

UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO GLOBAL DE UM REFRIGERADOR SOLAR ADSORTIVO
EMPREGANDO O PAR CARVÃOATIVADO-METANOL
VIA MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

ANDRÉ LUÍZ DE SOUZA ARAÚJO

CAMPINA GRANDE - PB
2000

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

André Luíz de Souza Araújo

**SIMULAÇÃO GLOBAL DE UM REFRIGERADOR SOLAR ADSORTIVO
EMPREGANDO O PAR CARVÃOATIVADO – METANOL
VIA MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS**

Campina Grande, Pb

2000

André Luiz de Souza Araújo

SIMULAÇÃO GLOBAL DE UM REFRIGERADOR SOLAR ADSORTIVO
EMPREGANDO O PAR CARVÃOATIVADO – METANOL
VIA MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

Dissertação apresentada ao Curso de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal da Paraíba, em
cumprimento às exigências para obtenção
do Grau de Mestre

Orientador: Antônio Pralon Ferreira Leite

Co-orientador: Francisco Marcondes

(Dis.
62.436.00 (113)
A663)

Campina Grande, Pb

2000



A663s

Araújo, André Luiz de Souza.

Simulação global de um refrigerador solar adsorptivo empregando o par carvão ativado-metanol via método dos volumes finitos / André Luiz de Souza Araújo. - Campina Grande, 2000.

86 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, 2000.

"Orientação : Prof. Dr. Antônio Pralon Ferreira Leite, Prof. Dr. Francisco Marcondes".

Referências.

1. Refrigeração Solar. 2. Carvão Ativado - Metanol. 3. Volumes Finitos - Métodos. 4. Dissertação - Engenharia Mecânica. I. Leite, Antônio Pralon Ferreira. II. Marcondes, Francisco. III. Universidade Federal da Paraíba - Campina Grande (PB). IV. Título


CDU 621.656.8(043)

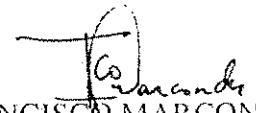
ANDRÉ LUIZ DE SOUZA ARAÚJO

SIMULAÇÃO GLOBAL DE UM REFRIGERADOR SOLAR ADSORTIVO
EMPREGANDO O PAR CARVÃO ATIVADO-METANOL VIA MÉTODO DOS
VOLUMES FINITOS

DISSERTAÇÃO APROVADA EM 18/02/2000

Banca Examinadora


PROF. DR. ANTONIO PRALON FERREIRA LEITE (ORIENTADOR)


PROF. DR. FRANCISCO MARCONDES (CO-ORIENTADOR)


PROF. DR. JOSÉ MAURÍCIO DE ALVES MATOS GURGEL (MEMBRO)


PROF. DR. ROGÉRIO PINHEIRO KLÜPPEL (MEMBRO)

CAMPINA GRANDE – PB

FEVEREIRO - 2000

A meus pais Severino Ferreira de Araújo e Maria de Souza Araújo, e a meu irmão Alexandre de Souza Araújo, OFEREÇO. Com amor, à minha namorada Marisa Rangel de Sousa, DEDICO.

AGRADECIMENTOS

À Lúcia Márcia Donato Quirino, secretária do CPGEM, pelo trabalho atencioso e competente, que sempre solucionou todas as questões burocráticas relacionadas ao mestrado.

À Vinicius de Souza Melo, amigo e colega do mestrado, pelas sugestões e observações pertinentes, que muito me ajudaram a encontrar causas de erros e a compreender melhor o problema.

Ao professor Celso Rosendo B. Filho, pelos artigos e esclarecimentos imprescindíveis para o entendimento de aspectos importantes do modelo.

Ao professor Antônio Pralon F. Leite, pela orientação e os ensinamentos ministrados, sobretudo pelo estímulo às minhas atividades profissionais.

Ao professor Francisco Marcondes, pelas intermináveis listagens que leu com atenção, à procura de erros no programa e por todas as dúvidas que esclareceu, sem o que este trabalho não teria se realizado.

E a todos os demais que de alguma forma contribuíram na elaboração desta dissertação.

RESUMO

Este trabalho consiste no estudo teórico de um refrigerador solar adsorativo, utilizando o par carvão ativado/metanol. O sistema opera de forma intermitente: durante a noite ocorre a produção frigorífica, e durante o dia a regeneração do leito adsorativo, mediante a conversão térmica de energia solar. O refrigerador consiste basicamente de um reator acoplado a um coletor solar, de um condensador e de um evaporador. As equações de energia são estabelecidas para cada um dos componentes e a resolução numérica é baseada no método dos volumes finitos e no de Newton – Raphson. Um programa de cálculo, escrito em C ++, foi elaborado para simular o funcionamento diuturno do refrigerador, em função dos seguintes dados meteorológicos, válidos para João Pessoa: 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 é de 6 kg e o reator contém 20 kg de carvão ativado. A cobertura do componente reator/coletor solar é de material isolante transparente (TIM), com elementos em forma de colméia. Os resultados da simulação para os dias médios dos seis meses mais quentes de João Pessoa-PB indicam que a produção de gelo variou de cerca de 5 a 6 kg, respectivamente, nos meses de Fevereiro e Dezembro. A eficiência média de conversão térmica do sistema foi de 46% no semestre considerado. O valor médio dos coeficientes de desempenho solar foi de 0,09, para quantidades de energia solar incidente de 20 a 23 MJ/m^2 .

ABSTRACT

A predictive model for an adsorption solar cooling system using the activated carbon-methanol pair and its numerical simulation are presented. That model accounts for instantaneous heat and mass transfers in each one of the machine components along a characteristic average day for each month. The solar-powered icemaker consists of the following basic components: a reactor containing an adsorptive bed coupled to a static solar collector covered by a honeycomb Transparent Insulation Material (TIM), a condenser and an evaporator. An uniform pressure model for the reactor is considered. The bed's radial temperature distribution is determined by means of a one-dimensional numerical method based on a finite-volume technique. The energy equations corresponding to the other components are solved by using the Newton - Raphson method. A computer program in C ++ was elaborated to evaluate the machine's performance, according to meteorological data valid for the hottest six months in João Pessoa (7°8' S, 34°50' WG), whose climate is typically hot and humid. The average thermal efficiency was about 46% and the solar COP was 0.09, during the six month period considered (October-March). During this period it was predicted 5-6 kg/day of ice production per square meter of solar collection surface, for February and December respectively, with solar irradiations ranging from 20 to 23 MJ/m².

NOMENCLATURA

- a : massa adsorvida [kg kg^{-1} de adsorvente]
- b : constante de equilíbrio de adsorção
- COP_s : coeficiente de desempenho solar
- $C_{r,p}$: calor específico da placa absorvedora
- d : parâmetro característico da adsorção
- D : coeficiente de afinidade
- h : condutância térmica da interface condutor adsorvente [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
- $h_{e,v-p}$: 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 [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
- I_p : fluxo de radiação solar absorvido pela placa [W m^{-2}]
- 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}]
- 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 : tempo [s]

- T : temperatura do sistema de adsorção [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_{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]
 U_i : 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 [$W m^{-2} K^{-1}$]
 W_o : capacidade máxima de adsorção [$m^3 kg^{-1}$]

letras gregas:

- ρ_l : massa específica do adsorvato [$kg m^{-3}$]
 α : coeficiente de expansão térmica do adsorvato líquido
 η_c : rendimento térmico do coletor solar
 φ : intervalo de tempo entre o pico da radiação solar e a temperatura máxima [h]
 ξ : energia proveniente da componente difusa da radiação solar que atinge a superfície da água do condensador [$W m^{-2}$]

índices:

ag : água a ser congelada

amb : ar ambiente

c : coletor solar

con : condensador

ev : evaporador

p : placa absorvedora

t : tubo do reator

w : água do condensador

SUMÁRIO

Capítulo 1: INTRODUÇÃO	
1.1 – Preliminares	1
1.2 – Histórico	2
1.3 – Objetivos.....	3
1.4 – Organização do Trabalho.....	3
Capítulo 2: ADSORÇÃO EM MEIOS POROSOS – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
2.1 – Adsorção.....	5
2.2 – Adsorventes	6
2.3 – Termodinâmica da Adsorção.....	6
2.4 – Cinética da Adsorção	7
2.5 – Seleção do Par Adsorvente-Sorbato.....	8
Capítulo 3: DESCRIÇÃO DO SISTEMA FRIGORÍFICO.....	10
3.1 – Princípio de Operação	10
3.2 – Descrição dos Componentes do Sistema.....	13
3.2.1 – Reator	14
3.2.2 – Condensador	15
3.2.3 – Evaporador.....	16
Capítulo 4: MODELO MATEMÁTICO.....	18
4.1 – Hipóteses	18
4.2 – Equação de Dubinin-Astakhov	18
4.3 – Calor Isostérico	19
4.4 – Reator	20
4.4.1 – Placa Absorvedora.....	20
4.4.2 – Leito Poroso.....	21
4.4.2.1 – Condições de Contorno	23
4.5 – Condensador	23
4.6 – Evaporador.....	24

4.7 – Condições Iniciais	26
4.8 – Radiação Recebida pela Placa Absorvedora – I_p	26
4.9 – Fluxos de Radiação Solar Direta (I_{dir}) e Difusa (I_{dif})	27
Capítulo 5: METODOLOGIA NUMÉRICA.....	30
5.1 – Método Numérico Empregado – Leito Adsorativo	30
5.1.1 – Solução do Sistema Linear de Equações	32
5.2 – Resolução das Equações Referentes aos Demais Componentes do Sistema.....	32
5.3 – Metodologia de Resolução	32
5.4 – Malha Empregada	33
5.5 – Programa Computacional	34
5.5.1 – Fluxograma do Programa Adsolver.cpp.....	35
Capítulo 6: RESULTADOS	41
6.1 – Características do Sistema	41
6.2 – Distribuição de Temperatura no Leito Adsorativo	42
6.3 – Variação das Temperaturas da Placa Absorvedora, do Adsorvente e do Condensador com o Tempo.....	43
6.4 – Massa de Gelo Produzido em Função do Tempo	45
6.5 – Ciclo Termodinâmico.....	50
6.6 – Resumo dos Resultados e Análise Final.....	55
Capítulo 7: CONCLUSÃO	58
Anexo I: DADOS METEOROLÓGICOS, DIA MÉDIO, TEMPO SOLAR E DURAÇÃO DO PERÍODO DIURNO	60
1.2 – Tempo Solar	61
1.3 – Duração do Período Diurno (D_j).....	62
Anexo II: COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	63
II.1 – Coeficiente de Transferência de Calor Global entre o Absorvedor e o Ar Ambiente, através da face Anterior, U_1	63

II.2 – Coeficiente de Transferência de Calor por Radiação entre o Vidro e a Placa Absorvedora, $h_{r,v-p}$	65
II.3 – Coeficiente de Transferência de Calor Radiação entre o Vidro e o Céu, $h_{r,v-c}$	65
II.4 – Coeficiente Global de Transferência de Calor através da Base do Reator, U_b	66
II.5 – Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Condensador e a Água, $h_{c,con}$	66
II.6 – Coeficiente de Transferência de Calor por Radiação entre a Superfície Livre da Água e o Céu, $h_{r,w-c}$, e entre a Água e as Superfícies Circunvizinhas, $h_{r,w-a}$	67
II.7 – Coeficiente de Transferência de Massa Devido à Evaporação da Água, h_d	67
II.8 – Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Evaporador e a Água, $h_{c,ev1}$, e entre o Evaporador e o Ar da Câmara, $h_{c,ev2}$	69
II.9 – Coeficiente de Transferência de Calor de Solidificação, U_{sol}	70
II.10 – Coeficientes de Transferência de Calor Globais entre a Água a ser Congelada (U_{og}) e o Ar Ambiente, e entre este e o Ar da Câmara Fria (U_{cf}).....	72

Anexo III: PARÂMETROS DA EQUAÇÃO DE ESTADO DO PAR CARVÃO

ATIVADO AC-35/METANOL E PROPRIEDADE DOS COMPONENTES...	73
III.1 – Parâmetros da Equação de Dubinin-Astakhov.....	73
III.2 – Propriedades Termofísicas.....	73
III.2.1 – Carvão Ativado AC-35.....	73
III.2.2 – Metanol.....	74
III.2.3 – Água.....	74
III.2.4 – Aço Inoxidável (Placa Absorvedora, Condensador e Evaporador).....	75
III.2.5 – Vidro.....	75
III.2.6 – Poliestireno Expandido.....	75
III.3 – Propriedades Radiativas.....	76
III.3.1 – Emitância.....	76

III.3.2 – Transmitância.....	76
Anexo IV: INTERFACE DO PROGRAMA ADSOLVER.CPP.....	79
IV.1 – Apresentação das Opções de Simulação ao Usuário.....	79
IV.2 – Visualização da Evolução do Ciclo.....	80
BIBLIOGRAFIA.....	81

FIGURAS

Fig. 3.1 – Representação esquemática do sistema frigorífico: (a) etapa de produção frigorífica; (b) etapa de regeneração.....	11
Fig. 3.2 – Isósteras em um ciclo de adsorção	12
Fig. 3.3 – Vista geral da máquina	14
Fig. 3.4 – Esquema do reator.....	15
Fig. 3.5 – Esquema do condensador.....	16
Fig. 3.6 – Esquema do evaporador (corte)	17
Fig. 5.1 – Volume de controle	30
Fig. 5.2 – Estudo do refino da malha empregada na discretização do leito adsorativo	33
Fig. 5.3 – Fluxograma de Adsolver.cpp	38
Fig. 5.4 – Fluxograma de Adsolver.cpp (continuação)	39
Fig. 5.5 – Fluxograma de Adsolver.cpp (detalhamento do passo 11: Calcula Campo de Temperatura e Pressão do Leito Adsorativo).....	40
Fig. 6.1 – Variação da temperatura do adsorvente em função da distância radial durante o período diurno (Dezembro).....	42
Fig.6.2 – Variação da temperatura do adsorvente em função da distância radial durante o período noturno (Dezembro).....	43
Fig. 6.3 – Variação das temperaturas do ar ambiente, da placa absorvedora e do adsorvente em função do tempo (Dezembro).....	44
Fig. 6.4 – Variação da temperatura do ar ambiente e do condensador em função do tempo (Dezembro).....	45
Fig.6.5 – Variação das temperaturas do evaporador e da água a ser congelada em função do tempo (Dezembro).....	46
Fig. 6.6 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Outubro)	47
Fig. 6.7 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Novembro).....	47
Fig. 6.8 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Dezembro).....	48
Fig. 6.9 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Janeiro).....	48
Fig. 6.10 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Fevereiro)	49
Fig. 6.11 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Março).....	49

Fig. 6.12 – Variação da espessura da camada de gelo formado em função do tempo (Dezembro)	50
Fig. 6.13 – Ciclo termodinâmico (Outubro).....	52
Fig. 6.14 – Ciclo termodinâmico (Novembro)	52
Fig. 6.15 – Ciclo termodinâmico (Dezembro).....	53
Fig. 6.16 – Ciclo termodinâmico (Janeiro).....	53
Fig. 6.17 – Ciclo termodinâmico (Fevereiro)	54
Fig. 6.18 – Ciclo termodinâmico (Março).....	54
Fig. II.1 – Escoamento do ar através do reator (período noturno).....	64
Fig. II.2 – Ilustração do processo de formação de gelo no evaporador.....	71
Fig. IV.1 – Tela inicial.....	79
Fig. IV.2 – Tela apresentada durante a simulação do ciclo.....	80

TABELAS

Tabela 6.1 – Massa de metanol condensado e de gelo produzido, para cada mês.....	46
Tabela 6.2 – Erro percentual das concentrações médias de metanol adsorvido (isósteras)	51
Tabela 6.3 – Parâmetros típicos do sistema obtidos da simulação	55
Tabela I.1 – Dados meteorológicos de João Pessoa (7° 8'S, 34° 50'WG), dia médio e declinação solar δ	60
Tabela I.2 – Coeficientes dos polinômios levantados para os fluxos horários de radiação solar direta I_{dir} e difusa I_{dif}	61
Tabela I.3 – Valores do dia médio, dado por Klein, e declinação solar.....	61

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 – Preliminares

A partir do começo da década de 1970, com a crise do petróleo e a ameaça de um colapso energético mundial, iniciam-se os incentivos à pesquisa de sistemas alternativos geradores de energia, como uma tentativa de se reduzir a dependência dos combustíveis fósseis. Entre as muitas possibilidades existentes, a energia solar surgiu como uma opção bastante atraente e, como consequência, uma série de estudos sobre sistemas que empregam tal fonte de energia foram desenvolvidos. As aplicações da energia solar em refrigeração mereceram especial atenção de pesquisadores em inúmeros centros de pesquisa no mundo, particularmente durante a década de 1980, declinando-se, por diversas razões, na década de 1990. No final desta, verificou-se uma retomada das pesquisas no campo da refrigeração solar, principalmente aquelas baseadas em sistemas de sorção sólida, tendo este fato sido atribuído muito mais à pressões ambientalistas do que por problemas de suprimento energético.

A preservação frigorífica de gêneros alimentícios e de vacinas é essencial à manutenção da saúde humana. Estudos recentes da O.M.S. (Organização Mundial de Saúde) demonstraram uma relação direta entre a incidência de câncer no estômago e o consumo de alimentos não conservados frigorificamente. Além disso, números fornecidos pela mesma organização revelam a necessidade de se manter sob refrigeração um grande volume de vacinas e de outras amostras biológicas a fim de se cumprirem as metas de atendimento às comunidades locais. Nos países em via de desenvolvimento, como o Brasil, tais estoques se tornam ainda mais críticos, em virtude da elevada população infantil e da baixa renda per capita, características destes países.

