de espessura: $A_i = 0,99 \text{ m}^2$ e $A_e = 1,58 \text{ m}^2$.

Considera-se, para efeito de cálculo, que os coeficientes relativos ao invólucro $h_{c,cf}$ e $h_{c,ar}$ são iguais àqueles referentes à superfície superior da câmara, através da equação descrita na seção precedente, para determinação de $h_{c,ev1}$.

ANEXO III

**DADOS METEOROLÓGICOS,
DIA MEDIO, TEMPO SOLAR E
DURAÇÃO DO PERÍODO DIURNO**

III.1 Dados meteorológicos de João Pessoa (7°8'S, 34°50'WG), dia medio e declinação solar δ .

Tabela III.1 Valores médios mensais, coletados no período 1976-85

MÊS	Veloc. do vento [m/s]	Temperatura bulbo seco (°C)		Temperatura bulbo úmido (°C)		Radiação solar global [kWh/m ²]
		máxima	mínima	máxima	mínima	
Out.	4,0	28,1	23,8	26,1	20,6	6,3
Nov.	3,8	28,9	24,5	26,7	21,1	6,3
Dez.	3,5	29,0	24,1	26,8	20,9	5,9
Jan.	3,7	29,2	24,5	27,0	21,3	5,8
Fev.	3,7	28,9	24,4	26,9	21,4	5,7
Mar.	3,6	29,1	24,4	27,3	21,5	5,4

FONTE - BOLETIM METEOROLÓGICO LES-UFPB, 1986

Tabela III.2 Coeficientes dos polinômios levantados para os fluxos horários de radiação solar direta I_{dir} e difusa I_{dif} .

MÊS	$I_{dir} = A_0 + A_1 t_s + A_2 t_s^2 + A_3 t_s^3 + A_4 t_s^4$									
	$I_{dif} = B_0 + B_1 t_s + B_2 t_s^2 + B_3 t_s^3 + B_4 t_s^4$									
	A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	B ₀	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄
Out.	5717,03	-2448,13	367,617	-22,1343	0,46113	-34,4205	-125,512	35,2045	-2,4979	0,05203
Nov.	5388,39	-2317,42	349,382	-21,0685	0,43893	-5,1483	-128,277	34,8162	-2,4559	0,05117
Dez.	4954,55	-2125,14	319,888	-19,2783	0,40163	9,1044	-128,262	34,2449	-2,4196	0,05041
Jan.	4916,21	-2105,47	316,450	-19,0601	0,39709	-2,7543	-126,586	34,3094	-2,4196	0,05041
Fev.	5078,34	-2163,73	323,711	-19,4629	0,40548	-36,7872	-122,449	34,6069	-2,4587	0,05122
Mar.	5082,76	-2153,07	320,414	-19,2252	0,40052	-20,8401	-134,624	36,7590	-2,5958	0,05408

t_s = tempo solar verdadeiro

Tabela III.3 Resíduos médios dos polinômios I_{dir} e I_{dif} para cada mês.

MÊS	Outubro	Novembro	Dezembro	Janeiro	Fevereiro	Março
resíduo I_{dir}	0,04522	0,04499	0,03799	0,04406	0,03730	0,042191
médio I_{dif}	-0,00023	0,00420	0,00396	0,00117	0,00047	-0,00047

Tabela III.4 Valores do dia médio, dado por Klein, e declinação solar.

MÊS	Outubr.	Novem.	Dezem.	Janeiro	Fever.	Março
j	15	14	10	17	16	16
n_j	273	318	344	17	47	75
δ	$-9,6^\circ$	$-18,9^\circ$	$-23,0^\circ$	$-20,9^\circ$	$-13,0^\circ$	$-2,4^\circ$

III.2 Tempo solar (DUFFIE e BECKMAN, op. cit.).

Relação entre a hora solar e a hora legal: Duas correções devem ser feitas, quando se deseja utilizar nas equações o tempo legal, em vez do tempo solar verdadeiro, que é aquele baseado no movimento aparente do sol. Além da correção devido à diferença entre a longitude local ($34^\circ 50'$ WG) e aquela correspondente à hora legal (Brasília, 45° WG), outra correção deve ser feita, para compensar a oscilação da duração do dia solar verdadeiro, provocada pela excentricidade da órbita terrestre. A relação é a seguinte:

$$t_{solar} = t_{legal} + \frac{L_{Brasília} - L_{local}}{15} + \frac{E}{60} - 12$$

com

$$E = 9,87 \operatorname{sen} 2B - 7,53 \operatorname{cos} B - 1,5 \operatorname{sen} B$$

onde

$$B = \frac{360(n - 81)}{364}$$

O ângulo horário ω pode ser expresso (em graus) por:

$$\omega = 15 t_{legal} + (L_{Brasília} - L_{local}) + \frac{E}{4} - 180$$

III.3 Duração do período diurno.

Duração do período diurno. O tempo decorrido entre o nascer e o pôr do sol D_j (em horas) é obtido a partir da equação do ângulo de incidência (seção I.3.2), fazendo-se $\beta = 0^\circ$ e $\theta_1 = 90^\circ$. A expressão resultante é a seguinte:

$$D_j = \frac{2}{15} \operatorname{arc} \cos (\tan \phi \tan \delta)$$

onde $\operatorname{arccos} (\tan \phi \tan \delta)$ é o ângulo do pôr (nascer) do sol.

ANEXO IV

PROGRAMA COMPUTACIONAL

PROGRAM FRIGOSOL

C

C DEFINICAO DE CONSTANTES

C

PARAMETER (IMAX = 300,
& NMES = 6)

C

C DECLARACAO DE VARIAVEIS

C

CHARACTER*11 MES(NMES)

C

LOGICAL ERRO

C

INTEGER

I,INICIO,NK,NI,DT,MONTH,TEMP,TEMPI,INN,IMM,

& IAA,IBB,IXX,TAMPA,NOITE

C

DOUBLE PRECISION

W0,D,N,RO1,R,ALFA,CP1,CP2,K,RA,RB,DELTAR,

& DEN,H,T0,P0,LNP,LNPANT,LNPS,DLNPDT,L,TOL,

& PRECON,PCON,AM,TM,QSM,ALFA1,TAUV,P,

& PI,EP,CPP,ROP,FI,TAMB,U,ETAC,IP,

& TW,TCONEST,TWEST,TCONANT,TWANT,TEMPRA,

& DIFAM,AMANT,TPO,HV,IDIF,TCAA,TU,TCFANT,

& MASSICLA,RENDCOL,TEVANT,TAGANT,

&

TCFEST,TEVEST,TAGEST,PEV,TEV,TAG,TCF,MGELO,

& MGELOANT,MAFID,PRESEVA,M2,TAMINI,UANT,

& SIGMA,LS,KGELO,EGELO,ROCF,VCF,CPCF,ROEV,

& VEV,CPEV,MAG,CPAG,AEV,AI,AE,ACF2,HCF,HCAR,

&

VOLW,CPW,HW,EW,FWC,ETU,EAL,ALB,AS,ROCU,CPCU,

& PAT,TSOL,RO2,TCON,TP,TPEST,TPANT,PXP,

& RATIO(IMAX),T(IMAX),TSAL(IMAX),TANT(IMAX),

& A1(IMAX),A2(IMAX),A3(IMAX),C(IMAX),

& A(IMAX),B(IMAX),QS(IMAX),

&

NJ(NMES),VV(NMES),TAMAX(NMES),TAMIN(NMES),

& TROMAX(NMES),TROMIN(NMES),TUMAX(NMES),

& TUMIN(NMES)

C

C FUNCOES PASSADAS COMO PARAMETROS

C

DOUBLE PRECISION

MELIQ,CALORLAT,LOGPRESAT,CALCA,CALCB,CALCQS

C

EXTERNAL

MELIQ,CALORLAT,LOGPRESAT,CALCA,CALCB,CALCQS

C

C ABERTURA DOS ARQUIVOS UTILIZADOS PELO PROGRAMA

C

```

OPEN(UNIT = 1,FILE = 'ENTRDATA',STATUS = 'OLD')
OPEN(UNIT = 2,FILE = 'MARDDIM1',STATUS = 'UNKNOWN')
OPEN(UNIT = 3,FILE = 'MARDDIM2',STATUS = 'UNKNOWN')
OPEN(UNIT = 5,FILE = 'CONSMETE',STATUS = 'OLD')
OPEN(UNIT = 8,FILE = 'MARDDIM3',STATUS = 'UNKNOWN')

```

C

C INICIALIZACAO DE VARIAVEIS

C

C DEFINICAO DA ETAPA DO CICLO DE REFRIGERACAO

C

C 1) IXX = 0 ==> DIA

C 2) IXX = 1 ==> NOITE

C

IXX = 0

C

C LEITURA DOS DADOS DE ENTRADA

C

CALL

LEDADOS(W0,D,N,ALFA,RO1,CP1,CP2,R,K,TCAA,T0,P0,H,EP,ROP,

&

CPP,SIGMA,ALFA1,LS,KGEL0,EGELO,ROCF,VCF,CPCF,

&

ROEV,VEV,CPEV,MAG,CPAG,AEV,AI,AE,ACF2,HCF,HCAR,

&

VOLW,CPW,HW,EW,FWC,ETU,EAL,ALB,AS,ROCU,CPCU,PAT,

&

NI,RA,RB,DELTAR,INICIO,NK,DT,DELTAT,TOL,NMES,MES,

&

NJ,TAMAX,TAMIN,TROMAX,TROMIN,TUMAX,TUMIN,VV)

C

C INICIALIZACAO DAS PROPRIEDADES DO SISTEMA

C

DO 1 MONTH = 1,NMES

LNPANT = DLOG(P0)

LNPS = LOGPRESAT(T0)

L = CALORLAT(T0)

C

DO 05 I = 1,NI + 1

RAIO(I) = RA + (I - 1)*DELTAR

TANT(I) = T0

T(I) = TANT(I) + DELTAT

RO2 = MELIQ(T0)

A(I) = CALCA(W0,D,N,RO2,LNPS,DLOG(P0),T0)

B(I) = CALCB(D,N,A(I),LNPS,DLOG(P0),T0)

QS(I) = CALCQS(D,N,R,ALFA,L,LNPS,DLOG(P0),T0)

05 CONTINUE

C

C CALCULO DA PRESSAO DO SISTEMA DT SEGUNDOS APOS TEMPO INICIAL

C

CALL TAXA(NI,R,DT,B,QS,RAIO,T,TANT,DLNPDT)

LNP = DLNPDT*DT + LNPANT
 LNP = LNPANT

C

IF(IXX .EQ. 1)
 & THEN

C

C ENTRADA DE DADOS - CICLO NOTURNO

C

GOTO 123
 ENDIF

C

C ENTRADA DE DADOS - CICLO DIURNO

C

123 DO 30 TEMP = INICIO,NK,DT
 DIFAM = 0D0
 MAFID = 0D0
 INN = 0
 IMM = 0
 10 CONTINUE
 CALL

CALCVETOR(MELIQ,CALORLAT,LOGPRESAT,CALCA,CALCB,
 & CALCQS,W0,D,N,RO1,RO2,R,ALFA,CP1,CP2,K,DT,
 & DELTAR,LNP,DLNPDT,T,TANT,A1,A2,A3,
 & C,RAIO,NI,A,B,QS,TEMPO)

C

CALL TEMPLACA(NJ(MES),TAMAX(MES),TAMIN(MES),
 & TROMAX(MES),TROMIN(MES),TUMAX(MES),
 & TUMIN(MES),VV(MES),
 & T(NI),T(NI + 1),TPEST,TPANT,EP,ROP,PI,
 & CPP,ALFA1,FI,H,K,MONTH,SIGMA,TEMP,DELTAR,
 & TOL,DT,IXX,TPO,HV,IDIF,TU,TAUV,RENDCOL,
 & TAMINI,UANT,U,TAMB,IP,TP)

C

CALL

TEMPEVAP(LS,KGELO,EGELO,ROCF,VCF,CPCF,ROEV,VEV,CPEV,
 & MAG,CPAG,CP2,AEV,AI,AE,ACF2,HCF,HCAR,
 & TAMB,TCFANT,TAGANT,TEVANT,TCFEST,TAGEST,
 & TEVEST,MGELOANT,DT,MAFID,TOL,INICIO,TEMP,
 & AM,TAMINI,M2,IXX,TCF,TAG,TEV,MGELO)

C

C CALCULO DAS PROPRIEDADES DO SISTEMA PROXIMO A PLACA COLETORA

C

LNPS = LOGPRESAT(T(NI + 1))
 RO2 = MELIQ(T(NI + 1))
 L = CALORLAT(T(NI + 1))

C

A(NI + 1) = CALCA(W0,D,N,RO2,LNPS,LNP,T(NI + 1))
 B(NI + 1) = CALCB(D,N,A(NI + 1),LNPS,LNP,T(NI + 1))
 QS(NI + 1) = CALCQS(D,N,R,ALFA,L,LNPS,LNP,T(NI + 1))

```

C
C(NI) = C(NI) + K/DELTAR**2*T(NI + 1)
C
CALL SALVATEMP(NI,T,TSAL)
CALL TRIDAG(1,NI,A1,A2,A3,C,T)
C
C ATUALIZANDO VARIÁVEL LÓGICA
C
ERRO = .FALSE.
C
DO 20 I = 1,NI
  IF(DABS(T(I) - TSAL(I)).GE.TOL) ERRO = .TRUE.
20  CONTINUE
C
C TESTANDO PRECISAO DOS RESULTADOS
C
IF(ERRO)
& THEN
  IF(IXX.EQ.1)
& THEN
  IF(IMM.EQ.1) GOTO 209
  ENDIF
  IF(INN.EQ.1) GOTO 209
  CALL TAXA(NI,R,DT,B,QS,RAIO,T,TANT,DLNPDT)
  LNP = DLNPDT*DT + LNPANT
  GOTO 10
  ENDIF
C
C ATUALIZANDO PRESSAO DO SISTEMA
C
209  LNPANT = LNP
CALL TAXA(NI,R,DT,B,QS,RAIO,T,TANT,DLNPDT)
LNP = DLNPDT*DT + LNPANT
P = DEXP(LNP)
C
CALL MEDIA(NI,RO1,DELTAR,RAIO,T,A,QS,TM,AM,QSM)
C
IF(IXX.EQ.1)
& THEN
  IF(IMM.EQ.1) GOTO 201
  ENDIF
C
IF(INN.EQ.1) GOTO 201
C
CALL
TEMPCOND(SIGMA,VOLW,CPW,HW,EW,FWC,ETU,EAL,ALB,AS,PI,
&
ROCU,CPCU,RO1,PAT,TU,HV,TAMB,TPO,TWEST,INN,
&
IDIF,UR,DT,DIFAM,TOL,TCONEST,TWANT,TCONANT,
&
TW,TCON)

```



```

C
200   PRESCON = 22.185D+00 - 2313.12D+00/TCON - 566.894D+03/
&      TCON**2 + 4.419D+07/TCON**3
PCON = DEXP(PRESCON)
C
IF(IXX.EQ.1) GOTO 300
C
IF(INN.EQ.1)
&   THEN
      LNP = PRESCON
      DLNPDT = (LNP - LNPANT)/DT
      GOTO 10
ENDIF
C
IF(P.GT.PCON)
&   THEN
      INN = 1
      IAA = IAA + 1
      IF(IAA.EQ.1)
&     THEN
          LNP = PRESCON
          DLNPDT = 0D0
          GOTO 10
      ENDIF
      DIFAM = AMANT - AM
      IF((DIFAM.LT.0D0).AND.(TEMP.LT.27000))
&     THEN
          AM = AMANT
          DIFAM = 0D0
          DO 225 I = 1,NI + 1
              T(I) = TANT(I)
225      CONTINUE
          GOTO 201
      ENDIF
C
      CALL
TEMPCOND(SIGMA,VOLW,CPW,HW,EW,FWC,ETU,EAL,ALB,AS,PI,
&
ROCU,CPCU,RO1,PAT,TU,HV,TAMB,TPO,TWEST,INN,
&
IDIF,UR,DT,DIFAM,TOL,TCONEST,TWANT,TCONANT,
&
          TW,TCON)
C
      GOTO 200
ENDIF
C
300   PRESEVA = 22.185D+00 - 2313.12D+00/TEV - 566.894D+03/
&      TEV**2 + 4.419D+07/TEV**3
PEV = DEXP(PRESEVA)
C
IF(IXX.EQ.0) GOTO 201

```

```

      IF(IMM.EQ.1)
&      THEN
      IBB = IBB + 1
      IF(1BB.EQ.1)
&      THEN
      LNP = PRESEVA
      DLNPDT = 0D0
      GOTO 10
      ENDIF
      LNP = PRESEVA
      DLNPDT = (LNP - LNPANT)/DT
      GOTO 10
      ENDIF
C
      IF(P.LT.PEV)
&      THEN
      IMM = 1
      MAFID = AM - AMANT
      IF((MAFID.LT.0D0).AND.(TEMP.LT.69000))
&      THEN
      AM = AMANT
      MAFID = 0D0
      DO 325 I = 1,NI + 1
      T(I) = TANT(I)
325      CONTINUE
      GOTO 201
      ENDIF
C
      CALL
      TEMPEVAP(LS,KGELO,EGELO,ROCF,VCF,CPCF,ROEV,VEV,CPEV,
&      MAG,CPAG,CP2,AEV,AI,AE,ACF2,HCF,HCAR,
&
      TAMB,TCFANT,TAGANT,TEVANT,TCFEST,TAGEST,
&      TEVEST,MGELOANT,DT,MAFID,TOL,INICIO,TEMP,
&      AM,TAMINI,M2,IXX,TCF,TAG,TEV,MGELO)
C
      GOTO 300
      ENDIF
C
C ATUALIZANDO TEMPERATURA DO SISTEMA
C
201      TPANT = TP
      TWANT = TW
      TCONANT = TCON
      TPEST = TPANT + DELTAT
      TWEST = TWANT + DELTAT
      TCONEST = TCONANT + DELTAT
      UANT = U
C
      TCFANT = TCF
      TAGANT = TAG