Diante deste quadro, sistemas frigoríficos que operem a partir da energia solar se tornam bastante atraentes, em virtude do seu baixo custo operacional e de manutenção, associado à relativa facilidade de fabricação e boa autonomia. Além disso,

tais sistemas operam com fluidos que não agredem o meio ambiente. Entre os sistemas que podem ser utilizados para esse fim, aqueles baseados na adsorção sólida surgem como uma das mais promissoras alternativas. Constituídos basicamente por três componentes interconectados (reator adsorativo, condensador e evaporador), seu princípio de operação é baseado na interação entre um meio sólido poroso (chamado adsorvente) e um fluido (o adsorvado), os quais podem ou não reagir quimicamente. Ocorrendo reação química, tem-se adsorção química; caso contrário, fala-se em adsorção física, situação tratada no presente estudo.

1.2 – Histórico

Processos de adsorção foram originalmente empregados na indústria química, particularmente na separação de gases. De acordo com ESPÍNOLA (1997), sua aplicação em sistemas frigoríficos é recente, embora o princípio de refrigeração por absorção tenha sido descoberto no final do século XVIII e o primeiro refrigerador comercial operando segundo este princípio tenha surgido em 1823. Estudos para utilização de sorventes sólidos em ciclos intermitentes com essa finalidade datam do período entre as duas grandes guerras mundiais. Ao longo da década de 1980, os franceses desenvolveram uma série de estudos com sistemas de refrigeração solar a adsorção sólida. PONS e GRENIER, (1986, 1987), PONS e GUILLEMINOT (1986), apresentaram trabalhos sobre a produção de gelo através de sistemas que empregavam o par carvão ativado – metanol.

No Brasil, KLÜPPEL e VODIANITSKAIA (1984) construíram um pequeno refrigerador solar empregando o par sílica gel – água. Uma inovação deste trabalho foi a proposição de um reator multi-tubular. O sistema foi dimensionado para resfriar leite e hortaliças, alcançando-se uma temperatura no evaporador de 4° C. Trabalhando com a mesma fonte térmica e o mesmo par, KLÜPPEL e GURGEL (1986) desenvolveram estudos sobre um sistema de refrigeração de água potável e posteriormente realizaram a simulação numérica do ciclo de operação do sistema. LEITE (1998) apresentou a simulação computacional de um sistema frigorífico empregando o par carvão ativado – metanol, introduzindo a cobertura de material isolante transparente – TIM – no coletor solar. Esta inovação permitiu o aumento do rendimento do sistema.

Recentemente, com a assinatura do Protocolo de Montreal em 1987 e mais tarde, do Protocolo de Kioto, em 1997, regulamentando a substituição das substâncias nocivas à camada de ozônio, entre elas os chamados CFCs empregados nos ciclos convencionais de refrigeração à compressão de vapor, os sistemas de refrigeração a sorção sólida ganharam novo impulso. Observa-se então seu ressurgimento como alternativa bastante interessante (MEUNIER, 1990), o que pode ser comprovado pela atenção recebida de importantes centros de pesquisa mundiais nos Estados Unidos, Europa e Japão. Além do impacto ambiental nulo, tais sistemas empregam tecnologia relativamente simples, pois operam sem partes móveis, utilizando fontes térmicas de baixa intensidade, como o calor residual ou a energia solar. Esta última característica os torna especialmente indicados para aplicações em comunidades isoladas, não servidas pela rede elétrica e com um elevado índice de incidência solar, perfil em que se enquadra uma extensa área do Brasil. Nestas regiões, a refrigeração solar a adsorção sólida poderia atender às necessidades de conservação de alimentos e vacinas, dentre outras.

1.3 – Objetivos

O presente trabalho tem por objetivo desenvolver um modelo matemático representativo do ciclo de operação de um refrigerador adsorativo que emprega o par carvão ativado – metanol, em função de dados meteorológicos locais. Realiza-se a partir deste modelo a simulação computacional do ciclo. As equações referentes ao leito adsorativo são resolvidas empregando-se o método dos volumes finitos.

1.4 – Organização do Trabalho

O restante do presente estudo está organizado como se segue. No capítulo 2 são apresentados os fundamentos do fenômeno da adsorção, além de se discutir seu emprego em refrigeração e de se apresentarem os principais pares que podem ser empregados para este fim. O capítulo 3 descreve o ciclo frigorífico, seu princípio de funcionamento e os principais componentes da máquina. Apresenta ainda o protótipo do

refrigerador em cujos dados de projeto (dimensionamento dos componentes, materiais empregados na construção) se baseou a simulação.

O capítulo 4 descreve o modelo matemático, apresentando o equacionamento de cada componente do sistema e suas respectivas condições de contorno, bem como as condições iniciais empregadas na simulação. No capítulo 5 é descrito o modelo numérico, apresentando-se a discretização das equações do leito adsortivo, a metodologia de resolução das equações referentes aos demais componentes, além de descrever o programa computacional elaborado. No capítulo 6 apresentam-se e analisam-se os resultados obtidos. O capítulo 7 é reservado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros. Na série de anexos podem ser encontradas informações como propriedades dos componentes do sistema, dados meteorológicos empregados na simulação, além do procedimento de cálculo utilizado para se determinarem os diversos coeficientes de transferência de calor e de massa.

Capítulo 2

ADSORÇÃO EM MEIOS POROSOS - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 – Adsorção

Define-se *adsorção* como a capacidade que possui um corpo de reter, de forma seletiva, as moléculas de um fluido. De acordo com a natureza das forças de ligação que surgem entre o meio (o *adsorvente*) e o fluido (o *sorbato*) distinguem-se (GUILLEMINOT et al., 1995):

- **Adsorção Química:** estabelecem-se forças de covalência entre as moléculas do fluido e a superfície sólida, as quais são geradas por reações químicas. Neste processo há, portanto, a formação de novos compostos, a partir da interação química entre o adsorvente e o sorbato;
- **Adsorção Física:** as moléculas do fluido são presas à superfície do meio sólido por forças eletrostáticas (forças de Van der Waals). Não são formadas novas substâncias.

No presente estudo, considerou-se unicamente o último processo, denominado aqui simplesmente adsorção.

Quando da adsorção de um gás em um meio sólido, verifica-se a liberação de uma certa quantidade de calor devido à condensação do fluido e à formação de uma fase adsorvida – é o chamado *calor isostérico* (GUILLEMINOT et al, 1980). A intensidade do calor liberado no processo depende da natureza do par adsorvente – sorbato.

2.2 – Adsorventes

De acordo com MARLE (1985), um meio poroso é aquele cuja estrutura é constituída de cavidades (poros), geralmente interligadas, capazes de conter uma ou mais fases fluidas. Esses poros podem ser classificados ainda em três categorias, dependendo de suas dimensões (diâmetro):

- **Macroporos:** diâmetro acima de 500 Å;
- **Mesoporos :** entre 20 e 500 Å;
- **Microporos :** diâmetro inferior a 20 Å.

É justamente a estrutura microporosa o fator determinante da capacidade de adsorção de um corpo, de modo que, em princípio, qualquer meio microporoso é também adsorvente.

Entre os adsorventes de maior uso citam-se o gel de sílica, o carvão ativado, a alumina ativada e a zeólita. Este último se distingue dos demais por apresentar uma estrutura porosa organizada em nível molecular a qual não pode, portanto, ser alterada por processos de fabricação. Tal característica lhe confere alta seletividade, ao contrário do carvão ativado que, em compensação, apresenta elevada capacidade adsorptiva.

Em geral os adsorventes são comercializados sob a forma de grãos aglomerados. Sua estrutura interna é caracterizada pela presença dos chamados poros de difusão (macro e mesoporos) entre os grãos e de microporos no interior destes. A adsorção ocorre preferencialmente na superfície dos microporos.

2.3 – Termodinâmica da Adsorção

A isoterma de adsorção pode ser obtida a partir da equação de estado que descreve o equilíbrio termodinâmico de um par adsorvente-sorbato. Estabelece uma correlação entre a concentração da fase adsorvida (expressa em massa adsorvida/massa de adsorvente), a temperatura e a pressão. De acordo com LEITE (1998), inúmeros modelos

podem ser encontrados na literatura, dos quais os mais utilizados são a lei de Henry (a qual estabelece uma relação linear entre as concentrações da fase gasosa e da fase adsorvida), o modelo de Langmuir (segundo o qual o processo de adsorção ocorre em camadas monomoleculares em equilíbrio termodinâmico), a teoria de Gibbs (que considera o sorbato em um nível microscópico) e a teoria do Potencial de Adsorção. A equação de estado empregada neste estudo, apresentada no capítulo 4, é baseada neste último modelo.

DUBININ e ASTAKHOV (1971), na antiga União Soviética, propuseram uma equação para processos de adsorção em materiais microporosos com distribuição polimodal das dimensões de poro. Esta função característica, comprovada experimentalmente mais tarde por PASSOS (1986), descreve o comportamento de um meio adsorvente durante os processos de adsorção e dessorção, apresentando a concentração da fase adsorvida em função da temperatura e pressão do meio. Entre os anos de 1972 e 1980, DUBININ e seus colaboradores (DUBININ e STOECKLI, 1980, DUBININ e ASTAKHOV, 1971, BERING et al, 1972) desenvolveram a teoria do potencial de adsorção, uma abordagem puramente termodinâmica dos processos de adsorção em meios microporosos. Está baseada na existência de um campo de forças sobre a superfície microporosa do adsorvente.

2.4 – Cinética da Adsorção

Em geral, a estrutura porosa dos adsorventes comercializados está organizada da seguinte maneira: os macroporos e mesoporos funcionam como poros de transporte para o fluido, localizando-se entre os grãos. No interior destes se encontram os microporos, em cuja superfície ocorre a adsorção. Tal estrutura é chamada *estrutura bidispersa*.

Diferenciam-se, então, dois importantes mecanismos que controlam a cinética da adsorção: a difusão intergranular gasosa (através dos macroporos e mesoporos) e a difusão intragranular da fase adsorvida (através do microporos), ambos importantes para o desenvolvimento de modelos do processo. Entretanto, experiências demonstraram que para o binário carvão ativado-metanol, quando se utilizam potências de até 50 W/kg de

que para o binário carvão ativado-metanol, quando se utilizam potências de até 50 W/kg de adsorvente (KARAGIOGAS e MEUNIER, 1986), pode-se admitir o equilíbrio instantâneo entre as fases gasosa e adsorvida, ou seja, a resistência ao transporte de massa é desprezível. Tal consideração é adotada neste trabalho.

2.5 – Seleção do Par Adsorvente – Sorbato

Na seleção do adsorvente, considerando-se aplicações em refrigeração, os parâmetros básicos a serem considerados são os seguintes:

- Temperatura de operação do evaporador;
- Temperatura proporcionada pela fonte térmica à dessorção;
- Possibilidade de catálise de uma reação de dissociação do sorbato, o que pode, conseqüentemente, interromper o processo de adsorção. 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 bloqueio do processo de adsorção (PONS e GUILLEMINOT, 1986)

Deve-se observar que, ainda para aplicações no campo de refrigeração, o adsorvente deve apresentar elevada capacidade adstritiva quando submetido a temperaturas e pressões baixas. É graças a essa capacidade que consegue reter vapores de um fluido que esteja a uma temperatura muito inferior. Por outro lado, tal característica implica, também, na necessidade de temperaturas elevadas para a regeneração do adsorvente.

Quanto ao sorbato, três condições devem ser avaliadas:

- A temperatura do evaporador, que vai depender da aplicação;
- Calor latente de evaporação, que deve ser alto;
- Dimensão das moléculas, que deve ser reduzida para facilitar a adsorção.

Entre os fluidos que poderiam ser utilizados, o metanol se mostrou o mais adequado para a aplicação considerada neste estudo, qual seja, a fabricação de gelo. Possui ponto de congelamento bastante baixo (-94°C), ao contrário da água, cuja aplicação se restringe às situações em que a temperatura mínima do evaporador seja superior a 0°C . Em relação à amônia, conta com a vantagem de não ser altamente tóxico nem corrosivo, o que representaria um fator de risco no caso de vazamentos. Além disso, estudos demonstraram que, sob mesmas condições de incidência solar e para temperaturas ambiente semelhantes, um sistema frigorífico que utilize carvão ativado – amônia (BOUGARD e VERONIKIS, 1992) apresenta uma quantidade de massa adsorvida por unidade de massa do adsorvente cerca de 2,4 vezes inferior à que seria obtida com o par carvão ativado – metanol (PASSOS, op. cit.). Além desses fatores, diversos trabalhos encontrados na literatura (PONS e GUILÉMINOT, op. cit., PASSOS e ESCOBEDO, 1989, ZHONG et al, 1992, LEMINI et al, 1992, BOUBAKRI et al, 1992) confirmam que, para os objetivos do presente estudo, o par mais indicado é o carvão ativado-metanol.

O carvão ativado apresenta um volume de microporos significativo, de dimensões apropriadas para a adsorção do metanol. Particularmente, o tipo de carvão especificado para este estudo é o AC-35, produzido pela indústria francesa CECA. Justifica-se esta escolha pelo fato do mesmo ter sido utilizado em todos os trabalhos citados, o que permitiu o conhecimento de suas propriedades termofísicas, bem como dos parâmetros da equação de estado do carvão ativado AC-35/metanol.

Capítulo 3

DESCRIÇÃO DO SISTEMA FRIGORÍFICO

3.1 – Princípio de Operação

Enquanto nos sistemas de compressão de vapor a energia utilizada para transferir calor de um reservatório frio para outro a uma temperatura superior é de origem mecânica, nos sistemas à sorção sólida esta provém de uma fonte térmica externa, no caso presente, o Sol.

Esta diferença entre os dois processos assegura duas vantagens do segundo sobre o primeiro:

- O sistema opera sem componentes móveis;
- Para baixas temperaturas da fonte térmica, apresenta rendimento próximo ao ideal de Carnot.

O sistema frigorífico apresentado neste trabalho baseia-se em um ciclo intermitente, ou seja, no ciclo de adsorção o calor transferido durante o dia ao reator não é recuperado de noite (utiliza-se um único reator que é regenerado diretamente pela incidência solar).

O sistema é formado por três componentes básicos interconectados, conforme é mostrado na Fig. 3.1. Duas válvulas são empregadas para direcionar o fluido, conforme a etapa do ciclo, adsorção ou dessorção.

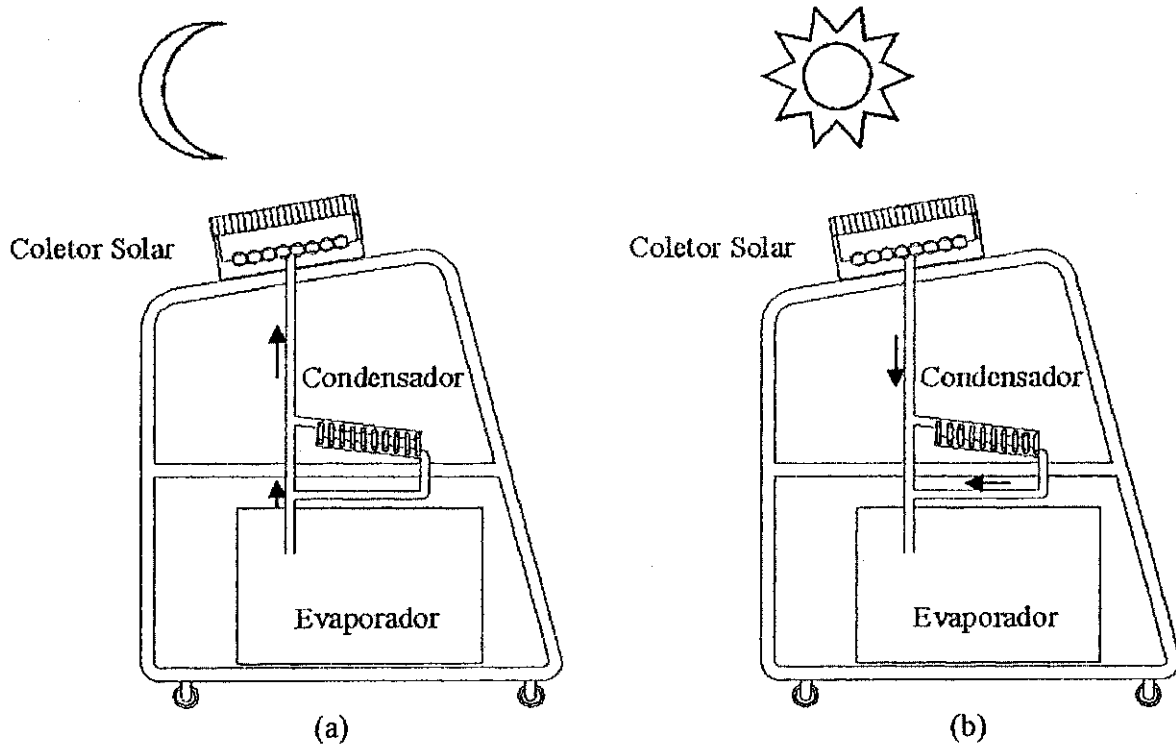


Fig. 3.1 – Representação esquemática do sistema frigorífico: (a) etapa de produção frigorífica; (b) etapa de regeneração.

O reator é formado por uma série de tubos comportando o adsorvente. É acoplado a um coletor solar e funciona ora como adsorvedor (etapa noturna), ora como regenerador (etapa diurna).

O ciclo ideal de refrigeração é composto de duas isósteras (funções à massa adsorvida constante) e de duas isóbaras, conforme indicado na figura 3.2.

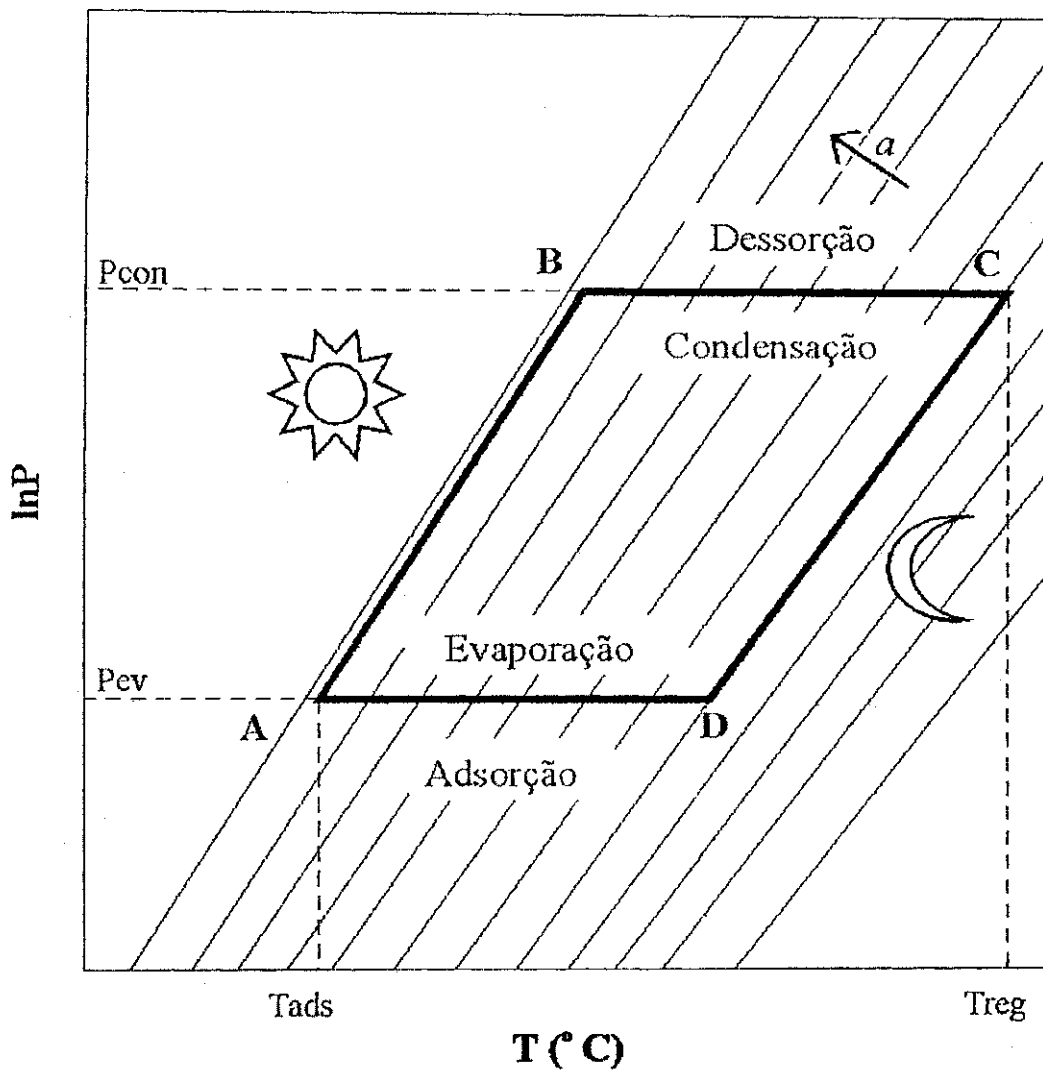


Fig. 3.2 – Isósteras em um ciclo de adsorção.

- **Ponto A:** princípio da manhã, quando a temperatura do reator é mínima e o processo de adsorção está no final. A temperatura e a pressão do reator correspondem ao estado de saturação da fase gasosa no evaporador;
- **Trecho A-B:** com o aquecimento do reator pela ação do Sol e a conseqüente elevação de sua temperatura, tem início a etapa de regeneração. Verifica-se um aumento da pressão, à medida que se dá o desprendimento da fase gasosa;
- **Ponto B:** a pressão no leito poroso alcança a pressão de condensação. Tem início a dessorção;

- **Trecho B-C:** a concentração da massa adsorvida decresce, à medida que o processo de condensação evolui;
- **Ponto C:** o leito adsorativo atinge sua temperatura máxima, encerrando-se a condensação;
- **Trecho C-D:** a massa adsorvida permanece constante, enquanto a temperatura e a pressão do reator começam a diminuir;
- **Ponto D:** final da tarde, a pressão no leito alcança a pressão de evaporação. Inicia-se a evaporação e com esta, a etapa frigorífica;
- **Trecho D-A:**, a concentração no leito começa a aumentar à medida que sua temperatura diminui, atingindo-se então seu valor mínimo, completando o ciclo.

3.2 – Descrição dos Componentes do Sistema

O refrigerador é constituído de três componentes básicos: reator/coletor solar, condensador e evaporador, os quais são fabricados em aço inoxidável. O esquema da máquina completa é mostrado na figura 3.3.

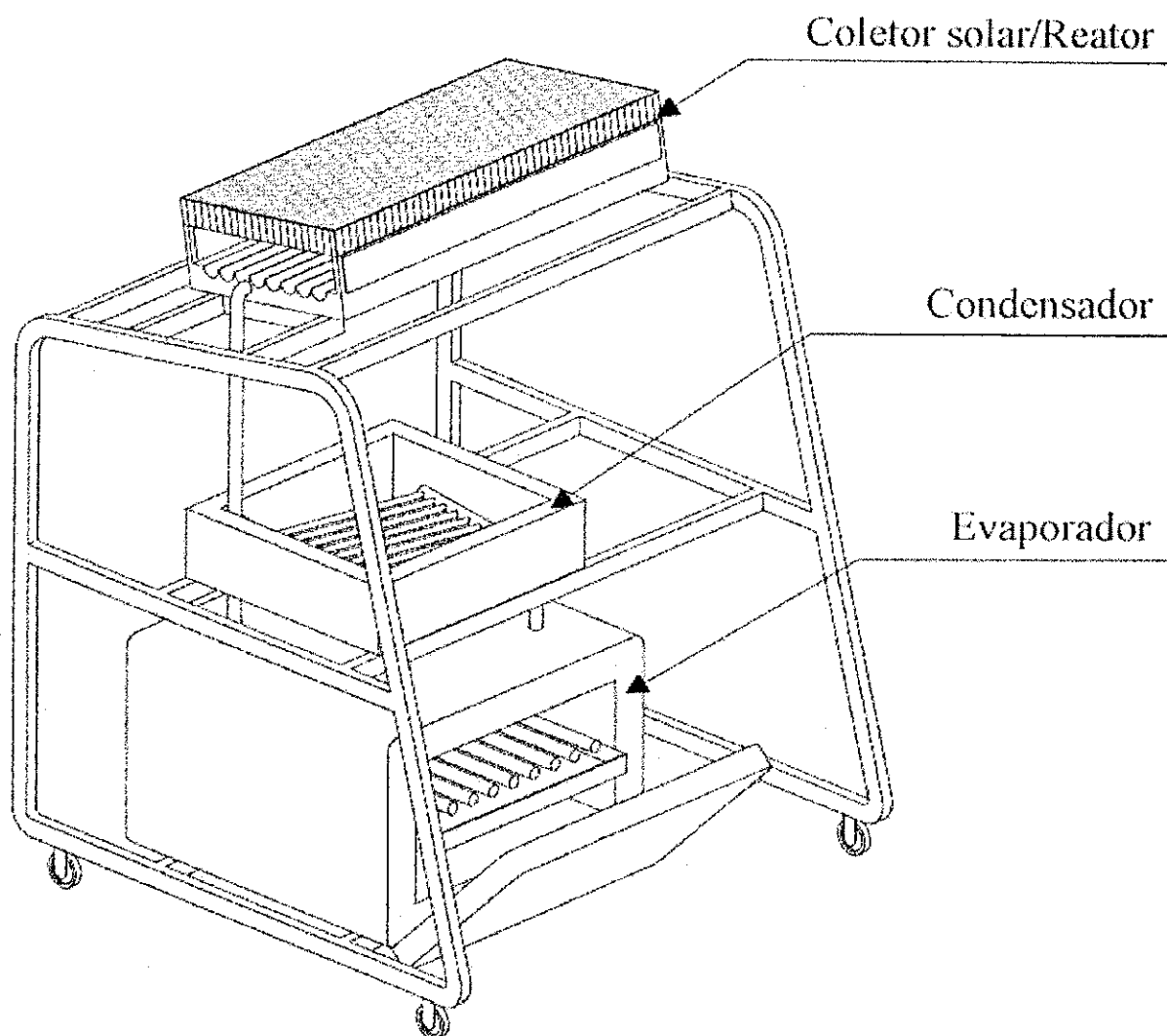


Fig. 3.3 – Vista geral da máquina.

3.2.1 – Reator

A configuração adotada neste estudo foi proposta inicialmente por VODIANITSKAIA e KLÜPPEL (1984). O reator consiste basicamente de um conjunto de oito tubos de 76 mm de diâmetro (nominal) e 1,61 m de comprimento, dispostos lado a lado, inclinados de $9,5^\circ$ em relação à horizontal. Esta inclinação foi calculada para otimizar a captação da energia solar durante o semestre considerado nas simulações (Outubro-Março). O interior de cada tubo é formado por dois compartimentos concêntricos, separados por uma tela: o espaço anular é ocupado pelo carvão ativado, enquanto o cilíndrico forma um duto por onde metanol escoar (Fig. 3.4). O dimensionamento do

sistema foi baseado em uma relação de 20 kg de adsorvente / m² de área da superfície absorvedora do coletor solar.

A superfície absorvedora do coletor solar é coberta por um material isolante transparente – TIM – (HOLLANDS, 1965, BUCHBERG e EDWARDS, 1976, SVENDSEN, 1989, ROMMEL e WAGNER, 1992), posicionado entre duas placas de vidro de 4 mm de espessura. Consiste de um conjunto de elementos de perfil hexagonal, com a função de reduzir as perdas por convecção e radiação.

Neste trabalho será considerada a cobertura TIM de policarbonato. Uma camada de 10 cm de poliestireno expandido isola a superfície inferior do reator o qual possui articulações laterais a fim de facilitar a dissipação do calor liberado na adsorção.

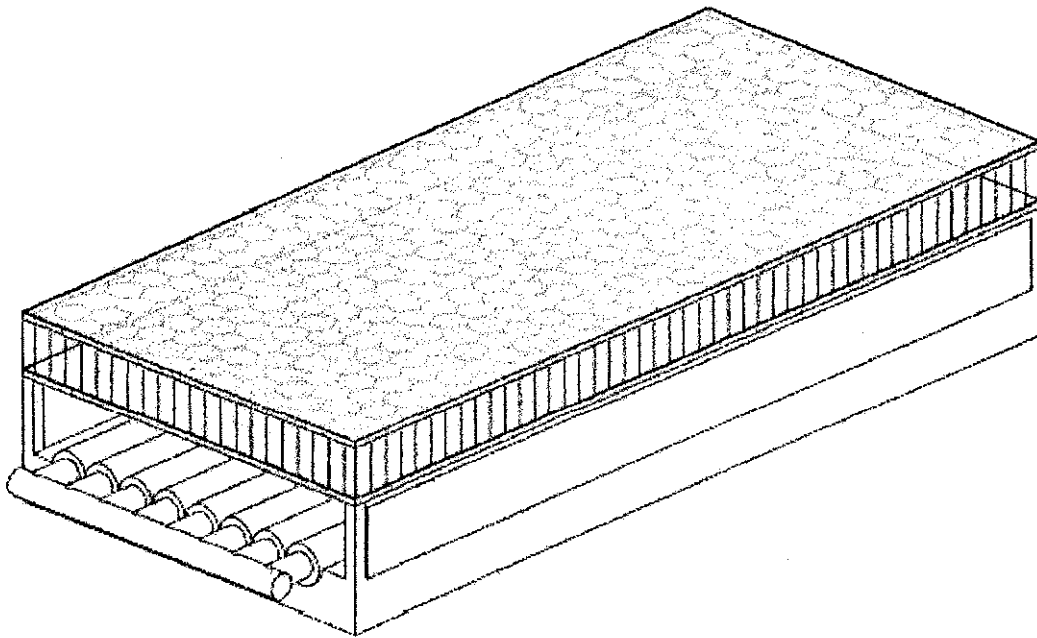


Fig. 3.4 – Esquema do reator.

3.2.2 – Condensador

Consiste de um total de dez tubos paralelos, inclinados de 7° em relação à horizontal, para facilitar o retorno do condensado ao evaporador. Cada tubo possui 50 mm de diâmetro e 80 cm de comprimento, o que resulta em uma área de condensação de 0,81 m². Os tubos são imersos em 138 litros de água contidos em um recipiente de base

retangular (90 cm x 64 cm) de 20 cm de altura, cuja superfície livre é protegida da radiação solar direta, avistando, entretanto, parcialmente o hemisfério celeste (Fig. 3.5).

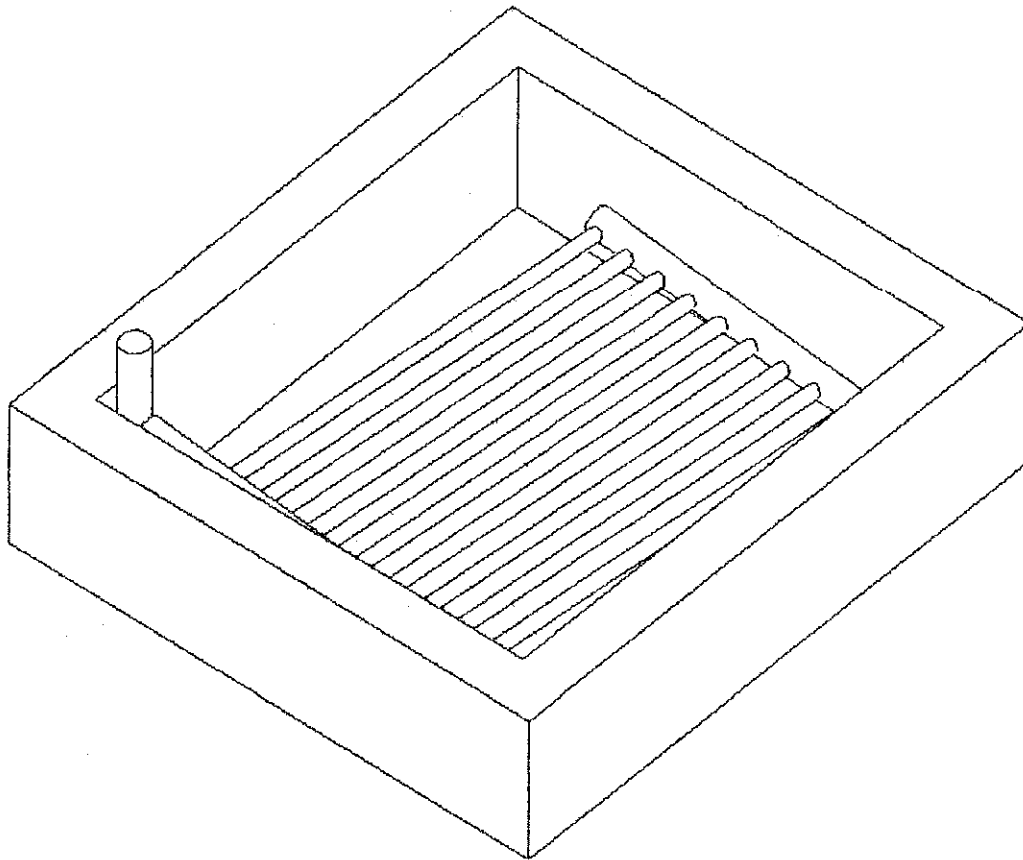


Fig. 3.5 – Esquema do condensador.

3.2.3 – Evaporador

É um conjunto de dez tubos paralelos horizontais de 78 mm de diâmetro e 1 m de comprimento, o que corresponde a uma superfície total de evaporação de $1,26 \text{ m}^2$ (Fig. 3.6).

O sistema é posicionado a poucos centímetros da base da câmara frigorífica, o que permite a movimentação de um recipiente com a água a ser congelada (10 kg /dia).

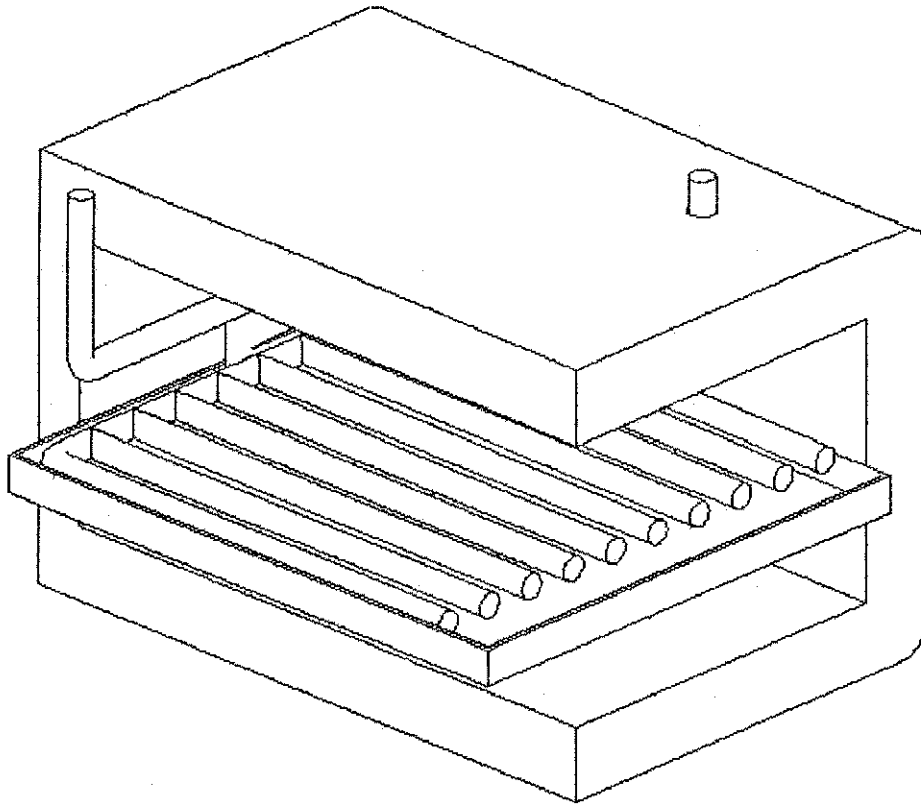


Fig. 3.6 – Esquema do evaporador (corte).