```

```

TEVANT = TEV
TCFEST = TCFANT + DELTAT
TAGEST = TAGANT + DELTAT
TEVEST = TEVANT + DELTAT
C
CALL SALVATEMP(NI,T,TANT)
C
TEMPI = TEMP - INICIO
TAMPA = TEMPI/60 + NOITE
103 IF(TEMP.EQ.NK) GOTO 301
IF (MOD(TEMPI,600).EQ.0)
& THEN
301 CALL
IMPRIME(NI,A,TEMP,RAIO,T,AM,QSM,LNP,TP,TEMP,
& TAMPA,MASSICLA,PCON,TAMB,U,IP,TAUV,TSOL,
& TEMPRA,NK,TCON,TW,DIFAM,TEMPI,UR,RENCOL,
& TEV,TAG,TCF,PEV,MGELO,MAFID,AMANT)
ENDIF
DO 25 I = 1,NI + 1
T(I) = TANT(I) + DELTAT
25 CONTINUE
IF(IXX.EQ.1)
& THEN
MASSICLA = MASSICLA + DIFAM
GOTO 29
ENDIF
MASSICLA = MASSICLA + MAFID
29 AMANT = AM
30 CONTINUE
IXX = IXX + 1
1 CONTINUE
IF(IXX.LT.1) GOTO 40
C
C FORMATOS DE SAIDA
C
22 FORMAT(T5,'MARCO: COBERTURA TIM, ETAPA DIURNA')
C
C FIM DO PROGRAMA PRINCIPAL
C
40 CONTINUE
STOP
END
C
C ***** INICIO DO BLOCO DAS SUBROTINAS
*****
C
C ----- **** SUBROTINA LEDADOS **** -----
C
SUBROUTINE
LEDADOS(W0,D,N,ALFA,RO1,CP1,CP2,R,K,TCAA,T0,P0,H,

```

```

&
EP,ROP,CPP,SIGMA,ALFA1,LS,KGELO,EGELO,ROCF,
&
VCF,CPCF,ROEV,VEV,CPEV,MAG,CPAG,AEV,AI,AE,
&
ACF2,HCF,HCAR,VOLW,CPW,HW,EW,FWC,ETU,EAL,
&
&          ALB,AS,ROCU,CPCU,PAT,NI,RA,RB,
&          DELTAR,INICIO,NK,DT,DELTAT,TOL,NMES,
&          MES,NJ,TAMAX,TAMIN,TROMAX,TROMIN,TUMAX,
&          TUMIN,VV)

```

C

C DEFINICAO DE VARIAVEIS

C

```

    CHARACTER*11    MES(NMES)

```

C

```

    INTEGER          I,NMES,INICIO,NK,NI,DT

```

C

```

    DOUBLE PRECISION

```

```

W0,D,N,ALFA,RO1,CP1,CP2,R,K,TCAA,T0,P0,H,

```

&

```

EP,ROP,CPP,SIGMA,ALFA1,LS,KGELO,EGELO,ROCF,

```

&

```

VCF,CPCF,ROEV,VEV,CPEV,MAG,CPAG,AEV,AI,AE,

```

&

```

ACF2,HCF,HCAR,VOLW,CPW,HW,EW,FWC,ETU,EAL,

```

&

```

    ALB,AS,ROCU,CPCU,PAT,RA,RB,DELTAR,DELTAT,

```

&

```

    TOL,

```

&

```

    NJ(NMES),TAMAX(NMES),

```

&

```

    TAMIN(NMES),TUMAX(NMES),TUMIN(NMES),

```

&

```

    VV(NMES),TROMAX(NMES),TROMIN(NMES)

```

C

C LEITURA DOS DADOS DE ENTRADA

C

C 1) LEITURA DAS CONDICAOES METEOROLOGICAS LOCAIS

C

```

    NMES= 6

```

C

```

    NMES= 6

```

C

```

    WRITE(*,*) NMES

```

```

    READ(5,10)

```

```

    DO 05 I = 1,NMES

```

```

        READ(5,15) MES(I),NJ(I),TAMAX(I),TAMIN(I),TROMAX(I),

```

&

```

        TROMIN(I),TUMAX(I),TUMIN(I),VV(I)

```

```

    05    CONTINUE

```

C

C 2) CONSTANTES FISICAS DO SISTEMA

C

```

    READ(1,20)

```

```

    READ(1,25)

```

```

W0,D,N,ALFA,RO1,CP1,CP2,R,K,TCAA,T0,P0,H,EP,ROP,

```

```

&
CPP,SIGMA,ALFA1,LS,KGELO,EGELO,ROCF,VCF,CPCF,ROEV,
&
VEV,CPEV,MAG,CPAG,AEV,AI,AE,ACF2,HCF,HCAR,VOLW,
&          CPW,HW,EW,FWC,ETU,EAL,ALB,AS,ROCU,CPCU,PAT
C
C 3) PARAMETROS DE CONTROLE DO PROGRAMA
C
      READ(1,30) NI,RA,RB,DELTAR,INICIO,NK,DT,DELTAT,TOL
C
C FORMATOS DE LEITURA
C
10  FORMAT(2(/))
15  FORMAT(A10,8(F7.3))
20  FORMAT(4(/))
25  FORMAT(3(/),T26,D10.4)
30  FORMAT(5(/),T26,I2,4(/),T25,D8.2,4(/),T25,D7.1,4(/),T29,D11.5,
&      4(/),T29,I5,4(/),T29,I6,4(/),T29,I2,4(/),T29,D7.1,
&      4(/),T29,D7.1)
C
C FIM DA SUBROTINA
C
      RETURN
      END

C ----- *** FUNCAO LOGPRESAT *** -----
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION LOGPRESAT(T)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      DOUBLE PRECISION T
C
C BLOCO DE COMANDOS
C
      LOGPRESAT = 22.185D+00 - 2313.12D+00/T - 566.896D+03/T**2 +
&      4.419D+07/T**3
C
C FIM DA SUBROTINA
C
      RETURN
      END

C ----- *** FUNCAO MELIQ *** -----
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION MELIQ(T)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      DOUBLE PRECISION T
C

```

C BLOCO DE COMANDOS

C

MELIQ = 1283.315D+00 - 3.3388D+00*T + 8.65165D-03*T**2 -
& 1.01655D-05*T**3

C

C FIM DA SUBROTINA

C

RETURN

END

C

C ----- *** FUNCAO CALORLAT *** -----

C

DOUBLE PRECISION FUNCTION CALORLAT(T)

C

C DECLARACAO DE VARIAVEIS

C

DOUBLE PRECISION T

C

C BLOCO DE COMANDOS

C

CALORLAT = 1D3*(643.984D0 + 4.74188D0*T - 10.1045D-03*T**2

+

& 11.2826D-08*T**3)

C

C FIM DA SUBROTINA

C

RETURN

END

C

C ----- *** FUNCAO CALCA *** -----

C

DOUBLE PRECISION FUNCTION

CALCA(W0,D,N,RO2,LNPS,LNP,T)

C

C DECLARACAO DE VARIAVEIS

C

DOUBLE PRECISION W0,D,N,RO2,LNPS,LNP,T

C

C BLOCO DE COMANDOS

C

CALCA = W0*RO2*DEXP(-1.*D*(T*LNPS - T*LNP)**N)

C

C FIM DA SUBROTINA

C

RETURN

END

C

C ----- *** FUNCAO CALCB *** -----

C

DOUBLE PRECISION FUNCTION CALCB(D,N,A,LNPS,LNP,T)

C

C DECLARACAO DE VARIAVEIS

C

DOUBLE PRECISION D,N,A, LNPS, LNP, T

C

C BLOCO DE COMANDOS

C

CALCB = A*D*N*T**N*(LNPS - LNP)**(N - 1.)

C

C FIM DA SUBROTINA

C

RETURN

END

C

C ----- *** FUNCAO CALCQS *** -----

C

DOUBLE PRECISION FUNCTION

CALCQS(D,N,R,ALFA,L, LNPS, LNP, T)

C

C DECLARACAO DE VARIAVEIS

C

DOUBLE PRECISION D,N,R,ALFA,L, LNPS, LNP, T

C

C BLOCO DE COMANDOS

C

CALCQS = L + R*T*(LNPS - LNP) + ALFA*R/(N*D)*T*(T*LNPS -
& T*LNP)**(1. - N)

C

C FIM DA SUBROTINA

C

RETURN

END

C

C ----- *** SUBROTINA TAXA *** -----

C

SUBROUTINE TAXA(NI,R,DT,B, QS,RAIO,T,TANT,DLNPDT)

C

C DECLARACAO DE VARIAVEIS

C

INTEGER I,NI,DT

C

DOUBLE PRECISION R,DLNPDT,SP,SIGMA1,SIGMA2,

& RAIO(NI + 1),T(NI + 1),TANT(NI + 1),

& B(NI + 1),QS(NI + 1)

C

C BLOCO DE COMANDOS

C

SP = B(1)*QS(1)*RAIO(1)*(T(1) - TANT(1))/(2.*T(1)**2) +
& B(NI + 1)*QS(NI + 1)*RAIO(NI + 1)*(T(NI + 1) -
& TANT(NI + 1))/(2.*T(NI + 1)**2)