Capítulo 4

MODELO MATEMÁTICO

4.1 – Hipóteses Simplificadoras

As principais hipóteses adotadas são as seguintes:

- Equilíbrio termodinâmico do sistema de adsorção em todos os pontos do reator;
- Pressão do reator uniforme;
- Condução de calor no leito adsorvente unidimensional radial;
- Leito adsorvente homogêneo para efeito da condução térmica;
- Convecção no interior do reator desprezível.

4.2 – Equação de Dubinin-Astakhov

A concentração da fase adsorvida em processos de adsorção onde se admite a pressão do leito uniforme e em que o meio poroso apresenta distribuição das dimensões de poro do tipo polimodal (como no caso do carvão ativado), pode ser adequadamente descrita pela seguinte função característica, proposta por DUBININ e ASTAKHOV, op. cit.:

$$\alpha = W_o \rho_l(T) \exp\left\{-D\left[T \ln(P_s / P)\right]^n\right\} \quad (4.1)$$

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

4.3 – Calor Isostérico

A derivação parcial da função de Gibbs na forma integrada, em relação à temperatura, conduz a uma função denominada *isóstera* ($a = \text{constante}$) da seguinte forma,

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T}\right)_a = -\frac{q_{st}}{RT^2} \quad (4.2)$$

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 do metanol:

$$L = -RT^2 \left(\frac{\partial \ln P_s}{\partial T}\right)_a \quad (4.3)$$

A derivação da equação de Dubinin-Astakhov resulta,

$$\frac{\partial \ln P}{\partial T} = \frac{\partial \ln P_s}{\partial T} + \ln(P_s / P) \left\{ T^{-1} + \frac{\alpha}{nD} [T \ln(P_s / P)]^{-n} \right\} \quad (4.4)$$

onde,

$$\alpha = W_o \frac{\partial \ln(\rho_l / a)}{\partial T} \quad (4.5)$$

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

Multiplicando cada termo da equação diferencial por (RT^2) , obtém-se finalmente:

$$q_{st} = L + RT \ln(P_s / P) + \left[\frac{\alpha RT}{nD} \right] \left[T \ln(P_s / P) \right]^{(1-n)} \quad (4.6)$$

onde L é o calor latente do metanol, R é a constante de gás perfeito do metanol, T é a temperatura, P_s é a pressão de saturação do metanol, P é a pressão, α é o coeficiente de expansão térmica do sorbato líquido, D é o coeficiente de afinidade e n é o parâmetro característico da equação de Dubinin-Astakhov.

4.4 – Reator

4.4.1 – Placa Absorvedora

Para efeito de cálculo, considerou-se apenas um tubo de área projetada de 1 m^2 . Tem-se, então:

$$m_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = 2\pi r_l L_l h (T - T_p) + (U_i + U_b)(T_{amb} - T_p) + I_p(t) \quad (4.7)$$

onde T_p é a temperatura da placa absorvedora, T é a temperatura do adsorvente na interface, T_{amb} é a temperatura ambiente, r_l é o raio do tubo, L_l é o comprimento equivalente do tubo (proporcionando a área unitária), h é a condutância térmica da interface absorvedor/adsorvente, U_i 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 e I_p é o fluxo de radiação solar absorvida pela placa (nulo obviamente durante a fase noturna).

A temperatura ambiente T_{amb} , por seu turno, é definida por:

$$T_{amb} = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \text{sen} \left(\frac{\pi}{D_j} (t - \varphi) \right) \quad (4.8)$$

onde T_{max} e T_{min} correspondem às 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. A partir de dados experimentais relativos à João Pessoa (MORAES, 1985, KLÜPPEL e LEITE, 1989), adotou-se φ igual a 1 h. Encontram-se no Anexo I a equação para cálculo de D_j , e os valores de T_{max} e T_{min} utilizados.

4.4.2 – Leito Poroso

A equação de energia do leito poroso assume a forma:

$$\left[\rho_1 (Cp_1 + a Cp_2) \right] \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + Q(r, t) \quad (4.9)$$

onde Cp é o calor específico a pressão constante (os índices 1 e 2 referindo-se ao adsorvente e ao sorbato, respectivamente), ρ_1 é a massa específica, a é a concentração de sorbato (dada pela Eq. 1.1), k é a condutividade térmica do leito adsortivo e Q é o calor da reação de adsorção/dessorção, dado por:

$$Q = q_{st} \rho_1 \frac{\partial a}{\partial t} \quad (4.10)$$

onde q_{st} é o calor isostérico de adsorção, definido pela equação (4.6).

O termo da/dt em (4.10) é calculado a partir da seguinte relação:

$$\frac{d \ln P}{dt} = \left(\frac{\partial \ln P}{\partial a} \right)_T \frac{da}{dt} + \left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_a \frac{dT}{dt} \quad (4.11)$$

que pode ser reescrita como:

$$\frac{da}{dt} = \frac{1}{\left(\frac{\partial \ln P}{\partial a}\right)_T} \left(\left(\frac{d \ln P}{dt}\right)_T - \left(\frac{\partial \ln P}{\partial T}\right)_a \frac{dT}{dt} \right) \quad (4.12)$$

Sabe-se que (CALLEN, 1985):

$$\left(\frac{\partial a}{\partial T}\right)_{\ln P} = - \frac{\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T}\right)_a}{\left(\frac{\partial \ln P}{\partial a}\right)_T} \quad (4.13)$$

e que,

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial a}\right)_T^{-1} = \left(\frac{\partial a}{\partial \ln P}\right)_T \quad (4.14)$$

onde, a partir da equação de Dubinin- Astakhov

$$\left(\frac{\partial a}{\partial \ln P}\right)_T = W_0 \rho_l \exp \left\{ - D [T \ln(P_s/P)]^n \right\} (nD) [T \ln(P_s/P)]^{n-1} T \quad (4.15)$$

De (4.1) obtém-se:

$$\left(\frac{\partial a}{\partial \ln P}\right)_T = b \quad (4.16)$$

com:

$$b = a n D T^n \left(\ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1} \quad (4.17)$$

onde n e D são parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov.

Finalmente, de (4.13) e (4.14) e substituindo-se as Eqs. (4.2) e (4.16) em (4.12):

$$\frac{da}{dt} = b \left[\frac{d \ln P}{dt} - \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} \right] \quad (4.18)$$

Substituindo-se as equações (4.10) e (4.12) em (4.9) e empregando-se os termos condutivos na forma conservativa, reescreve-se a equação da energia como:

$$\left[\rho_1 (C_1 + aC_2) + \frac{b \rho_1 q_{st}^2}{RT^2} \right] \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + b \rho_1 q_{st} \frac{d \ln P}{dt} \quad (4.19)$$

onde C é o calor específico (os índices 1 e 2 referindo-se ao adsorvente e ao sorbato, respectivamente), ρ_1 é a massa específica do adsorvente e k a condutividade térmica do leito adsortivo.

O termo $d \ln P / dt$ pode ser obtido integrando-se a equação (4.18) no volume de controle, isto é:

$$\frac{d}{dt} \iint a(T, P) 2\pi r dr dz = \iint b \left(\frac{d \ln P}{dt} - \frac{q_{st}}{RT^2} \right) 2\pi r dr dz \quad (4.20)$$

o que resulta em:

$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{\frac{d}{dt} \iint a(T, P) r dr dz + \iint b(a, T, P) \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} r dr dz}{\iint b(a, T, P) r dr dz} \quad (4.21)$$

Nas etapas isotérmicas, a primeira parcela do numerador no segundo membro da equação acima é nula, uma vez que a concentração média de metanol no leito adsortivo permanece constante. Nas Eqs. (4.19) e (4.20) por simplicidade omitiram-se os limites de integração.

4.4.2.1 – Condições de Contorno

Para a completa descrição do problema foram consideradas as seguintes condições de contorno:

- Condução de calor na interface placa absorvedora/leito poroso ($r = r_1$):

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1} = h (T_p - T_n) \quad (4.22)$$

onde h é a condutância térmica da interface, T_p a temperatura da placa metálica e T_n a temperatura do leito próxima à parede.

- Interface leito poroso/duto de difusão do sorbato ($r = r_o$), adiabática:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_o} = 0 \quad (4.23)$$

4.5 – Condensador

Realizando-se um balanço de massa e de energia para o condensador obtém-se:

$$m_{con} C_{p,con} \frac{dT_{con}}{dt} = h_{c,con} A_{con} (T_w - T_{con}) + L(T_{con}) \rho_1 \iint \frac{da}{dt} 2\pi r dr dz \quad (4.24)$$

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, L é o calor latente de condensação e T_w é a temperatura da água.

O termo com integrais na equação (4.24) se anula durante as etapas isostéricas e de adsorção (evaporação).

A temperatura da água T_w , por sua vez, é determinada por:

$$m_w C p_w \frac{dT_w}{dt} = h_{c,con} A_{con} (T_{con} - T_w) + (h_v + h_{r,w-c} + h_{r,w-a}) A_s (T_{amb} - T_w) + U_{lb} A_{lb} (T_{amb} - T_w) + H_w h_d A_s (W_{amb} - W_w) + \xi \quad (4.25)$$

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 à temperatura da água e ξ é a energia proveniente da componente difusa da radiação solar que atinge a superfície da água.

Os termos W_{amb} e W_w foram calculados a partir das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar e da pressão atmosférica (ver modelo no Anexo II).

4.6 – Evaporador

Seguindo-se um procedimento análogo ao empregado para o condensador, determinou-se o seguinte:

$$\left[m_{ev} C p_{ev} + (m_2 - \rho_1 \iiint da 2\pi r dr dz) \right] \frac{dT_{ev}}{dt} = h_{c,ev1} A_{ev1} (T_{ag} - T_{ev}) + h_{c,ev2} A_{ev2} (T_{cf} - T_{ev}) - L(T_{ev}) \rho_1 \iiint \frac{da}{dt} 2\pi r dr dz \quad (4.26)$$

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 à temperatura T_{ag} , $h_{c,ev2}$ é o coeficiente de troca de calor por convecção entre o evaporador e o ar da câmara frigorífica à temperatura T_{cf} . A_{ev1} e A_{ev2} são as semi-superfícies do evaporador.

Os termos com integrais na equação acima se anulam durante as etapas isostéricas e de dessorção (condensação).

A temperatura da câmara frigorífica T_{cf} é definida através de:

$$\rho_{cf} V_{cf} C p_{cf} \frac{dT_{cf}}{dt} = h_{c,ev1} A_{ev1} (T_{ev} - T_{cf}) + U_{cf} A_{cf2} (T_{amb} - T_{cf}) \quad (4.27)$$

onde U_{cf} é o coeficiente de transferência de calor global entre o ar da câmara frigorífica e o ar ambiente e A_{cf2} é a área de troca de calor, correspondendo ao invólucro acima da superfície do evaporador.

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

$$m_{ag} C p_{ag} \frac{dT_{ag}}{dt} = h_{ev1} A_{ev1} (T_{ev} - T_{ag}) + U_{ag} A_{cf1} (T_{amb} - T_{ag}) \quad (4.28)$$

Quando $T_{ag} = 0$ tem-se:

$$L_s \frac{dm_g}{dt} = U_{sol} A_{ev1} (T_{ev} - T_{ag}) + U_{ag} A_{cf1} (T_{amb} - T_{ag}) \quad (4.29)$$

onde L_s é o calor latente de solidificação da água, U_{sol} é o coeficiente de transferência de calor de solidificação, U_{ag} é 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} depende 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 dado por (4.28), substituindo-se o coeficiente convectivo h_{ev} pelo coeficiente de transferência de calor gelo/evaporador U_{sol} .

4.7 – Condições Iniciais

São definidas pela temperatura do ar ambiente e pelas propriedades do par adsorvente/sorbato:

$$T(r)|_{t=0} = T_{amb}|_{t=0} = T_{con}|_{t=0} = T_{amb}|_{t=0} \quad (4.30)$$

Resultados da simulação da etapa diurna do ciclo permitiram o levantamento das temperaturas iniciais do evaporador $T_{ev}|_{t=0}$, da câmara frigorífica $T_{cf}|_{t=0}$ e da massa de água a ser congelada $T_{ag}|_{t=0}$. A pressão inicial do leito é o valor correspondente à temperatura inicial e a uma concentração da fase adsorvida de 0,3, sendo calculado através da equação (4.1).

4.8 – Radiação Solar Recebida pela Placa Absorvedora – I_p

É dada pela seguinte relação:

$$I_p = (\tau_{(\theta)} \alpha) I_{dir} + (\tau_{(\theta=60^\circ)} \alpha) I_{dif} \quad (4.31)$$

sendo que o produto da transmitância $\tau_{(\theta)}$ pela absortância α é dado por (DUFFIE e BECKMAN, 1980):

$$(\tau_{(\theta)} \alpha) = 1,01 (\tau_h \tau_v) \alpha \quad (4.32)$$

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 absorvância da superfície absorvedora, τ_h é a transmitância das células do TIM, função de θ , τ_v é a 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.

No Anexo III apresentam-se as equações para cálculo da transmitância das placas de vidro e das células da colméia.

4.9 – Fluxos de Radiação Solar Direta (I_{dir}) e Difusa (I_{dif})

Os dados solarimétricos utilizados correspondem à radiação total diária sobre um plano horizontal (*irradiação global*), referentes a valores médios mensais dos seis meses mais quentes em João Pessoa (Outubro a Março). Simulou-se um dia representativo para cada mês, denominado *dia médio*, dado por KLEIN (1977). Para este dia o valor da irradiação solar fora da atmosfera é o mais próximo de seu valor médio mensal. Destes dados calcularam-se os fluxos horários de radiação solar direta (I_{dir}) e difusa (I_{dif}), através de modelos estabelecidos com base em dados estatísticos, os quais foram elaborados considerando-se o céu totalmente limpo.

A seguir, obtiveram-se funções polinomiais para I_{dir} e I_{dif} (ver Anexo I), o que permitiu o cálculo destas componentes da radiação solar instantaneamente.

A equação seguinte relaciona a irradiação difusa diária H_d e a irradiação global diária H , em regiões próximas ao equador (SUPRATOMO, 1989):

$$\frac{H_d}{H} = 0,8223 + 0,5145 \left(\frac{H}{H_o} \right) - 4,9579 \left(\frac{H}{H_o} \right)^2 + 4,6483 \left(\frac{H}{H_o} \right)^3 \quad (4.33)$$

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

$$H_o = \frac{24 \times 3.600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n_j}{365}\right) \right] \times \left[\cos\phi \cos\delta \sin\omega_s + \frac{2\pi\omega_s}{360} \sin\phi \sin\delta \right] \quad (4.34)$$

onde G_{sc} é a constante solar ($= 1.353 \text{ W/m}^2$), 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) e 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):

$$\frac{I_{dif}}{H_d} = \frac{\pi}{24} \left[\frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega - \left(\frac{2\pi\omega_s}{360}\right) \cos\omega_s} \right] \quad (4.35)$$

onde ω é o ângulo horário, em graus.

Finalmente, para o cálculo de I_{dir} partiu-se da irradiação global horária I ($= I_{dir} + I_{dif}$), dada por (COLLARES-PEREIRA e RABL, 1979):

$$\frac{I}{H} = \frac{\pi}{24} \left\{ \left[(0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60^\circ)) + (0,6609 - 0,4767 \sin(\omega_s - 60^\circ)) \right] \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - (2\pi\omega_s/360) \cos\omega_s} \right\} \quad (4.36)$$

Capítulo 5

METODOLOGIA NUMÉRICA

5.1 – Método Numérico Empregado – Leito Adsorativo

A equação de energia do leito poroso (4.14) foi resolvida empregando-se o método dos Volumes Finitos.

Integrando-se a Eq. (4.14) no tempo e no volume de controle, conforme indicado na Fig. 5.1, obtém-se:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{r_w}^{r_e} \left[\rho_1 (C_1 + aC_2) + \frac{b \rho_1 q_{st}^2}{RT^2} \right] \frac{\partial T}{\partial t} dt r dr = \int_t^{t+\Delta t} \int_{r_w}^{r_e} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) dt r dr + \int_t^{t+\Delta t} \int_{r_w}^{r_e} b \rho_1 q_{st} \frac{d \ln P}{dt} dt r dr \quad (5.1)$$

onde, mais uma vez, C é o calor específico (os índices 1 e 2 referindo-se ao adsorvente e ao sorbato, respectivamente), ρ_1 é a massa específica do adsorvente e k é a condutividade térmica do leito adsorativo.

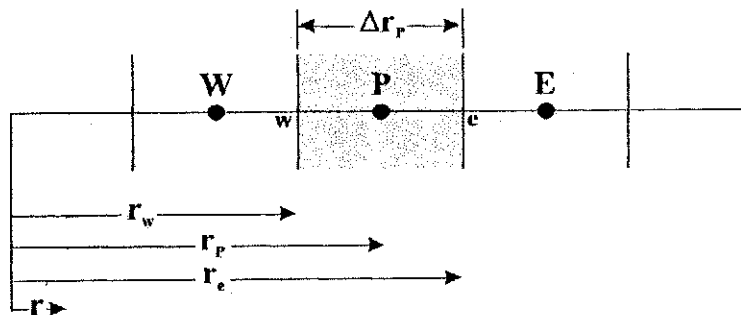


Fig. 5.1 – Volume de controle.

Substituindo-se $t+\Delta t$ por $n+1$ e t por n , a equação para a distribuição de temperatura no leito assume a forma:

$$\left[\rho_l (C_1 + aC_2) + \frac{b\rho_l q_{st}^2}{RT^2} \right]_P^{n+1} (T_P^{n+1} - T_P^n) r_P \Delta r = kr \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_e^{n+1} \Delta t - kr \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_w^{n+1} \Delta t + \left[b\rho_l q_{st} \frac{d \ln P}{dt} \right]_P^{n+1} \Delta t r_P \Delta r \quad (5.2)$$

O termo $d \ln P / dt$, por sua vez, pode ser escrito como:

$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{\frac{d}{dt} \iint a(T, P) r dr dz + \iint b(a, T, P) \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} r dr dz}{\iint b(a, T, P) r dr dz} \approx \frac{\sum_2^{N+1} \frac{a^{n+1} - a^n}{\Delta t} r_i + \sum_{i=2}^{N+1} \left(b \frac{q_{st}}{RT^2} \right)^{n+1} \left(\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) r_i}{\sum_{i=2}^{N+1} b^{n+1} r_i} \quad (5.3)$$

onde N é o número total de volumes.