C

C ZERANDO SOMATORIOS

```

C
  SIGMA1 = 0.0
  SIGMA2 = 0.0
C
  DO 05 I = 2,NI
    SIGMA1 = SIGMA1 + B(I)*QS(I)*RAIO(I)*(T(I) - TANT(I))/
&      T(I)**2
    SIGMA2 = SIGMA2 + B(I)*RAIO(I)
05  CONTINUE
C
C CALCULO DA TAXA D(LNP)/DT
C
  DLNPDT = (SIGMA1 + SP)/(R*DT*(SIGMA2 + (RAIO(1) +
&      RAIO(NI + 1))/2.))
C
C FIM DA SUBROTINA
C
  RETURN
  END
C
C ----- *** SUBROTINA CALCVECTOR *** -----
C
  SUBROUTINE
CALCVETOR(MELIQ,CALORLAT,LOGPRESAT,CALCA,CALCB,
&      CALCQS,W0,D,N,RO1,RO2,R,ALFA,CP1,CP2,K,DT,
&      DELTAR,LNP,DLNPDT,T,TANT,A1,A2,A3,
&      C,RAIO,NI,A,B,QS,TEMPO)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
  INTEGER      I,NI,DT,TEMPO
C
  DOUBLE PRECISION
W0,D,N,RO1,RO2,R,ALFA,CP1,CP2,K,DELTAR,
&      LNP,LNPS,DLNPDT,L,FATOR,
&      RAIO(NI),T(NI),TANT(NI),
&      A(NI),B(NI),QS(NI),A1(NI),A2(NI),A3(NI),
&      C1,C2,C3,C(NI)
C
C FUNCOES PASSADAS COMO PARAMETROS
C
  DOUBLE PRECISION
MELIQ,CALORLAT,LOGPRESAT,CALCA,CALCB,CALCQS
C
C BLOCO DE COMANDOS
C
  RO2 = MELIQ(T)
  L = CALORLAT(T)
  LNPS = LOGPRESAT(T)
  DO 05 I = 1,NI
    A(I) = CALCA(W0,D,N,RO2,LNPS,LNP,T)

```



```

      B(I) = CALCB(D,N,A,LNPS,LNP,T)
      QS(I) = CALCQS(D,N,R,ALFA,L,LNPS,LNP,T)
C
C CALCULO DOS TERMOS INDEPENDENTES...
C
      C1 = RO1/DT*(CP1 + A(I)*CP2)
      C2 = RO2*B(I)*QS(I)**2/(R*DT*T(I)**2)
      C3 = RO2*B(I)*QS(I)*DLNPDT
C
      C(I) = (C1 + C2)*TANT(I) + C3
C
C CALCULO DOS COEFICIENTES...
C
      IF(I.EQ.1)
&      THEN
C      A1(I) = 0.0
      A3(I) = - 2.*K/DELTAR**2
      A2(I) = C1 + C2 - A3(I)
      ELSE
      FATOR = K/DELTAR**2
      A1(I) = FATOR*(DELTAR/RAIO(I) - 1.)
      A2(I) = FATOR - A1(I) + C1+ C2
      IF(I.EQ.NI)
&      THEN
      A3(I) = 0.0
      ELSE
      A3(I) = -1D0*FATOR
      ENDIF
      ENDIF
05  CONTINUE
C
C FIM DA SUBROTINA
C
      RETURN
      END
C
C ----- **** SUBROTINA TEMPLACA **** -----
C
      SUBROUTINE
      TEMPLACA(NJ,TAMAX,TAMIN,TROMAX,TROMIN,TUMAX,TUMIN,
&          VV,TNI,TNI1,TPEST,TPANT,EP,ROP,PI,
&          CPP,ALFA,FI,H,K,SIGMA,T,DELTAR,TOL,DT,
&          IXX,TPO,HV,IDIF,TU,TAUV,RENDCOL,TAMINI,
&          UANT,U,TAMB,IP,TP)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      INTEGER      T,DT,IXX
C
      DOUBLE PRECISION
      PI,DELTA,NJ,FI,B,DJ,W,TSOL,TAUA,TAUV,R1,

```

```

&          R2,TETA1,TETA2,IDIR,IDIF,TAMB,TAMAX,TAMIN,
&          ETAC,U,E1,E2,E3,E4,HV,VV,TPEST,TP,TPANT,H,
&          ALFA,K1,EP,ROP,CPP,AA,IP,BETA,SIGMA,K,MES,
&
TROMAX,TROMIN,TAUS,R,WXW,TPO,TUMAX,TUMIN,
&          TU,HV1,RADIN,RENDCOL,HRN,TAMINI,TAMBA,
&          UANT,TNI1,TNI,CB(10),CD(10),D(10),PHI1(10),
&          PHI2(10),IDIRH(10),IDIFH(10)

```

```

C
C CALCULO DA TEMPERATURA AMBIENTE
C

```

```

TAMINI = TAMIN
RADIN = PI/2.0
BETA = PI*9.5D+00/180.

```

```

C
HV = 2.8D0 + 3.0*VV
E2 = 1./(0.91D+00 + 0.00591D+00*HV)
E3 = (2.1997D+00 - 0.01845D+00*HV)/0.85D+00
E4 = 1./(1./HV + 2.89D+00)
K1 = DT/(PI*EP*ROP*CPP)

```

```

C
DELTA = 23.45D+00*DSIN(2.*PI*(NJ + 284.)/365.)
DELTA = DELTA*PI/180.

```

```

C
DJ = 360.*(DACOS(DTAN(FI)*DTAN(DELTA)))/(15.*PI)

```

```

C
B = 2.*PI*(NJ - 81.)/364.

```

```

C
CALL
SOLAR(NJ,MES,DELTA,FI,PI,DJ,TETA,H,GSC,IDIFH,DIRH,
&          PHI1,PHI2)

```

```

C
CALL DMGRAM(20,6,4,CB,D,PHI1,DIRH)
CALL DMGRAM(20,6,4,CD,D,PHI2,IDIFH)

```

```

C
TSOL = (T + 2240. + 592.2D+00*DSIN(2*B) -
451.8D+00*DCOS(B)
&          - 90.*DSIN(B))

```

```

C
IF (TSOL .LT. 43200.)
& THEN
AA = -1.
ELSE
AA = 1.
ENDIF

```

```

C
W = AA*(180. - TSOL/240.)*PI/180.
TSOL = TSOL/3600.

```

```

C
WXW = TSOL - (12. - DJ/2.)
TU = 0.5D+00*(TUMAX + TUMIN + (TUMAX - TUMIN)*DSIN(PI

```

```

&      *(WXW - 1.)/DJ)) + 273.15D+00
      TAMB = 0.5D+00*(TAMAX + TAMIN + (TAMAX -
TAMIN)*DSIN(PI
&      *(WXW - 1.)/DJ)) + 273.15D+00
      TPO = 0.5D+00*(TROMAX + TROMIN+(TROMAX -
TROMIN)*DSIN(PI
&      *(WXW - 1.)/DJ))
C
C CALCULO DA RADIACAO SOLAR ABSORVIDA - IP
C
      IF (IXX. EQ. 1) GOTO 02
C
      TETA1 = DASIN(DSIN(DELTA)*DSIN(FI)*DSIN(BETA) -
&      DSIN(DELTA)*DCOS(FI)*DSIN(BETA) +
&      DCOS(DELTA)*DCOS(FI)*DCOS(BETA) +
&      DCOS(DELTA)*DSIN(FI)*DSIN(BETA)*DCOS(W))
C
      TETA2 = (DASIN(DSIN(TETA1)/1.526D+00))
C
      R1 = (DSIN(TETA2 - TETA1)/DSIN(TETA2 + TETA1))**2
      R2 = (DTAN(TETA2 - TETA1)/DTAN(TETA2 + TETA1))**2
C
      TAUA = 0.887D+00**(1./DCOS(TETA2))
C
      N = 2
C
      TAUV = TAUA*((1. - R1)/(1. + (2*N - 1)*R1) + (1. - R2)/
&      (1. + (2*N - 1)*R2))/2.
C
      R = 0.1D+00/(0.02D+00*DTAN(TETA1))
      TAUS = 0.977D+00**INT(R)*(INT(R) + 1 - R) +
&      0.977D+00**(INT(R) + 1)*(R - INT(R))
      TAUV = TAUV*0.5D+00*(1. + TAUS)
C
      IDIR = 0D0
      IDIF = 0D0
      DO 01 I = 1,4
        IDIR = IDIR + CB(I)*TSOL**I
        IDIF = IDIF + CD(I)*TSOL**I
01      CONTINUE
C
      IF(IDIF.LT.0D0) IDIF = 0D0
02      CONTINUE
      IF(IXX.EQ.1)
&      THEN
        TAMBA = ((TAMB + TPEST)/2.0 + TPEST)/2.
        HV1 = 5.84D0*VV**0.8D0
        HRN = 0.81D0*SIGMA*(TAMB + TPEST)*(TAMB**2 +
TPEST**2)
        U = HRN + E4 + HV1*(TPEST - TAMBA)/(TPEST - TAMB)
        IP = 0D0

```

```

        IDIF = 0D0
        TAUV = 0D0
        GOTO 10
    ENDIF
C
    IP = ALFA*(0.728D+00*IDIF + 1.01D+00*TAUV*IDIR)
C
05    CONTINUE
    U = (1.14D+00 + 0.011D+00*DABS(TPEST - TAMB)) + E4
C
10    CONTINUE
    TNI1 = (H*DELTAR*TPEST + K*TNI)/(H*DELTAR + K)
    TP = K1*(IP - PI*H*(TPEST-TNI1) - U*(TPEST-TAMB)) +
TPANT
C
C VERIFICANDO A PRECISAO DE TP
C
    IF(DABS(TP - TPEST).GE.TOL)
    &    THEN
        TPEST = (1.1D0*TP + 0.9D0*TPEST)/2.
        GOTO 05
    ELSE
        GOTO 15
    ENDIF
C
C CALCULO DO RENDIMENTO DO COLETOR SOLAR - RENDCOL
C
15    CONTINUE
    IF(IXX.EQ.1)
    &    THEN
        RENDCOL = 0.0
        GOTO 20
    ENDIF
    IF(TAMB.GT.TP)
    &    THEN
        RENDCOL = 1D0
        GOTO 20
    ENDIF
    RENDCOL = 1D0 - U*(TP - TAMB)/IP
C
C FIM DA SUBROTINA
C
20    CONTINUE
C
    RETURN
    END
C
C ----- **** SUBROTINA SOLAR **** -----
C
    SUBROUTINE
    SOLAR(NJ,MES,DELTA,FI,PI,DJ,TETA,H,GSC,IDIFH,DIRH,