Durante as etapas isotéricas, o primeiro somatório do numerador no segundo membro de (5.3) é nulo.

Os fluxos difusivos nas faces w e e são avaliados empregando-se aproximação em diferenças centrais. Substituindo-se então as expressões aproximadas dos fluxos difusivos e a Eq. (5.3) na Eq. (5.2), obtém-se a seguinte equação para o cálculo da temperatura no ponto P ,

$$A_p T_P^{n+1} = A_e T_E^{n+1} + A_w T_W^{n+1} + b_p \quad (5.4)$$

onde,

$$\begin{aligned}
 A_w &= \frac{kr_w}{\Delta r_p} \\
 A_e &= \frac{kr_e}{\Delta r_p} \\
 A_p &= A_w + A_e + \left[\rho_1(c_1 + ac_2) + \frac{b\rho_1 q_{st}^2}{RT^2} \right]_p \frac{r_p \Delta r}{\Delta t} \\
 b_p &= \left[\rho_1(c_1 + ac_2) + \frac{b\rho_1 q_{st}^2}{RT^2} \right]_p \frac{r_p \Delta r}{\Delta t} T_p^n + \left(\frac{\sum_{i=2}^{N+1} \left(b \frac{q_{st}}{RT^2} \right)^{n+1} \left(\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) r_i}{\sum_{i=2}^{N+1} b^{n+1} r_i} \right)^{n+1} (b\rho_1 q_{st})^{n+1}
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

5.1.1 – Solução do Sistema Linear de Equações

O sistema linear resultante da discretização da equação de energia do leito poroso foi resolvido empregando-se o método conhecido como algoritmo de Thomas ou TDMA (*TriDiagonal Matrix Algorithm*) (MALISKA, 1995, PATANKAR, 1980).

5.2 – Resolução das Equações Referentes aos Demais Componentes do Sistema

Em cada passo de tempo, as equações relativas aos demais componentes do sistema foram resolvidas através do método de Newton-Raphson. As equações relacionadas ao condensador (Eqs. 4.19 e 4.20) e ao evaporador (Eqs. 4.21 a 4.24) foram resolvidas simultaneamente.

5.3 – Metodologia de Resolução

O processo de resolução se inicia no instante correspondente ao nascer do sol (ponto A na Fig. 3.1), considerando-se o sistema nas condições iniciais descritas no capítulo anterior.

A simulação compreende as 24 horas de cada um dos dias médios dos meses considerados (Outubro a Março), calculando instantaneamente a temperatura e pressão em todos os componentes do sistema, bem como a concentração de metanol no leito adsorativo e os parâmetros ambientes, como temperatura e radiação solar.

Em cada período de 24 horas (correspondente a um ciclo de operação da máquina), itera-se até que se estabeleça a convergência entre os valores admitidos para inicialização do ciclo e os obtidos ao fim do processo.

O procedimento de cálculo adotado está representado nos fluxogramas das figuras 5.3 a 5.5.

5.4 – Malha Empregada

Realizou-se um estudo de refino da malha empregada na discretização do leito adsorativo, executando-se o programa com malhas de 10, 15 e 20 nós. Os ciclos obtidos encontram-se na figura 5.2. A partir dos dados obtidos, adotou-se uma malha de 15 nós.

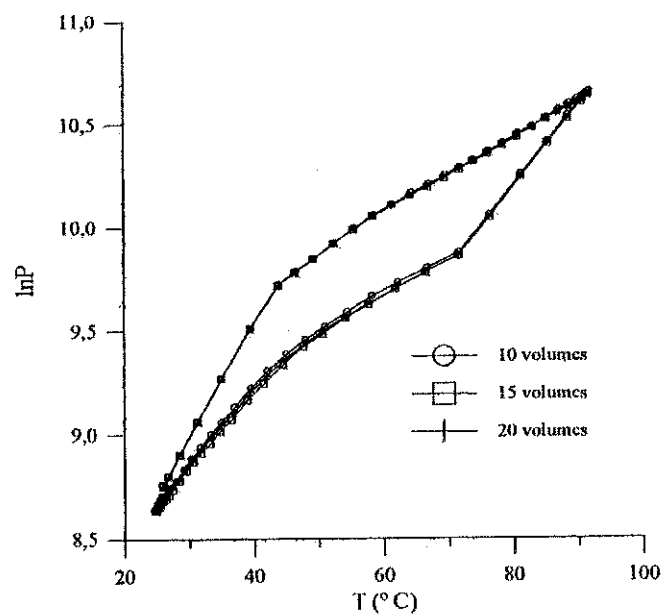


Fig. 5.2 – Estudo do refino da malha empregada na discretização do leito adsorativo.

A partir de um estudo de refino de malha, adotou-se um total de 15 nós.

5.5 – Programa Computacional

A simulação do ciclo de operação do refrigerador é realizada por um programa computacional escrito em C ++. Conforme mencionado anteriormente, este programa simula o comportamento do sistema em um período de 24 horas, a partir de condições meteorológicas locais (no caso, referentes à cidade de João Pessoa), calculando a cada intervalo de 5 segundos (Δt empregado) todos os parâmetros relevantes do ciclo, em cada um dos componentes da máquina.

O programa em questão (denominado “*Adsolver.cpp*”) caracteriza-se por sua estrutura modular. É formado por um programa principal que apenas ordena o processo de resolução do modelo, acionando as diversas sub-rotinas responsáveis por partes específicas da simulação, como o cálculo da temperatura e pressão em cada componente do sistema e a radiação solar captada pela placa absorvedora, entre outras.

A modularização do programa permite que modificações sejam implementadas sem que se torne necessário alterar a estrutura do programa principal, bastando apenas que se modifique ou se adicione uma sub-rotina específica. Outra característica importante do código desenvolvido é que o mesmo foi elaborado de modo a se aproveitar ao máximo os recursos da linguagem C ++ (apontadores entre outros) no que se refere à velocidade de processamento e economia de memória.

A interface com o usuário se estabelece através de uma série de janelas, responsáveis pela entrada de dados (o usuário define por exemplo os meses para simulação), bem como por informar a evolução do sistema ao longo do dia. No Anexo IV apresentam-se as janelas visualizadas durante a execução do programa.

Os resultados são armazenados em arquivos de saída, onde são registrados a temperatura de cada componente, a massa de gelo produzida e os dados referentes ao ciclo (temperatura média do leite \times logaritmo natural da pressão).

Os dados de entrada do programa são as propriedades de cada material ou substância empregada, bem como as dimensões dos elementos construtivos dos componentes da máquina (diâmetro e comprimento da tubulação, por exemplo), além de informações meteorológicas locais (velocidade média do vento, irradiação global diária etc), os quais estão registrados em uma série de arquivos de entrada. Deste modo, o programa serve de suporte para realização de estudos como otimização do projeto do refrigerador ou ainda que se simule o comportamento do sistema em outras localidades, bastando que se forneçam os dados correspondentes. Novamente, não é necessário que o usuário do código modifique sua estrutura interna.

5.5.1 – Fluxograma do programa Adsolver.cpp

Conforme indicado nas figuras (5.3) a (5.5), o programa Adsolver.cpp executa as seguintes instruções:

1. **Apresenta opções ao usuário:** através da interface descrita anteriormente, solicita do usuário que forneça dados como os meses para a simulação;
2. **Calcula parâmetros globais da simulação:** massa metálica dos componentes do sistema (placa absorvedora, condensador e evaporador), bem como os coeficientes de transferência de calor considerados constantes para todos os meses;
3. **Inicia o laço referente aos meses da simulação;**
4. **Calcula parâmetros diários da simulação:** horário do nascer e do pôr do sol, declinação solar, duração do dia, entre outros;
5. **Inicializa sistema:** as variáveis do processo como temperatura e pressão dos componentes são inicializadas de acordo com as condições definidas no capítulo anterior;

6. **Ajuste curva para I_{dir} e I_{dif} :** seguindo-se o procedimento descrito na seção 4.9 e a partir dos dados de irradiação global diária, obtêm-se os coeficientes dos polinômios de segundo grau para I_{dir} e I_{dif} , via método dos quadrados mínimos;
7. **Atualiza ciclo:** estabelece as condições referentes ao ponto A do ciclo (ver figura 3.2);
8. **Inicializa o laço referente ao dia de simulação considerado para cada mês (dia médio de Klein), em função da hora solar;**
9. **Calcula a temperatura ambiente:** a partir da Eq. (4.8);
10. **Calcula a radiação incidente sobre a placa coletora:** utilizando a relação 4.25;
11. **Calcula o campo de temperatura do leito adsortivo;**
 - 11A- **Calcula temperatura da placa absorvedora:** resolve a Eq. (4.7), via método de Newton - Raphson;
 - 11B – **Calcula os coeficientes:** Eq. (5.5);
 - 11C – **Resolve o sistema linear e obtém o campo de temperatura do leito (T):** empregando o método TDMA, calcula a distribuição de temperatura do leito adsortivo;
 - 11D – **Verifica convergência;**
 - 11E – **Calcula pressão do leito:** via Eq. (5.3);
12. **Calcula concentração e temperatura médias do leito;**
13. **Calcula temperatura e pressão no condensador, temperatura da água no condensador:** empregando Newton-Raphson, resolvem-se as equações (4.19) e (4.20). A pressão no condensador corresponde à pressão de saturação do metanol, calculada na temperatura do condensador de acordo com a função fornecida em anexo;
14. **Calcula temperatura e pressão no evaporador, temperatura da água no evaporador e a massa de gelo produzido:** empregando Newton-Raphson, resolvem-se as equações (4.21) a (4.24). A pressão no evaporador corresponde à pressão de saturação do metanol, calculada na temperatura do condensador de acordo com a função fornecida em anexo;

15. **Verifica condensação:** durante o período diurno, verifica-se o início do processo de condensação (ou seja, se a pressão no leito atingiu a pressão de condensação) e em caso afirmativo, se o mesmo terminou (isto é, se o leito atingiu sua temperatura máxima);
16. **Verifica evaporação:** durante o período noturno, verifica-se o início do processo de evaporação (ou seja, se a pressão no leito atingiu a pressão de evaporação) e em caso afirmativo, se o mesmo terminou (isto é, se o leito atingiu sua temperatura mínima);
17. **Imprime resultados:** os quais são armazenados em uma série de arquivos de saída;
18. **Verifica o fim do dia;**
19. **Atualiza sistema.**

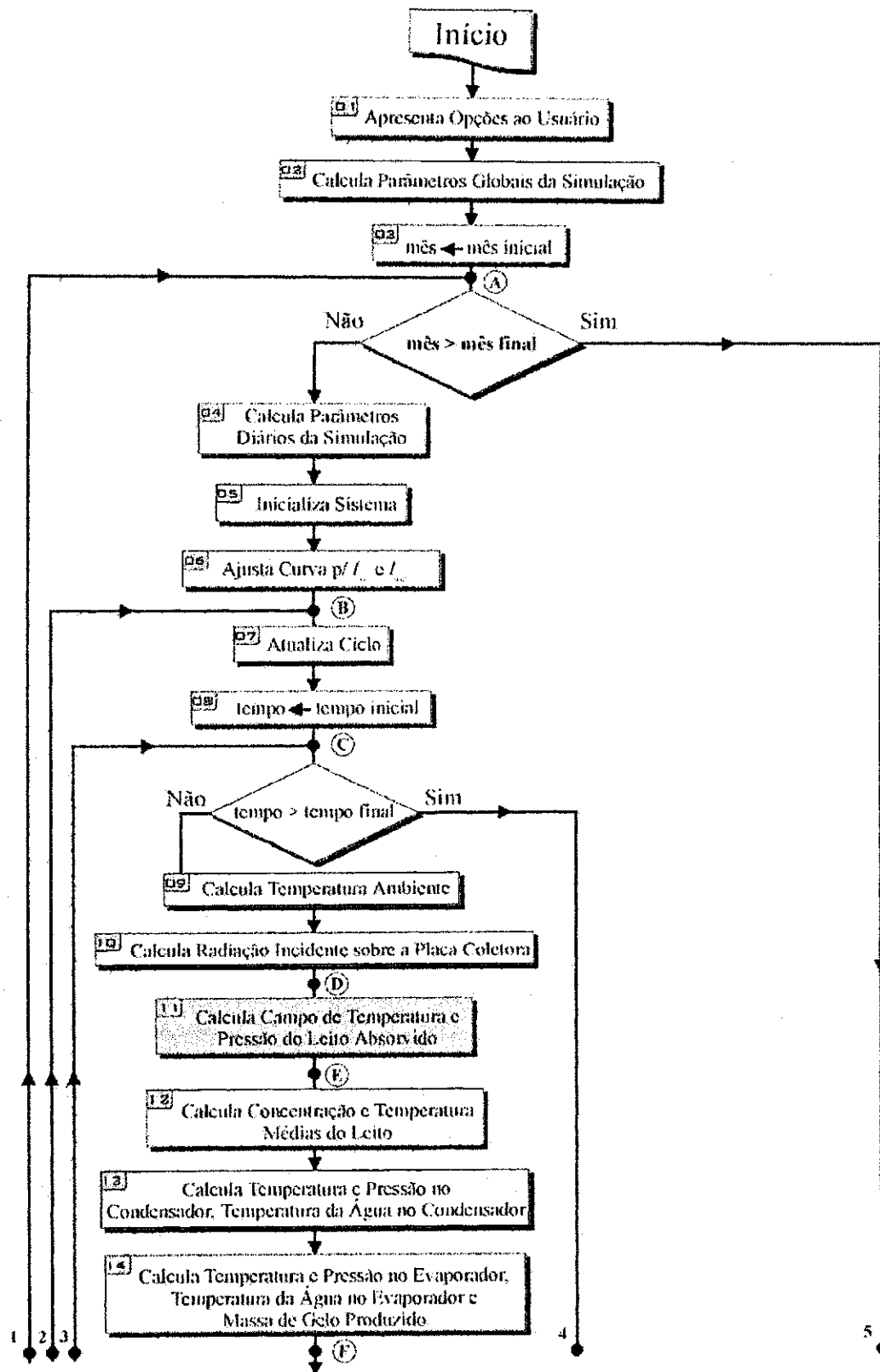


Fig. 5.3 – Fluxograma de Adsolver.cpp.

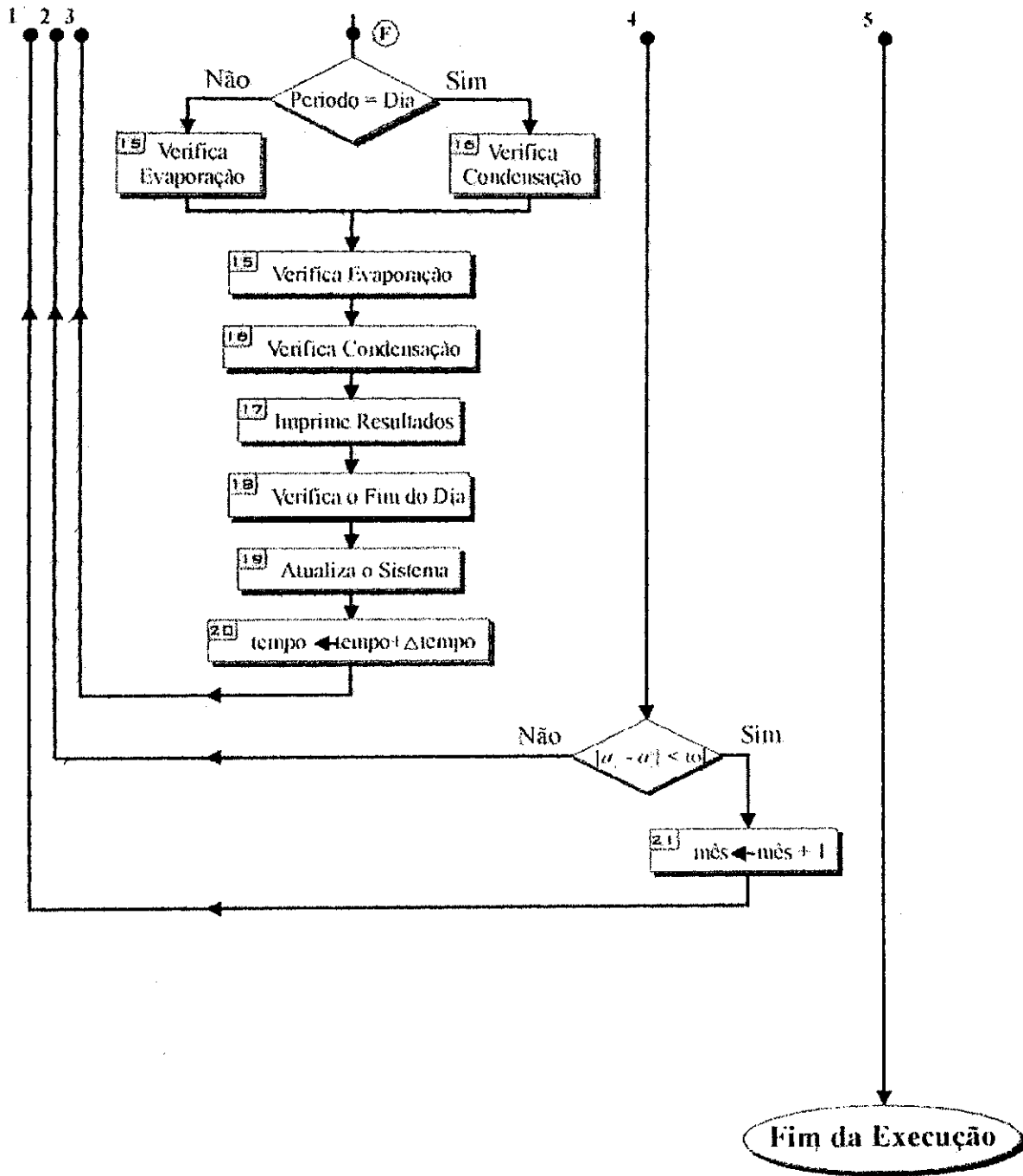


Fig. 5.4 – Fluxograma de Adsolver.cpp (continuação).

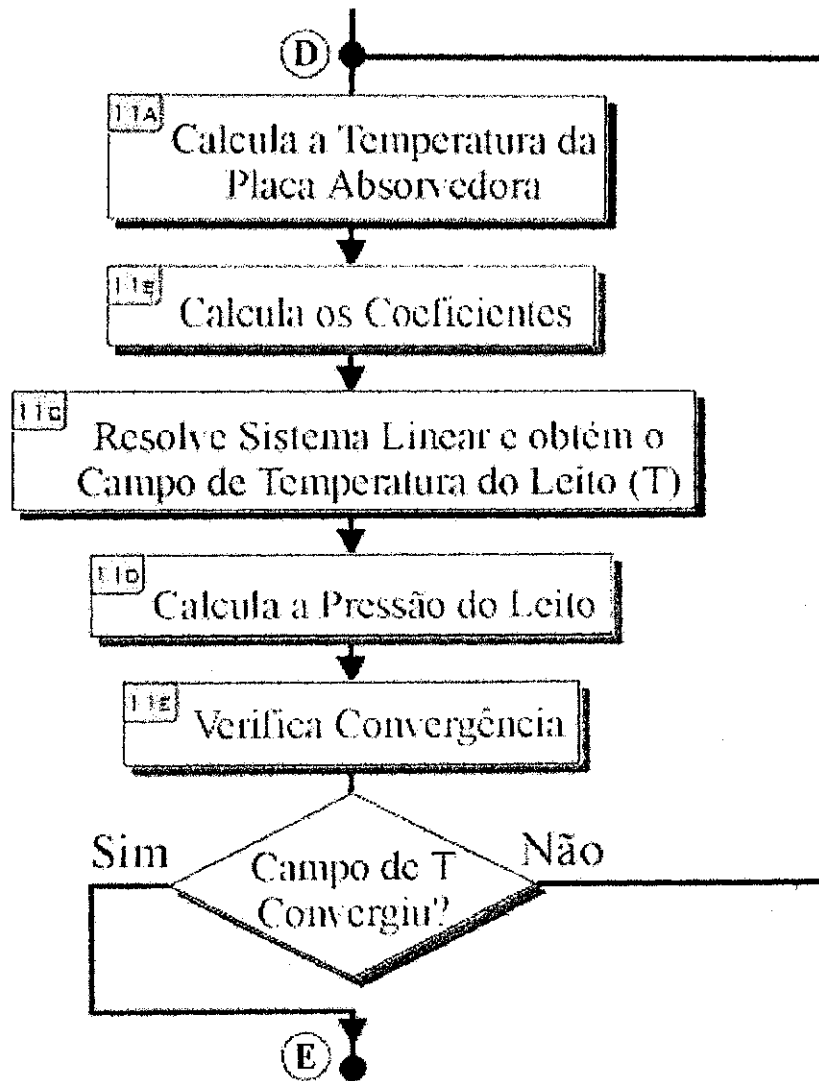


Fig. 5.5 – Fluxograma de Adolver.cpp (detalhamento do passo 11: Calcula Campo de Temperatura e Pressão do Leito Adsorativo).

Capítulo 6

RESULTADOS

6.1 – Características do Sistema

O sistema em estudo é caracterizado pelos seguintes parâmetros:

- Massa de carvão ativado: 20kg;
- Massa de metanol: 6 kg;
- Área de captação solar: 1 m²;
- Inclinação do coletor solar: 9,5° (sul);
- Área de troca do condensador: 0,81 m²;
- Volume de água no condensador: 138 litros;
- Área de troca do evaporador: 1,26 m²;
- Massa de água a ser congelada: 10 kg.

Estas características correspondem às de um protótipo construído na França, através de uma cooperação entre o DEM/LES-UFPB (apoio financeiro do CNPq) e a associação científica francesa ADEV – Adsorption Development, cujo dimensionamento e dados de projeto encontram-se em LEITE e RODRIGUES (1998). Este protótipo deverá ser testado a partir deste ano aqui na Paraíba. Outros dados da máquina utilizados na simulação, como materiais empregados e propriedades dos mesmos, estão descritos no Anexo I.

Os dados meteorológicos de João Pessoa (7° 8' S, 34° 50' W) referentes aos os seis meses mais quentes (Outubro a Março), encontram-se no Anexo III. Para cada mês, considerou-se apenas um único dia (*dia médio de Klein*).

A simulação se inicia com o nascer do sol, cujo tempo é indicado pela hora solar. Considera-se uma cobertura para o coletor solar com vitral duplo, comportando

elementos hexagonais anti-convectivos, denominada cobertura TIM (material isolante transparente).

6.2 – Distribuição de Temperatura no Leito Adsorativo

As figuras 6.1 e 6.2 apresentam a distribuição de temperatura no leito poroso, em diferentes horários, para o período diurno e noturno (mês de Dezembro). A diferença máxima de temperatura registrada durante o dia foi de 5,4 K e, durante a noite, de 6 K, o que resultam gradientes de temperatura de 240 K/m e 267 K/m, respectivamente. Isto demonstra que o modelo da capacidade térmica global é desaconselhado neste caso.

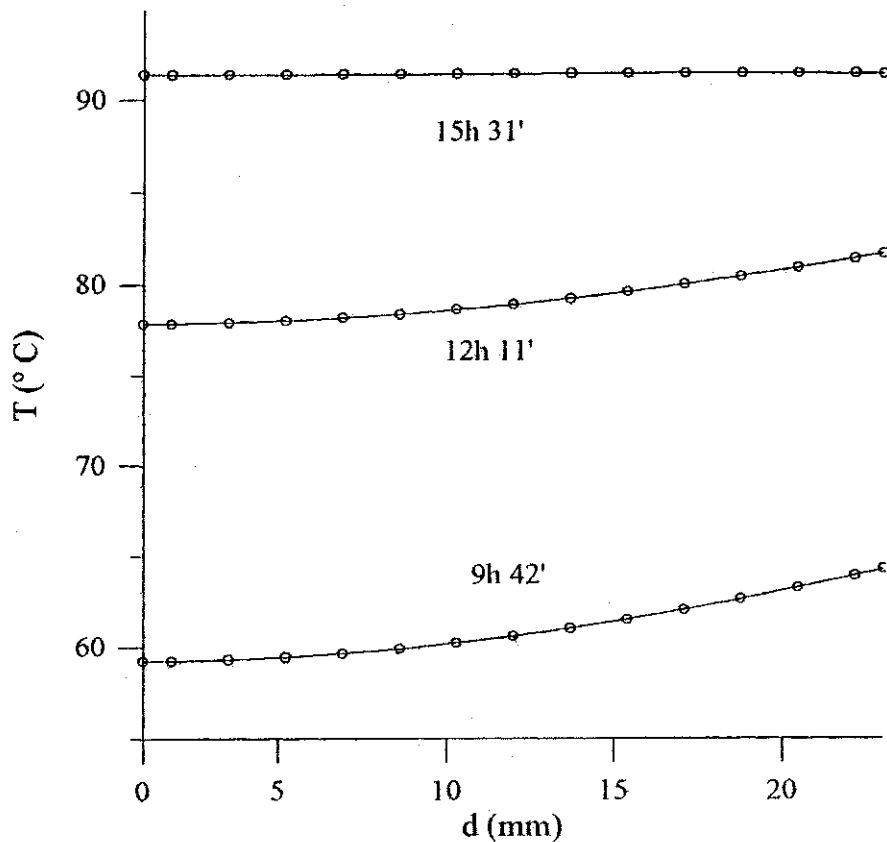


Fig. 6.1 – Variação da temperatura do adsorvente em função da distância radial durante o período diurno (Dezembro).

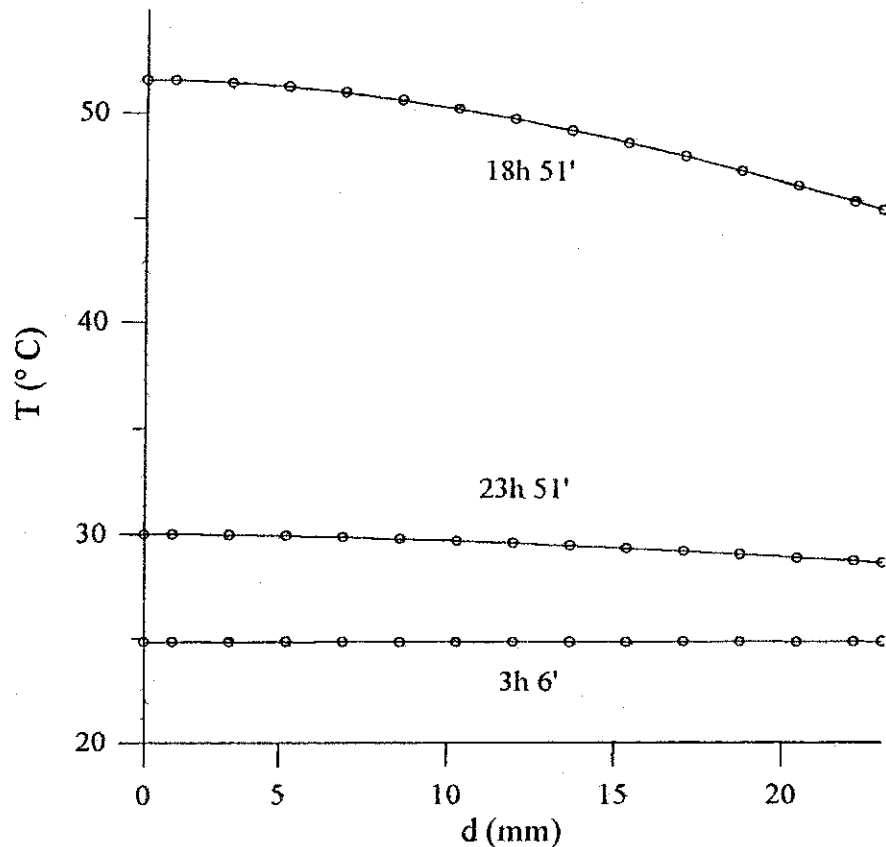


Fig. 6.2 – Variação da temperatura do adsorvente em função da distância radial durante o período noturno (Dezembro).

6.3 – Variação das Temperaturas da Placa Absorvedora, do Adsorvente e do Condensador com o Tempo

Em todos os meses considerados, verificou-se que durante o dia a temperatura da placa absorvedora é sempre superior à do adsorvente. Durante a noite, entretanto, observa-se o inverso, devido à inércia térmica do reator e ao processo exotérmico de adsorção. A figura 6.3 mostra a variação destas temperaturas durante o ciclo, para o mês de Dezembro. As temperaturas máximas atingidas neste mês foram de 92,5 ° C e 90,3 ° C, para a placa e o leito, respectivamente. As temperaturas mínimas obtidas foram de 24,6 ° C para a placa e de 24,7 ° C para o leito, alcançadas no final da noite.

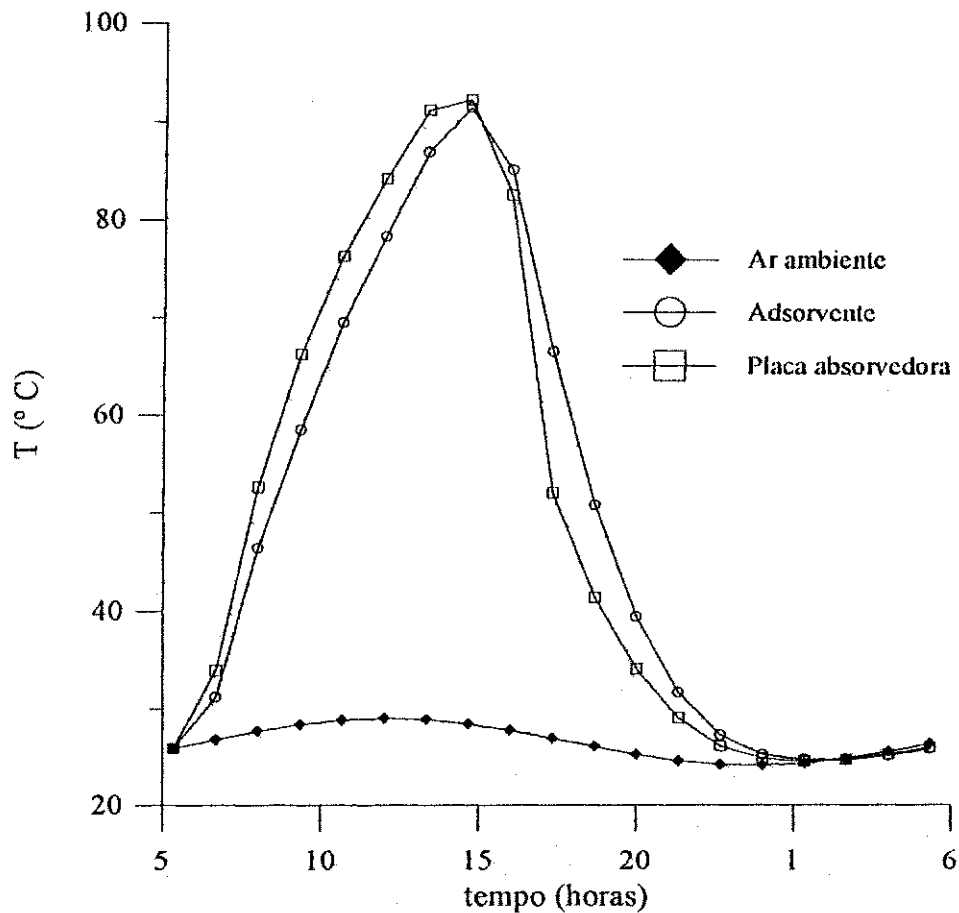


Fig. 6.3 – Variação das temperaturas do ar ambiente, da placa absorvedora e do adsorvente em função do tempo (Dezembro).

A Fig. 6.4 mostra a evolução das temperaturas do ar ambiente e do condensador com o tempo. Pode-se constatar que a temperatura da água do condensador permanece inferior à do ar ambiente durante aproximadamente 4 horas, após o início do ciclo, quando a mesma era cerca de 3 K inferior à ambiente.

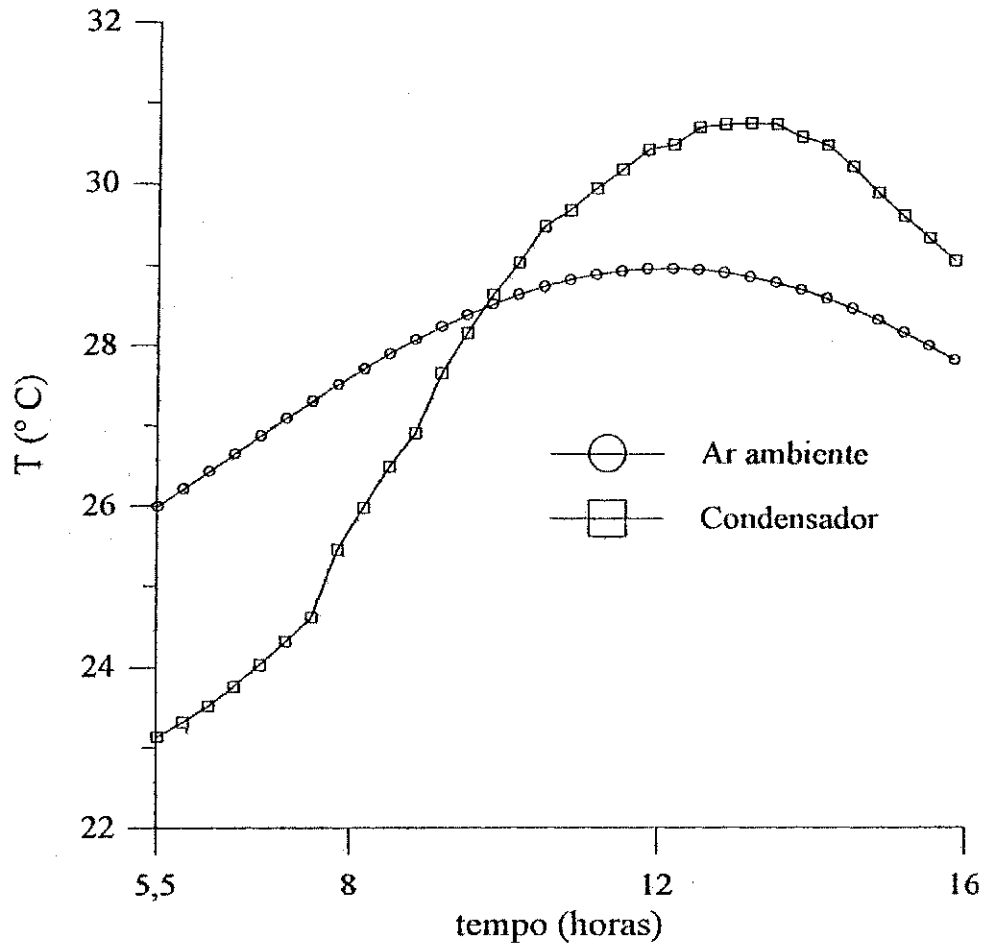


Fig. 6.4 – Variação da temperatura do ar ambiente e do condensador em função do tempo (Dezembro).

6.4 – Massa de Gelo Produzido em Função do Tempo

A Fig. 6.5 mostra que as temperaturas do evaporador e da água a ser congelada são praticamente as mesmas até o início da etapa de resfriamento do reator.

A Tab. 6.1 apresenta a massa de gelo obtida em cada mês. Observa-se que as quantidades mínima (5,43 kg) e máxima (6,17 kg) foram obtidas nos meses de Fevereiro e Dezembro, respectivamente.