```

```

&          PHI1,PHI2)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      INTEGER      K,TSOLH,MES
C
      DOUBLE PRECISION
NJ,DELTA,FI,PI,DJ,TETA,GSC,AA,BB,W,WSOL,H,
&          H0,HD,KT,I,IDIRH(10),IDIFH(10),
&          PHI1(10),PHI2(10)
C
      AA = 0.4090D0 + 0.5016D0*DSIN(DELTA - 60.)
      BB = 0.6609D0 - 0.4767D0*DSIN(DELTA - 60.)
      WSOL = DACOS(-DTAN(FI)*DTAN(DELTA))
      DO 30 TSOLH = 7,12
        W = AA*(180. - TSOLH/240.)*PI/180.
C
      H0 = (24./PI)*GSC*(1. + 0.033D0*DCOS(360.D0*(MES + NJ)/
&          365.D0))*(DCOS(FI)*DCOS(DELTA)*DSIN(WSOL) +
(PI/180.)*
&          WSOL*DSIN(FI)*DSIN(DELTA))
      KT = H/H0
C
      IF(NJ.EQ.0) GOTO 01
      HD = H*(0.8223D0 + 0.5145D0*KT - 4.9579D0*KT**2 +
&          4.6483D0*KT**3)
      GOTO 20
01      CONTINUE
      IF(KT.GT.(0.17D0)) GOTO 05
      HD = 0.99D0*H
      GOTO 20
05      CONTINUE
      IF(KT.GT.(0.75D0)) GOTO 10
      HD = H*(1.188D0 - 2.272D0*KT + 9.473D0*KT**2 -
&          21.865D0*KT**3 + 14.648D0*KT**4)
      GOTO 20
10      CONTINUE
      IF(KT.GT.(0.80D0)) GOTO 15
      HD = H*(0.632D0 - 0.54D0*KT)
      GOTO 20
15      CONTINUE
      HD = 0.2D0*H
20      CONTINUE
      IDIFH(TSOLH) = HD*(PI/24.)*(DCOS(W) - DCOS(WSOL))/
&          (DSIN(WSOL) - (PI/180.)*WSOL*DCOS(WSOL))
      I = H*(PI/24.)*(AA + BB*DCOS(W))*(DCOS(W) -
DCOS(WSOL))/
&          (DSIN(WSOL) - (PI/180.)*WSOL*DCOS(WSOL))
      IDIR(TSOLH) = I - IDIF(TSOLH)
      PHI(TSOLH, 1) = 1.0
      DO 25 K = 2,4

```

```

          PHI1(TSOLH,K) = IDIRH(TSOLH)**(K-1)
          PHI2(TSOLH,K) = IDIFH(TSOLH)**(K-1)
25      CONTINUE
30      CONTINUE
C
C FIM DA SUBROTINA
C
      RETURN
      END
C
C ----- **** SUBROTINA DMGRAM **** -----
C
      SUBROUTINE DMGRAM(MDIM,M,N,C,D,PHI,Y)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      INTEGER      MDIM, M, N,I,J,K,KP1,NL1
      DOUBLE PRECISION
C(N),D(N,N),PHI(MDIM,N),Y(M),S1,S2,UM,ZERO,
      &           DDOT
C
      DATA ZERO/0.E0/,UM/1.0E0/
C
      DO 2 I = 1, N
          C(I) = ZERO
          DO 1 J = 1, N
              D(I,J) = ZERO
              IF (I .EQ. J) D(I,J) = UM
1          CONTINUE
2          CONTINUE
C
      NL1 = N - 1
      DO 6 K = 1, NL1
          KP1 = K + 1
          S2 = DDOT (M, PHI(1,K), 1, PHI(1,K), 1)
          DO 5 J = KP1, N
              S1 = DDOT (M, PHI(1,K), 1, PHI(1,J), 1)
              DO 3 I = 1, N
                  D(I,J) = D(I,J) - S1 * D(I,K) / S2
3          CONTINUE
              DO 4 I = 1, M
                  PHI(I,J) = PHI(I,J) - S1 * PHI(I,K) / S2
4          CONTINUE
5          CONTINUE
6          CONTINUE
C
      DO 9 K = 1, N
          S1 = DDOT (M, PHI(1,K), 1, Y, 1)
          S2 = DDOT (M, PHI(1,K), 1, PHI(1,K), 1)
          DO 7 I = 1, M
              Y(I) = Y(I) - S1 * PHI(I,K) / S2

```

```

7    CONTINUE
      DO 8 I = 1, N
        C(I) = C(I) - S1 * D(I,K) / S2
8    CONTINUE
9    CONTINUE
      DO 12 I = 1, N
        C(I) = -(C(I))
12   CONTINUE
C
C FIM DA SUBROTINA
C
      RETURN
      END
C
C ----- **** FUNCAO DDOT **** -----
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION DDOT(N,X,INCX,Y,INCY)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      INTEGER N,INCX,INCY,IX,IY,M,MP1
      DOUBLE PRECISION X(1), Y(1)
C
      DOUBLE PRECISION ZERO
      DATA ZERO / 0.D0 /
C
      DDOT = ZERO
      IF(N.LE.0) RETURN
      IF((INCX.EQ.1).AND.(INCY.EQ.1)) GOTO 20
C
      IX = 1
      IY = 1
      IF(INCX.LT.0) IX = (-N + 1)*INCX + 1
      IF(INCY.LT.0) IY = (-N + 1)*INCY + 1
      DO 10 I = 1, N
        DDOT = DDOT + X(IX) * Y(IY)
        IX = IX + INCX
        IY = IY + INCY
10   CONTINUE
C
      RETURN
20   CONTINUE
C
      M = MOD (N, 5)
      IF(M.EQ.0) GOTO 40
      DO 30 I = 1, M
        DDOT = DDOT + X(I) * Y(I)
30   CONTINUE
      IF(N.LT.5) RETURN
40   CONTINUE
      MP1 = M + 1

```

```

DO 50 I = MP1, N, 5
  DDOT = DDOT + X(I)*Y(I) + X(I+1)*Y(I+1) + X(I+2)*Y(I+2) +
&      X(I+3)*Y(I+3) + X(I+4)*Y(I+4)
50  CONTINUE
C
C FIM DA SUBROTINA
C
  RETURN
  END
C
C ----- **** SUBROTINA TEMPCOND **** -----
C
  SUBROUTINE
  TEMPCOND(SIGMA,VOLW,CPW,HW,EW,FWC,ETU,EAL,ALB,AS,PI,
&
  ROCU,CPCU,RO1,PAT,TU,HV,TAMB,TPO,TWEST,INN,
&
  IDIF,UR,DT,DIFAM,TOL,TCONEST,TWANT,TCONANT,
&
  TW,TCON)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
  INTEGER      DT,INN
C
  DOUBLE PRECISION
  HW,HD,WAMB,WW,TWANT,TCONANT,CWC,FWC,
&
  ROCU,CPCU,CPW,MTU,MAL,EW,EC,HV,KCON,LCON,
&
  KW,ALB,AS,ULB,TPO,TAMB,TW,TCON,TWEST,
&
  TCONEST,HCON1,HCON2,HCON,HRWC,DIFAM,
&
  VOLW,SIGMA,PAT,TOL,HRWA,IDIF,UR,
&
  PI,ROW,RO1,CPA,ETU,EAL,TU
C
C INICIO DO BLOCO DOS COMANDOS
C
C
C CALCULO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
C
  ULB = (1./HV + 2.89D0)**(-1.0)
C
C CALCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASSA HD
C
  MTU = 0.053D0*PI*ETU*0.60D0*ROCU
  MAL = 0.0005D0*11*(0.15D0**2 - PI*0.053D0**2/4.)*ROCU
  KCON = DT/(CPCU*(MTU + MAL))
C
05  CONTINUE
  CALL PROPAMB(TU,TAMB,TWEST,PAT,WW,WAMB,UR)
C
  CPA = 1D3 + 1863.D0*WAMB
  HD = HV/(1.1D0*CPA)