As curvas de produção de gelo em função do tempo são mostradas nas figuras 6.6 a 6.11.

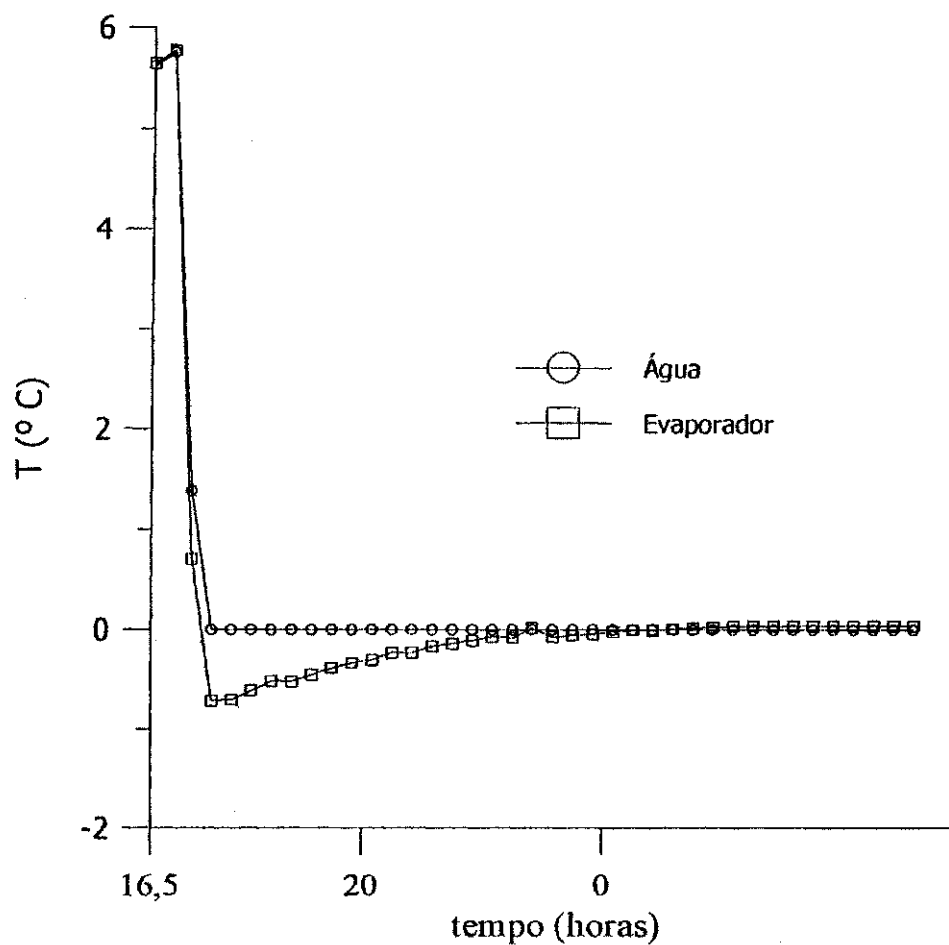


Fig. 6.5 – Variação das temperaturas do evaporador e da água a ser congelada em função do tempo (Dezembro).

Tabela 6.1 – Massas de metanol condensado e de gelo produzido, para cada mês.

Mês	Massa de Metanol Condensado (kg)	Massa de Gelo (kg)		Obtida/Teórica (%)
		Obtida	Teórica	
Outubro	2,50	5,64	8,25	68,4
Novembro	2,78	5,91	9,17	64,4
Dezembro	2,80	6,17	9,24	66,8
Janeiro	2,60	5,74	8,58	66,9
Fevereiro	2,23	5,43	7,36	73,8
Março	2,40	5,47	7,92	69,1

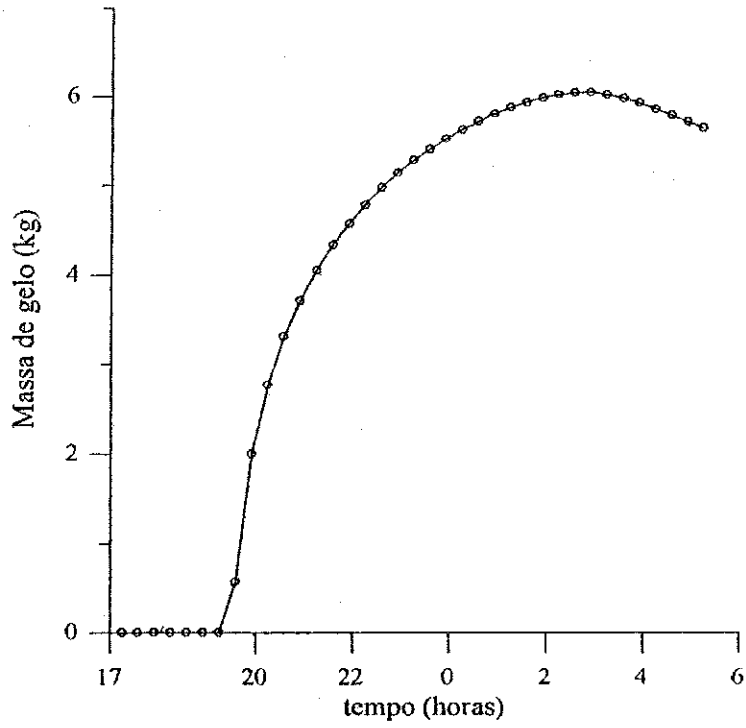


Fig. 6.6 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Outubro).

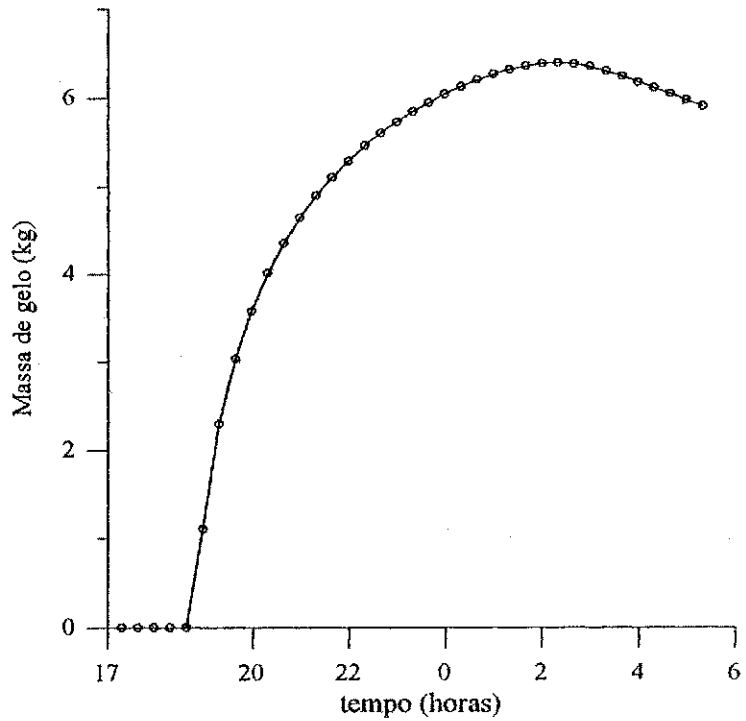


Fig. 6.7 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Novembro).

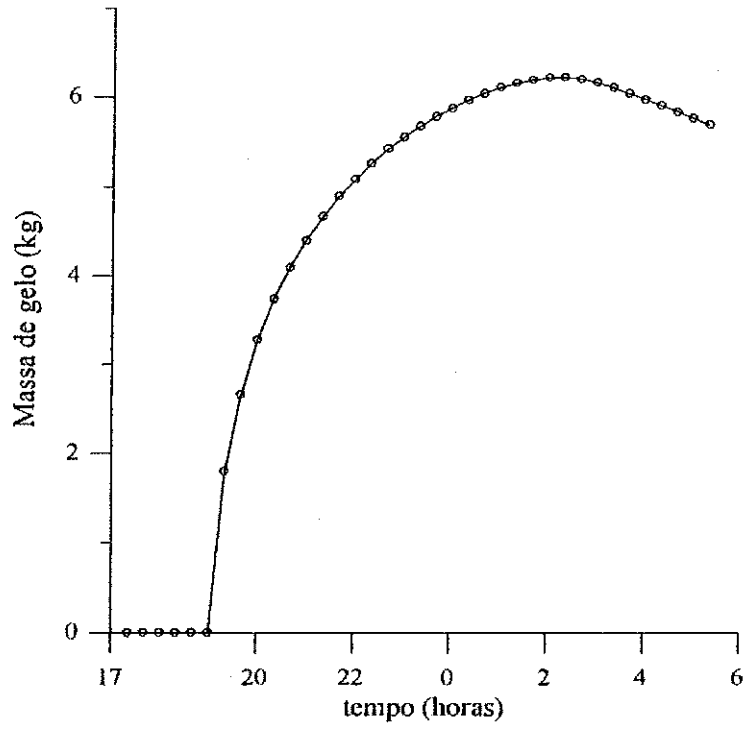


Fig. 6.8 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Dezembro).

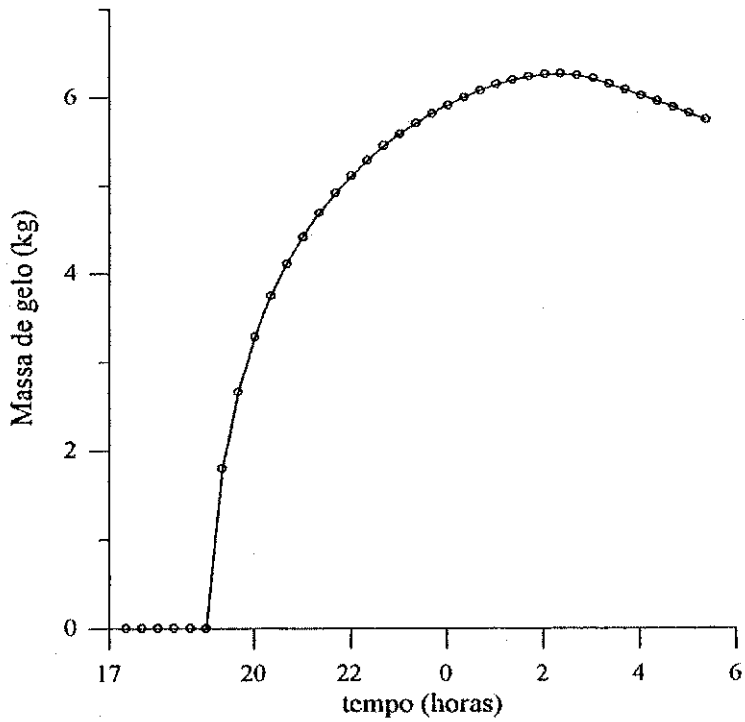


Fig. 6.9 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Janeiro).

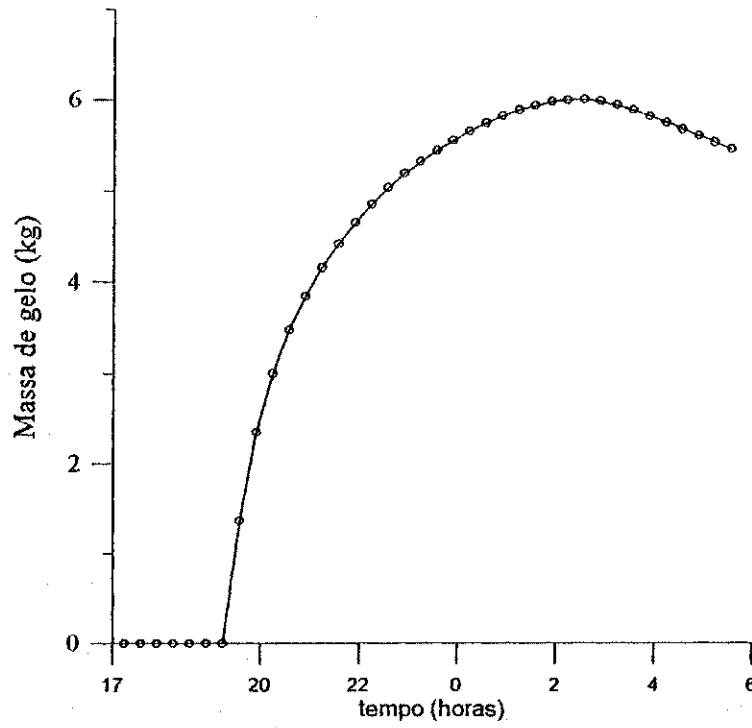


Fig. 6.10 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Fevereiro).

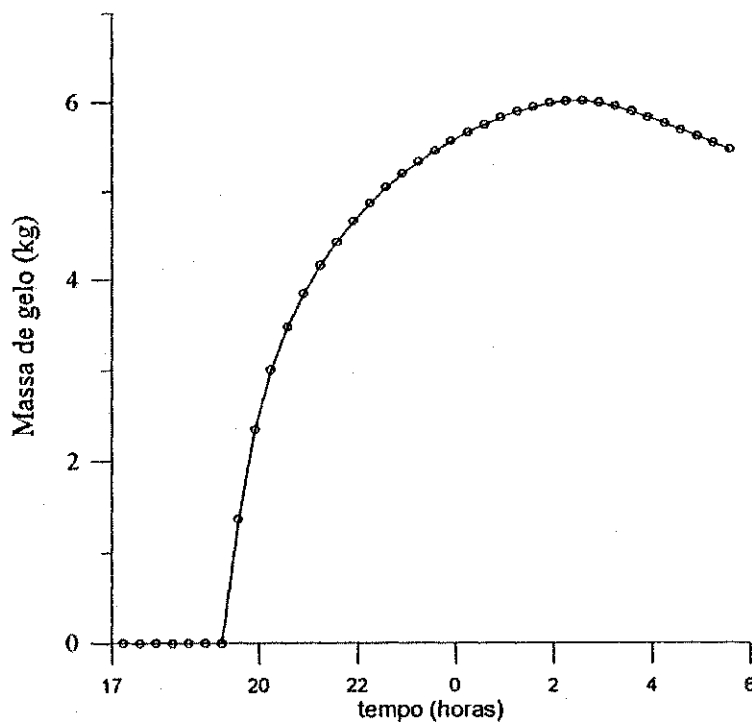


Fig. 6.11 – Variação da produção de gelo em função do tempo (Março).

A espessura da camada de gelo em formação é calculada a cada passo de tempo. A figura 6.12 ilustra a variação desta camada com o tempo, para o mês de Dezembro.

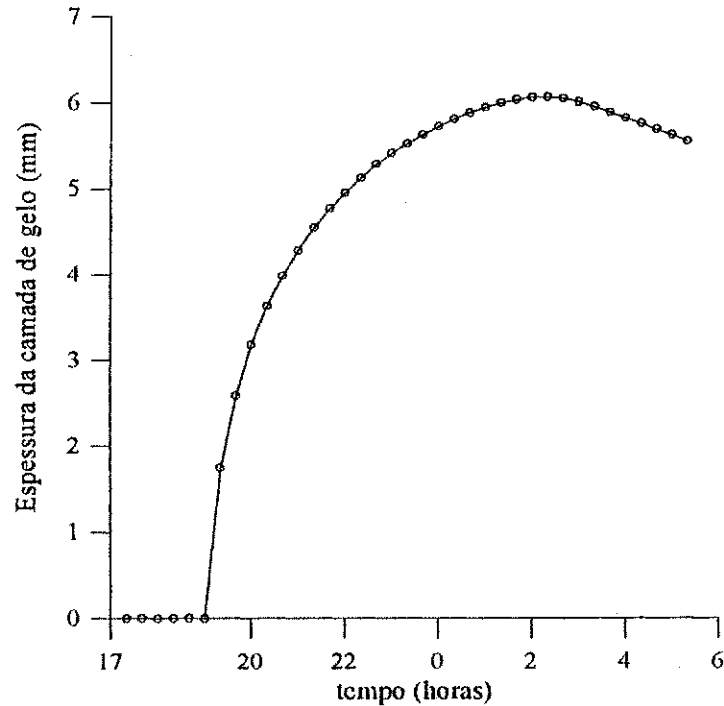


Fig. 6.12 – Variação da espessura da camada de gelo formado em função do tempo (Dezembro).

A fusão de parte da massa de gelo deve-se ao aumento da temperatura ambiente ainda durante a madrugada (ver Fig. 6.3).

6.5 – Ciclo Termodinâmico

As figuras 6.13 a 6.18 apresentam os ciclos termodinâmicos percorridos pelo sistema, para cada mês considerado neste estudo. O início de cada ciclo coincide com o nascer do sol. Os horários indicados no ciclo, identificando o início e o final dos processos, são expressos em hora local, o que corresponde à aproximadamente 50 minutos a menos que a hora solar.

Na tabela 6.2 apresentam-se os desvios obtidos das concentrações médias de metanol adsorvido, durante as etapas isostéricas. O maior desvio observado ocorreu no mês de Dezembro (1,7 % na isóstera referente ao aquecimento do leito e 4,1 % naquela relativa ao processo de resfriamento do leito). O erro percentual foi calculado de acordo com a Eq. (6.1).

$$E = 100 \times \frac{\alpha_m^{A(D)} - \alpha_m^{B(C)}}{\alpha_m^{A(D)}} \quad (6.1)$$

Esta diferença observada entre o processo teórico e aquele obtido numericamente pode ser atribuída à avaliação do termo transiente da equação, como também àquela do termo fonte. O termo transiente da equação do leito está escrito na forma não conservativa e, conforme foi discretizado, contribui tanto para o coeficiente A_p quanto para o b_p , como pode ser observado na Eq. (5.5). Quanto ao termo fonte, o erro pode ser atribuído à sua não linearização, que é extremamente complicada de ser realizada, devido aos somatórios envolvendo a temperatura.

Tabela 6.2 – Erro percentual das concentrações médias de metanol adsorvido (isósteras).