```



```

EC = 0.711D0 + 0.56D0*TPO/100. + 0.73D0*(TPO/100.)**2
CWC = (1. - EW)/EW + 1./FWC
HRWC = SIGMA*(TWEST + EC*TAMB)*(TWEST**2 + EC**2.5D0*
& TAMB**2)/CWC
HRWA = SIGMA*(TWEST + TAMB)*(TWEST**2 +
TAMB**2)/CWC
C
C CALCULO DA TEMPERATURA DA AGUA DO RESERVATORIO - TW
C
  IF(INN.EQ.0)
& THEN
  HCON = 0D0
  GOTO 15
  ENDIF
C
10  CONTINUE
  HCON1 = 503.44D0*DABS(TCONEST - TWEST)**(1./3.) +
& 74.23D0*DABS(TCONEST - TWEST)**(1./6.) + 2.74D0
  HCON2 = 499.24D0*DABS(TCONEST - TWEST)**(1./3.) +
& 90.44D0*DABS(TCONEST - TWEST)**(1./6.) + 4.11D0
  HCON = 0.45D0*HCON1 + 0.10D0*HCON2
C
15  CONTINUE
  ROW = 667.14D0 + 2.8367D0*TWEST - 6.9853D-03*TWEST**2 +
& 3.9556D-06*TWEST**3
  KW = DT/(ROW*VOLW*CPW)
  TW = KW*(HCON*(TCONEST - TWEST) + AS*(HV + HRWC +
& HRWA)*(TAMB - TWEST) + ULB*ALB*(TAMB - TWEST) +
& HW*HD*AS*(WAMB - WW) + 0.9*FWC*IDIF) + TWANT
C
C VERIFICANDO A PRECISAO DE TW
C
  IF(DABS(TW - TWEST).GE.TOL)
& THEN
  TWEST = TW
  GOTO 05
  ENDIF
  IF(INN.EQ.0)
& THEN
  TCON = TW
  TCONEST = TW
  GOTO 20
  ENDIF
C
C CALCULO DA TEMPERATURA DE CONDENSACAO - TCON
C
  LCON = 1D3*(643.984D0 + 4.74188D0*TCONEST - 10.1045D-03*
& TCONEST**2 + 11.2826D-08*TCONEST**3)
  TCON = KCON*(HCON*(TWEST - TCONEST) +
LCON*20.0*DIFAM/DT) +
& TCONANT

```

```

C
C VERIFICANDO A PRECISAO DE TCON
C
      IF(DABS(TCON - TCONEST).GE.TOL)
&    THEN
      TCONEST = (1.1*TCON + 0.9*TCONEST)/2.0
      GOTO 10
    ENDIF
C
C FIM DA SUBROTINA
C
20  CONTINUE
C
      RETURN
      END
C
C-----**** SUBROTINA PROPAMB ****-----
C
      SUBROUTINE PROPAMB(TU,TAMB,TWEST,PAT,WW,WO,UR)
C
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      DOUBLE PRECISION
TU,TAMB,TWEST,PAT,WU,PA,WA,UR,ZU,ZA,PU,WO,
&      PO,ZW,WW,PW
C
C INICIO DO BLOCO DE COMANDOS
C
      ZU = 373.16D0/TU
C
      CALL PRESS(ZU,PU)
C
      WU = 0.622D0*PU/(PAT - PU)
      WO = WU - (1. + 1.863D0*WU)*(TAMB - TU)/(2500. +
&      1.845D0*(TAMB - 273.15D0) - 4.184D0*(TU - 273.15D0))
      ZW = 373.16D0/TWEST
C
      CALL PRESS(ZW,PW)
C
      WW = 0.622D0*PW/(PAT - PW)
      ZA = 373.16D0/TAMB
C
      CALL PRESS(ZA,PA)
C
      WA = 0.622D0*PA/(PAT - PA)
      PO = PAT*WO/(0.622D0 + WO)
      UR = PO/PA
C
C FIM DA SUBROTINA
C

```

RETURN
END

C

C-----***** SUBROTINA PRESS *****-----

C

SUBROUTINE PRESS(Z,P)

C

C DECLARACAO DE VARIAVEIS

C

DOUBLE PRECISION Z,C1,C2,C3,C4,P

C

C INICIO DO BLOCO DOS COMANDOS

C

C1 = 7.90298D0*(1. - Z)

C2 = 5.02808D0*DLOG(Z)/DLOG(10.D0)

C3 = 1.3816D-07*(1. - 10.**((11.3440D0*(1. - 1./Z))))

C4 = -8.1328D-03*(1. - 10.**((3.49149D0*(1. - Z))))

P = 101325.D0*(10.**((C1 + C2 + C3 + C4)))

C

C FIM DA SUBROTINA

C

RETURN

END

C

C-----***** SUBROTINA TEMPEVAP *****-----

C

SUBROUTINE

TEMPEVAP(LS,KGEL0,EGELO,ROCF,VCF,CPCF,ROEV,VEV,CPEV,

& MAG,CPAG,CP2,AEV,AI,AE,ACF2,HCF,HCAR,

&

TAMB,TCFANT,TAGANT,TEVANT,TCFEST,TAGEST,

& TEVEST,MGEL0ANT,DT,MAFID,TOL,INICIO,TEMP,

& AM,TAMINI,M2,IXX,TCF,TAG,TEV,MGEL0)

C

C DECLARACAO DE VARIAVEIS

C

INTEGER DT,TEMP,IMM,IXX,KAA,INICIO,INI

C

DOUBLE PRECISION

TAMB,TCFANT,TAGANT,TEVANT,TCFEST,TAGEST,

& TEVEST,MAFID,TOL,ROCF,VCF,CPEV,LEV,EGELO,

& M2,CP2,AEV,AI,AE,ACF2,HCF,HCAR,UCF,UAG,AM,

&

KCF,KEV,TCF,TEV,TAG,TAR,LS,MGEL0,MGEL0ANT,

&

MAG,CPAG,KAG,VEV,ROEV,HEV1,HEV2,CPCF,KGEL0,

& TAMINI

C

C INICIO DO BLOCO DOS COMANDOS

C

KAA = 0

```

C
UCF = 1./(2.89D0 + 1./HCF + AI/(AE*HCAR))
UAG = 1./(2.89D0 + 1./HCF)
KCF = DT/(ROCF*VCF*CPCF)
KAG = DT/(MAG*CPAG)

C
INI = INICIO + 1800
IF(IXX.EQ.1)
& THEN
  IF(TEMP.LE.INI)
& THEN
  TAR = TAMB
  ENDIF
  TAR = TAMB + 1D0
  GOTO 01
ENDIF

C
TAR = TAMB - 1.0
01 CONTINUE
HEV1 = 483.5D0*DABS(TAGEST - TEVEST)**(1./3.)
05 CONTINUE
HEV2 = 0.67D0*DABS(TCFEST - TEVEST)**(1./5.)

C
TCF = KCF*(HEV2*AEV*(TEVEST - TCFEST) + UCF*AI*(TAR -
TCFEST))
& + TCFANT
IF(DABS(TCF - TCFEST).GT.TOL)
& THEN
  TCFEST = TCF
  GOTO 05
ENDIF
LEV = 1D3*(643.984D0 + 4.74188D0*TEVEST - 10.1045D-03*
& TEVEST**2 + 11.2826D-08*TEVEST**3)

C
IF((2D1*AM).GT.6D0)
& THEN
  CP2 = 0D0
  MAFID = 0D0
ENDIF

C
KEV = DT/(VEV*ROEV*CPEV + (M2 - 20.0D0*MAFID)*CP2)
TEV = KEV*(HEV1*AEV*(TAGEST - TEVEST) + HEV2*AEV*
& (TCFEST - TEVEST) - LEV*20.0D0*MAFID) + TEVANT

C
IF(DABS(TEV - TEVEST).GT.TOL)
& THEN
  TEVEST = (1.1D0*TEV + 0.9D0*TEVEST)/2.0D0
  GOTO 01
ENDIF

C

```

```

      TAG = KAG*(HEV1*AEV*(TEVEST - TAGEST) +
UAG*ACF2*(TAR -
    &      TAGEST)) + TAGANT
      IF(MGELO.GT.1D1) GOTO 10
      IF(KAA.EQ.1)
    &   THEN
          TAG = 273.15D0
          GOTO 15
      ENDIF
C
10   CONTINUE
      IF(DABS(TAG - TAGEST).GT.TOL)
    &   THEN
          TAGEST = TAG
          GOTO 01
      ENDIF
C
      IF(MGELO.GT.1D1) GOTO 20.
C
      IF(TAGEST.LT.273.15D0)
    &   THEN
          TAGEST = 273.15D0
          KAA = 1
          GOTO 01
15   HEV1 = KGELO/EGELO
      UAG = 1./(2.89D0 + 1./(0.545D0*HEV1))
      MGELO = (DT/LS)*(0.545D0*HEV1*AEV*(TAGEST - TEVEST)
+
    &      UAG*ACF2*(TAGEST - TAR)) + MGELOANT
      MGELOANT = MGELO
      ENDIF
C
C FIM DA SUBROTINA
C
20   CONTINUE
C
      RETURN
      END
C
C ----- *** SUBROTINA SALVATEMP *** -----
C
      SUBROUTINE SALVATEMP(NI,T,TSAL)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      INTEGER      I,NI
C
      DOUBLE PRECISION T(NI + 1),TSAL(NI + 1)
C
C BLOCO DE COMANDOS
C

```

```

        DO 05 I = 1,NI + 1
            TSAL(I) = T(I)
05    CONTINUE
C
C FIM DA SUBROTINA
C
    RETURN
    END
C
C ----- *** SUBROTINA TRIDAG *** -----
C
    SUBROUTINE TRIDAG(IF,LF,A,B,C,D,T)
C
C DEFINICAO DE CONSTANTES
C
    PARAMETER (IMAX = 300)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
    INTEGER        I,K,IF,LF,IFP1,LAST
C
    DOUBLE PRECISION A(LF),B(LF),C(LF),D(LF),T(LF),
&                BETA(IMAX),GAMA(IMAX)
C
C BLOCO DE COMANDOS
C
    BETA(IF) = B(IF)
    GAMA(IF) = D(IF)/BETA(IF)
    IFP1 = IF + 1
    DO 05 I = IFP1,LF
        BETA(I) = B(I) - A(I)*C(I - 1)/BETA(I - 1)
        GAMA(I) = (D(I) - A(I)*GAMA(I - 1))/BETA(I)
05    CONTINUE
    T(LF) = GAMA(LF)
    LAST = LF - IF
    DO 10 K = 1,LAST
        I = LF - K
        T(I) = GAMA(I) - C(I)*T(I + 1)/BETA(I)
10    CONTINUE
C
C FIM DA SUBROTINA
C
    RETURN
    END
C
C ----- *** SUBROTINA MEDIA *** -----
C
    SUBROUTINE MEDIA(NI,RO1,DELTAR,RAIO,T,A,QS,TM,AM,QSM)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C

```

```

      INTEGER      I,NI
C
      DOUBLE PRECISION DEN,RO1,DELTAR,TM,AM,QSM,
&          SIGMA1,SIGMA2,SIGMA3,PI,LX,
&          RAIO(NI + 1),T(NI + 1),A(NI + 1),QS(NI + 1)
C
C BLOCO DE COMANDOS
C
C ZERANDO SOMATORIOS
C
      SIGMA1 = 0.0
      SIGMA2 = 0.0
      SIGMA3 = 0.0
C
      DO 05 I = 2,NI
          SIGMA1 = SIGMA1 + RAIO(I)*A(I)
          SIGMA2 = SIGMA2 + RAIO(I)*T(I)
          SIGMA3 = SIGMA3 + RAIO(I)*QS(I)
05  CONTINUE
C
C CALCULO DOS VALORES MEDIOS
C
      DEN = RAIO(NI + 1)**2 - RAIO(1)**2
C
      AM = DELTAR*(RAIO(1)*A(1) + RAIO(NI + 1)*A(NI + 1) +
&          2.*SIGMA1)/DEN
      TM = DELTAR*(RAIO(1)*T(1) + RAIO(NI + 1)*T(NI + 1) +
&          2.*SIGMA2)/DEN
      QSM = DELTAR*(RAIO(1)*QS(1) + RAIO(NI + 1)*QS(NI + 1) +
&          2.*SIGMA3)/DEN
C
C FIM DA SUBROTINA
C
      RETURN
      END
C
C ----- *** SUBROTINA IMPRIME *** -----
C
      SUBROUTINE
IMPRIME(NI,A,TEMPO,RAIO,T,TM,AM,QSM,LNP,TP,TEMP,
&          TAMP,MASSICLA,PCON,TAMB,U,IP,TAUV,TSOL,
&          TEMPRA,NK,TCON,TW,DIFAM,TEMPI,UR,RENDCOL,
&          TEV,TAG,TCF,PEV,MGELO,MAFID,AMANT)
C
C DECLARACAO DE VARIAVEIS
C
      INTEGER      I,NI,NK,TEMP,TEMPO,TAMP,TEMPI
C
      DOUBLE PRECISION
LNP,TM,AM,QSM,TEMPRA,UR,MASSICLA,TCON,TW,TP,

```

```

&          DIFAM,IP,TAUV,TSOL,U,RENDCOL,TEV,TAG,TCF,
&          TAMB,PCON,PEV,MGELO,MAFID,AMANT,
&          RAIO(NI + 1),A(NI + 1),T(NI + 1)
C
WRITE(2,20) TAMB - 273.15D0,1D2*UR,U,IP,TAUV
WRITE(*,*) 'IMPRIMIU: ','TEMPO = ',TAMPA,' UMIDADE =
',1D0*UR
WRITE(*,*) 'IP =',IP,'TAUV =',TAUV,'U =',U
WRITE(*,*) 'TP = ',TP - 273.15D0,' TAMB = ',TAMB-273.15D0
WRITE(*,*) 'TM = ',TM-273.15D0,' ATOTAL = ',20*AM
WRITE(*,*) 'DIFAM = ',DIFAM,' MASSICLA = ',MASSICLA
WRITE(*,*) 'RENDCOL = ',1D2*RENDCOL
WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'TCON = ',TCON - 273.15D0,' TW = ',TW-273.15D0
WRITE(*,*) 'P = ',DEXP(LNP),' PCON = ',PCON
WRITE(*,*) 'PEV = ',PEV,' TEV = ',TEV - 273.15D0
WRITE(*,*) 'TAG = ',TAG - 273.15D0,' TCF = ',TCF-273.15D0
WRITE(*,*) 'MGELO = ',MGELO,' MAFID = ',MAFID
WRITE(*,*) 'AMANT = ',AMANT
WRITE(*,*)
C
WRITE(2,15) TAMPA,TP - 273.15D0,AM,QSM/1D3,TM -
273.15D+00,
&          DEXP(LNP),PCON,TCON - 273.15D0,TW - 273.15D0+00,
&          2D1*AM,DIFAM,MASSICLA,1D2*RENDCOL,TEV -
273.15D0,
&          TAG - 273.15D0,PEV,TCF - 273.15D0,TP - 273.15D0,
&          MGELO,MAFID
C
WRITE(8,35) TAMPA,TP - 273.15D0,TM -
273.15D0,1D2*RENDCOL
C
IF(TEMP.EQ.NK) GOTO 05
C
IF(MOD(TEMPI,6000).EQ.0)
& THEN
05  CONTINUE
    WRITE(3,30) TAMPA
    DO 10 I = 1,NI + 1
      WRITE(3,25) I,T(I) - 273.15D+00,I,A(I)
10  CONTINUE
    ENDIF
C
C FORMATOS DE SAIDA
C
15  FORMAT(T8,'T = ',I4,' MIN',/,T25,'TP = ',F5.2,/,T25,'AM = ',
&        F5.3,/,T25,'QSM = ',F8.3,'E03',/,T25,'TM = ',F5.2,/,T25,
&        'P = ',F9.1,/,T25,'PCOND = ',F7.1,/,T25,'TCOND = ',
&        F5.2,3X,'TWATER = ',F5.2,/,T25,'ATOTAL = ',F5.3,3X,
&        'DIFAM = ',F8.6,/,T25,'MASSICLA = ',F11.6,'RENCOL = ',
&        F5.1,/,T25,'TEVAP = ',F6.2,6X,'TAGUA = ',F6.2,/,T25,

```



```
&      'PEVAP = ',F7.1,3X,'TCFRIA = ',F5.2,3X,'TP = ',F5.2,/,  
&      T25,'MASGELO = ',F5.2,3X,'MAFID = ',F8.6)  
20  FORMAT(/,70('-'),/,'TAMB = ',F5.2,1X,'OC',2X,'UMIREL = ',F4.1,  
&      /,'U = ',F5.2,2X,'IP = ',F5.1,2X,'TAUV = ',F5.3,/,  
&      70('-'))  
25  FORMAT('T(',I2,') = ',F5.2,5X,'A(',I2,') = ',F5.3)  
30  FORMAT(/,' TEMPO: ', I4,' MINUTOS')  
35  FORMAT('TEMPO = ',I4,' MIN ',3X,'TP = ',F6.2,' OC',3X,'TM = ',  
&      F6.2,/, 'RENDCOL = ',F7.2)
```

C

C FIM DA SUBROTINA

C

RETURN

END

C

C ----- *** FIM DE IMPRIME *** -----

C

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BENNINGTON, R., BLONDET, M., DOUGLASS, K. et al. **Science and Engineering Programs. Apple II Edition**. Berkeley: Osborne-McGraw-Hill, 1981. 223p.

BERDHAL, P. and MARTIN, M. Emissivity of clear skies. **Solar Energy**, Vol. 32, No. 5, pp. 663-668, 1984.

BERING, B.P., DUBININ, M.M. and SERPINSKY, V.V. On thermodynamics of adsorption in micropores. **Journal of Colloid Interface Sciences**, Vol. 38, pp. 185-194, 1972.

BOLETIM DA ESTAÇÃO SOLARIMÉTRICA - LES/UFPB, Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa, 1986, Número especial.

BOUBAKRI, A., ARSALANE, M., YOUS, B. et al. Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)-1. Performance in actual site. **Renewable Energy**, Vol. 2, No. 1, pp. 7-13, 1992.

BOUGARD, J. et VERONIKIS, G. **Adsorbueur modulaire pour machine frigorifique solaire charbon actif-ammoniac**. Proc. Meet. on Solid Sorption Refrigeration, Vol. 1, pp. 302-307. Paris: Institut International du Froid, 18-20 Nov, 1992.

BUCHBERG, H. and EDWARDS, D.K. Design considerations for solar collectors with cylindrical glass honeycombs. **Solar Energy**, Vol. 18, pp. 193-203, 1976.

CARNAHAN, B., LUTHER, H.A. and WILKES, J.O. **Applied Numerical Methods**. New York: John Wiley & Sons, 1979. 629p.

CHURCHILL, S.W. and CHU, H.H.S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. **Int. Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 18, pp. 1323-1327, 1975.

CHURCHILL, S.W. and CHU, H.H.S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. **Int. Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 18, pp. 1049-1053, 1975.

COLARES-PEREIRA, M. and RABL, A. The average distribution of solar radiation - Correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values. **Solar Energy**, Vol. 22, pp. 155-158, 1979.

DOUSS, N., MEUNIER, F. and SUN, L-M. Predictive model and experimental results for a two-adsorber solid adsorption heat pump. Washington: **American Chemical Society**, Vol. 27, No. 2, pp. 310-316, 1988.

DUBININ, M.M. and STOECKLI, H.F. Homogeneous and heterogeneous micropore structures in carbonaceous adsorbents. **Journal of Colloid Interface Sciences**, Vol. 75, No. 1, pp. 34-42, 1980.

DUBININ, M.M. and ASTAKHOV, V.A. Molecular-Sieve Zeolithes-II. Washington: **American Chemical Society**, 1971.

DUBININ, M.M. and ERASHKO, I.T. Kinetics of physical adsorption by carbonaceous adsorbents of biporous structure. **Carbon**, Vol. 13, pp. 193-200, 1975.

DUFFIE, J.A. and BECKMAN, W.A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. New York: John Wiley & Sons, 1980. 762 p.

FUJII, T. and IMURA, H. Natural convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. **Int. Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 15, pp. 755-758, 1972.

GRENIER, PH., GUILLEMINOT, J.J., MEUNIER, F. and PONS, M. Solar powered solid adsorption cold store", **Journal of Solar Energy Engineering**, Vol. 110, pp. 192-197, 1988.

GUILLEMINOT, J.J., MEUNIER, F. et MISCHLER, B. Étude de cycles intermittents à adsorption solide pour la réfrigération solaire. **Revue de Physique Appliquée**, Vol. 15, pp. 441-452, 1980.

GUILLEMINOT, J.J., MEUNIER, F. and PAKLEZA, J. Heat and mass transfer in a non-isothermal fixed bed solid adsorbent reactor: a uniform pressure/non-uniform temperature case. **Int. Journal of Heat Mass Transfer**, Vol. 30, No. 8, pp. 1595-1606, 1987.

GURGEL, J.M. et GRENIER, PH. Mesure de la conductivité thermique du charbon actif AC-35 en présence de gaz. **The Chemical Engineering Journal**, Vol. 44, pp. 43-50, 1990.

HÄRKÖNEN, M. and AITTOMÄKI, A. The principle of internal regeneration as applied to the adsorption heat pump process. **Heat Recovery Systems & CHP**, Vol. II, No. 4, pp. 239-248, 1991.

HOLLANDS, K.G.T. Honeycombs devices in flat-plate solar collectors. **Solar Energy**, Vol. 9, pp. 159-164, 1965.

HOLLANDS, K.G.T. An approximate equation for predicting the solar transmittance of transparent honeycombs. **Solar Energy**, Vol. 21, pp 231-236, 1978.

HOTTEL, H.C. and SAROFIM, A.F. **Radiation Transfer**. New York: McGraw-Hill, 1967. 342p.

JUNG, D., KHELIFA, N. and SIZMANN, R. Solar air conditioning with solid adsorbents in open systems. **Intersol**, Vol. 1, pp. 659-663, 1985.

JURINAK, J.J., MITCHELL, J.W. and BECKMAN, W.A. Open-cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications. Trans. ASME, **Journal of Solar Energy Engineering**, Vol. 10, pp. 252-260, 1984.

KARIOGAS, M. et MEUNIER, F. Etude de la relaxation d'un réacteur à zéolite pendant la désorption éclair provoquée par un échelon de pression. **Chemical Engineering Journal**, Vol. 32, pp. 171-192, 1986.

KLEIN, S.A. Calculation of flat-plate collector loss coefficients. **Solar Energy**, Vol. 17, pp. 79-83, 1975.

KLEIN, S.A. Calculation of monthly average insolation on titled surfaces. **Solar Energy**, Vol. 19, pp. 325-328, 1977.

KLÜPPEL, R.P. and GURGEL, J.M. Solar adsorption cooling using silica gel/water. **Advances in Solar Energy Technology**, Vol. 3, pp. 2627-2631, 1988.

KLÜPPEL, R.P. and LEITE, A.P.F. **Performance of a roof pond in a hot humid climate**. Proc. Congress of ISES, pp. 623-627. Kobe, Japan, 4-8 Sept., 1989.

KREIDER, J.F. and KREITH, F. **Solar Energy Handbook**. New York: McGraw-Hill, 1981.

LEITE, A.P.F. y KLÜPPEL, R.P. **Intercambio de calor en una piscina de techo usada como enfriador pasivo**. Actas I Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Vol. 2, pp. 379-384. Madrid, 17-20 Sept., 1993.

LEMINI, F., BURET-BAHRAOUI, J., PONS, M. et MEUNIER, F. Simulation des performances d'un réfrigérateur solaire à adsorption: 1. Comparaison des performances pour deux types de charbon actif. **Revue Internationale du Froid**, Vol. 15, pp. 159-167, 1992.

LIU, B.Y.H. and JORDAN, R.C. The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. **Solar Energy**, Vol. 4, No. 3, pp. 48-51, 1960.

MARLE, C. **Principes Fondamentaux des Transferts en Milieu Poreux**. Vol. 1. Les Bruyères, Gironde, France, 1985.

MEDINI, N., MARMOTTANT, B., GOLLI, E. S. et GRENIER, PH. Etude d'une machine solaire à fabriquer de la glace. **Revue Internationale du Froid**, Vol. 14, pp. 363-367, 1991.

MEUNIER, F. **Performance of adsorption heat pumps: active carbon-methanol and zeolite-water pairs.** Trans. ASHRAE Meet., pp. 491-498. Saint Louis, EUA, 1990.

MORAES, J.M. **Sistema de resfriamento de ar com a utilização da radiação noturna para a atmosfera.** João Pessoa: UFPB, 1985. 167p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, 1985.

PASSOS, E.F. **Etude des couples charbon actif-methanol et de leur application a la réfrigération solaire.** Lausanne: EPFL, 1986. 101p. Thèse de Doctorat (Doctorat ès Sciences/Techniques) - Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suíça, 1986.

PASSOS, E.F., ESCOBEDO, J.F. and MEUNIER, F. Simulation of an intermittent adsorptive solar cooling system. **Solar Energy**, Vol. 42, No. 2, pp. 103-11, 1989.

PATANKAR, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.** New York: McGraw-Hill, 1980. 197p.

PONS, M. and GUILLEMINOT, J.J. Design of an experimental solar-powered, solid-adsorption ice maker. *Transt. ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 108, pp 332-337, 1986.

PONS, M. and GRENIER, PH. A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon and methanol pairs. **Carbon**, Vol. 24, No. 5, pp. 615-625, 1986.

PONS, M. and GRENIER, PH. Experimental data on a solar-powered ice maker using activated carbon and methanol adsorption pair. **Journal of Solar Energy Engineering**, Vol. 109, pp. 303-310, 1987.

ROMMEL, M. and WAGNER, A. Application of transparent insulation materials in improved flat-plate collectors and integrated collector storages. **Solar Energy**, Vol. 49, No. 5, pp. 371-380, 1992.

RUTHVEN, D.M. **Principles of Adsorption & Adsorption Processes.** New York: Wiley-Interscience Publication, 1984.

SAKODA, A. and SUZUKI, M. Fundamental study on solar powered cooling system", **Journal of Chemical Engineering**, Japan, Vol. 17, pp. 52-57, 1984.

SHERWOOD, T.K., PIGFORD, R.L. and WILKE, C.R. **Mass Transfer.** New York: McGraw-Hill Kogakusha, 1975.

SISSOM, L. e PITTS, D.R. **Fenômenos de Transporte.** Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1979.

SUPRATOMO. **Faisabilité technico-économique d'un séchoir de grande capacité à chauffage partiellement solaire, réalisé à partir d'un hangar métallique standard. Application à la production du coprah.** Nice: UNSA, 1989. 194p. Thèse de Doctorat (Doctorat ès Sciences de l'Ingenieur) - Université de Nice-Sophia Antipolis, 1989.

SVENDSEN, S. **Sollar collector based on monolithic silica aerogel.** Proc. Congress of ISES, pp. 711-715. Kobe, Japan, 4-8 Sept., 1989.

VODIANITSKAIA, P.J. e KLÜPPEL, R.P. **Geladeira solar de adsorção.** Anais III Congresso Brasileiro de Energia, Vol. 2, pp. 125-134. Rio de Janeiro, 15-17 Out., 1984.

YANAGI, H., KOMATU, F. and YOKAMOTO, Y. **Prototype test of adsorption refrigerator using silicagel-water pairs.** Proc. Meet. on Solid Sorption Refrigeration, Vol. 1, pp. 177-122. Paris: Institut International du Froid, 18-20 Nov, 1992.

YANG, R.T. **Gas Separation by Adsorption Processes.** London: Butterworths, 1987.

YOUNG, D.M. and CROWELL, A.D. **Physical Adsorption of Gases.** London Butterworths, 1962.

WATMUFF, J.H., CHERTERS, W.W. and PROCTOR, D. Solar and wind induced external coefficients for solar collectors. **Comptes**, Vol. 2, 1977.

ZHONG, G.M., MEUNIER, F., HUBERSON, S. and CHALFEN, J.B. Pressurization of a single-component gas in an adsorption column. **Chemical Engineering Sciences**, Vol. 47, No. 3, pp. 543-550, 1992.