Mês	Erro Percentual (E)	
	Isóstera A-B	Isóstera C-D
Outubro	0,67	2,25
Novembro	1,00	4,14
Dezembro	1,67	4,39
Janeiro	0,67	3,29
Fevereiro	1,33	4,77
Março	1,33	4,08

O desvio dos trechos B-C e D-A em relação às isóbaras do ciclo teórico (Fig. 3.2), decorre do fato das temperaturas do condensador e do evaporador não permanecerem constantes, sendo as mesmas dependentes dos parâmetros ambientais.

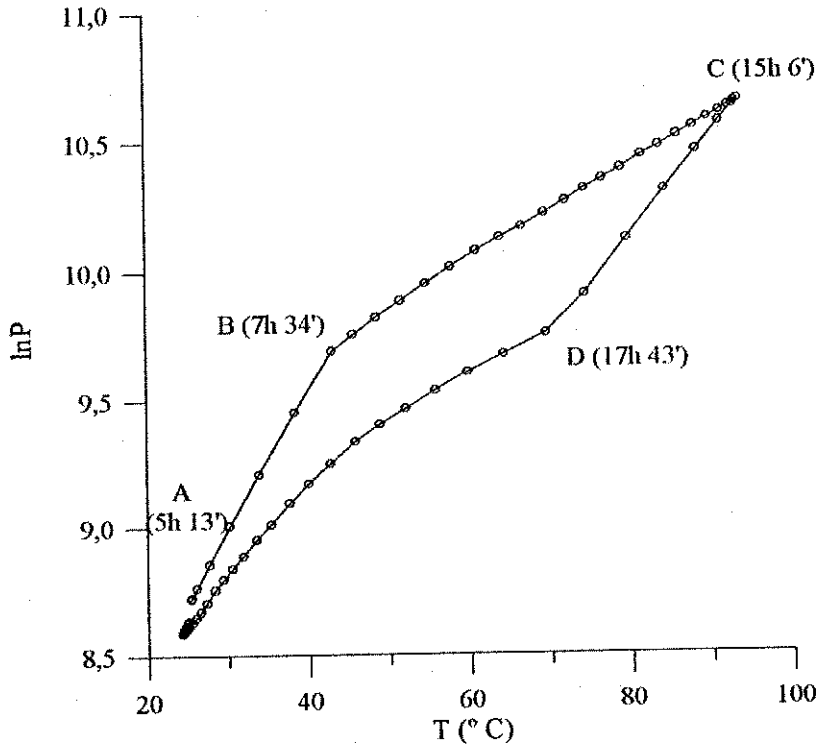


Fig. 6.13 – Ciclo termodinâmico (Outubro).

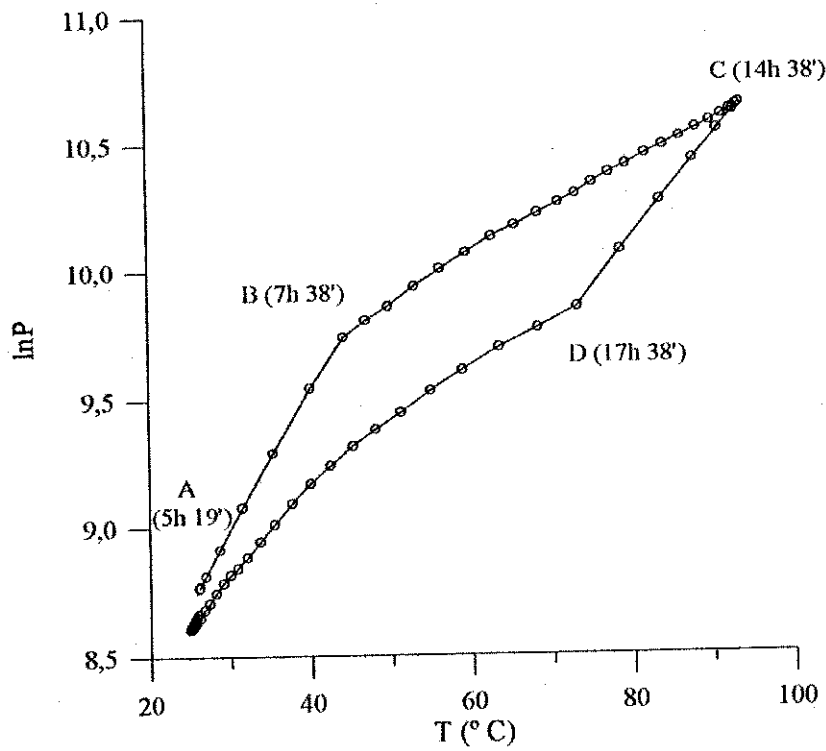


Fig. 6.14 – Ciclo termodinâmico (Novembro).

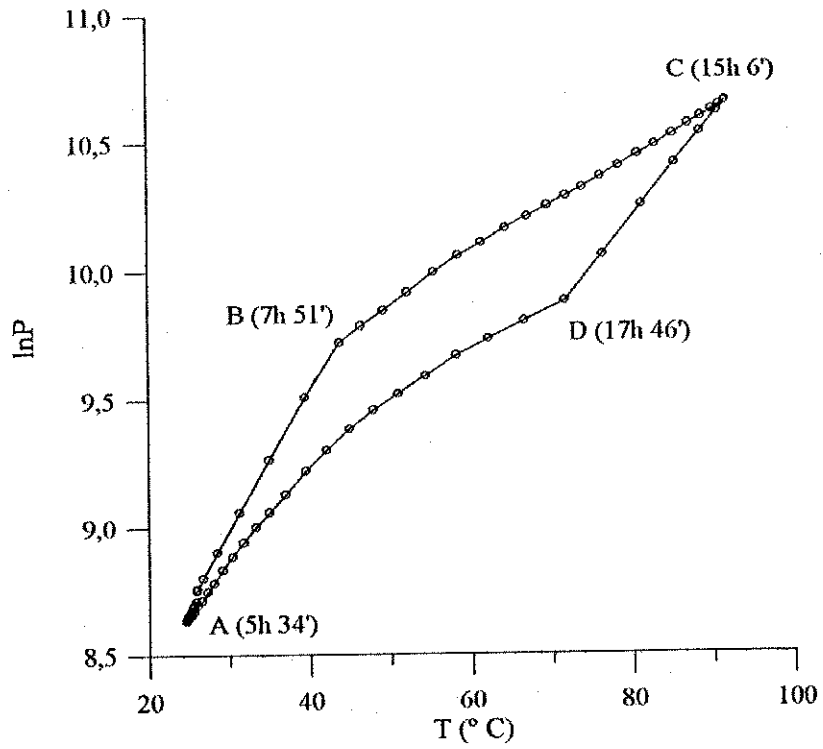


Fig. 6.15 – Ciclo termodinâmico (Dezembro).

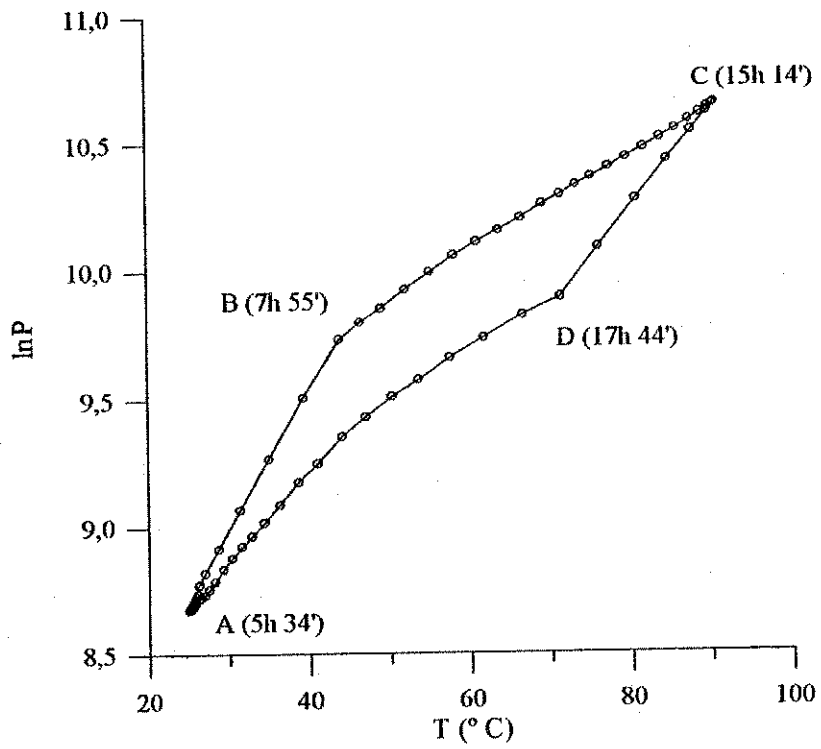


Fig. 6.16 – Ciclo termodinâmico (Janeiro).

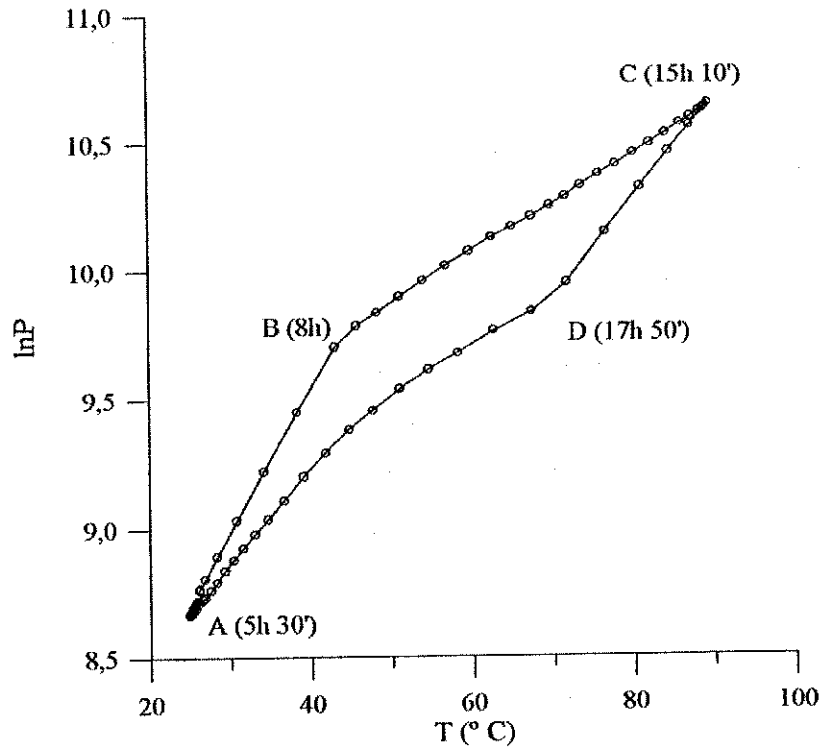


Fig. 6.17 – Ciclo termodinâmico (Fevereiro).

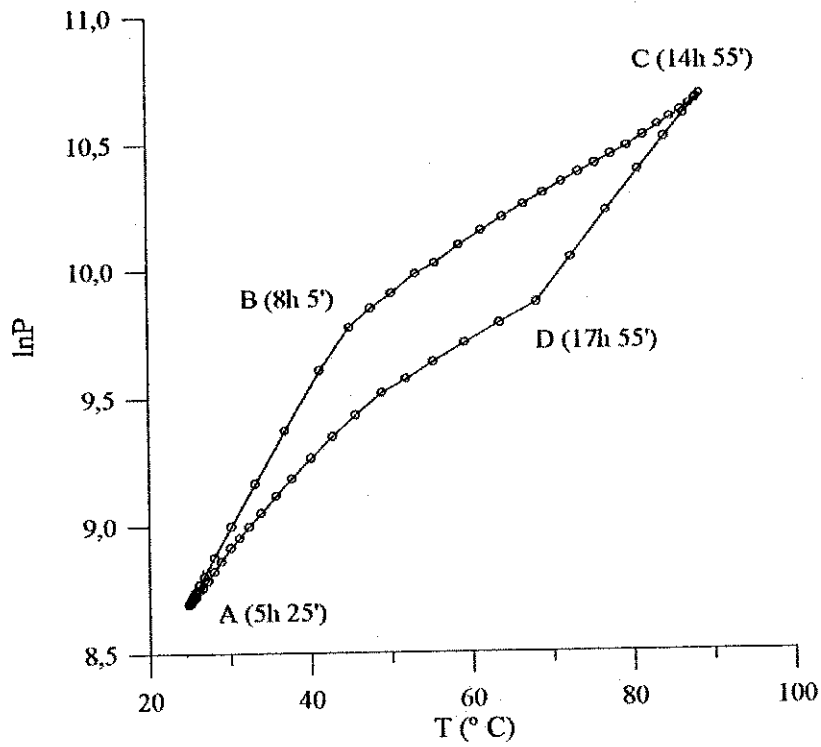


Fig. 6.18 – Ciclo termodinâmico (Março).

6.6 – Resumo dos Resultados e Análise Final

A tabela 6.3 resume os principais dados obtidos na simulação, quais sejam:

- E_{si} : energia solar incidente no plano de captação, por unidade de área;
- η_c : rendimento térmico de conversão solar;
- T_{max} e T_{min} : temperaturas máxima e mínima do leito adsortivo;
- $T_{con(max)}$: temperatura máxima de condensação;
- $T_{ev(min)}$: temperatura mínima de evaporação;
- M_{cond} : massa de metanol condensada durante um ciclo;
- M_{gelo} : massa de gelo produzida;
- COP_s : coeficiente de desempenho solar.

O coeficiente de desempenho solar COP_s é definido como a razão entre o produto da massa de gelo pelo seu calor latente e a energia solar incidente E_{si} . O rendimento térmico de conversão solar η_c é definido como,

$$\eta_c = 1 - \frac{U(T_p - T_{amb})}{I_p} \quad (6.2)$$

onde U é o coeficiente de transferência de calor global entre a placa a absorvedora e o ar ambiente, T_p e T_{amb} são, respectivamente, as temperaturas da placa absorvedora e do ar ambiente e I_p é a energia solar absorvida pela placa.

Tabela 6.3 – Parâmetros típicos do sistema obtidos da simulação.

Mês	E_{si} (MJ/m ²)	η_c (%)	T_{max} (°C)	T_{min} (°C)	$T_{con(max)}$ (°C)	$T_{ev(min)}$ (°C)	M_{cond} (kg)	M_{gelo} (kg)	COP_s
Outubro	22,91	45,6	93,6	24,2	30,1	-1,2	2,50	5,64	0,083
Novembro	22,88	46,6	93,9	24,9	30,8	-1,0	2,78	5,91	0,086
Dezembro	21,40	46,3	91,6	24,7	30,9	-0,9	2,80	6,17	0,096
Janeiro	21,04	45,8	90,8	24,9	30,9	-1,0	2,60	5,74	0,091
Fevereiro	20,71	47,8	89,3	24,8	30,7	-1,1	2,23	5,43	0,101
Março	19,64	45,0	88,6	24,8	30,9	-1,1	2,40	5,47	0,096

Os valores médios do COP_s , e do η_c , calculados para os seis meses considerados, foram de 0,09 e 46,2%, respectivamente.

Devido à diferenças de metodologia de cálculo e características de projeto e operacionais distintas, torna-se impossível uma comparação direta de resultados deste estudo com os de outros trabalhos encontrados na literatura. Entretanto, os resultados globais obtidos são compatíveis com aqueles resultantes de outros trabalhos envolvendo a simulação numérica e testes com protótipos de sistemas semelhantes, utilizando o mesmo par adsorativo. MEDINI et al (1991) obtiveram experimentalmente 4 kg de gelo/dia, com um sistema de 0,8 m² de área de captação solar, cobertura de vidro simples, com um reator de 15 kg de carvão ativado, em um dia com energia solar incidente de 20 MJ/m². Neste caso, o coeficiente de desempenho solar (COP_s) foi de 0,074. Neste sistema, utilizou-se um trocador de calor móvel, alternando sua função, ora como evaporador, ora como condensador, através da sua imersão em um recipiente aberto com água. PONS e GRENIER (1987) obtiveram entre 5,3 e 5,6 kg de gelo/m²dia, com uma máquina comportando 130 kg de carvão ativado, 6 m² de coletor solar e condensadores a ar, com quantidades de energia solar incidente de 19 e 22 MJ/m², respectivamente.

Recentemente, LEITE e DAGUENET (1998) realizaram a simulação numérica de um sistema com características semelhantes ao abordado neste estudo. Eles compararam os desempenhos da máquina durante o mesmo período (Outubro-Março) em João Pessoa, considerando dois tipos de cobertura: placa de vidro simples e TIM. No primeiro caso, as massas de gelo calculadas variaram de 3,4 a 4,7 kg/m²dia, o COP_s médio obtido foi de 0,06 e o valor médio do rendimento térmico de conversão solar (η_c) foi de 41%. No caso da cobertura TIM, a quantidade de gelo obtida foi de 6,7 a 9,9 kg/m²dia, com um COP_s médio de 0,13 e um valor médio de η_c igual a 57%. O trabalho referido acima utilizou a técnica numérica de diferenças finitas e simplificações no cálculo do coeficiente de transferência de calor na solidificação. Foi considerada, neste caso, durante todo o processo de congelamento um valor médio constante para a espessura da camada de gelo, enquanto no atual estudo este parâmetro é avaliado a cada passo de tempo, conforme mostrado na figura 6.12. Além disso, realizou-se uma análise criteriosa sobre a ordem de grandeza da resistência de contato entre a camada de gelo e a superfície do evaporador, conforme consta do Anexo II. As discrepâncias verificadas entre os resultados do presente

trabalho e aquele realizado por LEITE e DAGUENET, op. cit., residem principalmente na determinação das isósteras, tanto no processo de regeneração do leito, quanto durante o seu resfriamento, bem como na evolução dos processos de dessorção e de adsorção.

Capítulo 7

CONCLUSÃO

Um modelo matemático e um código de cálculo foram elaborados, para simular globalmente o comportamento de um refrigerador solar adsortivo destinado à fabricação de gelo, em função de dados meteorológicos locais.

Os ciclos levantados para cada um dos meses considerados apresentaram pequenos desvios nas isósteras, em relação ao teoricamente esperado, tanto no processo de aquecimento, quanto no processo de resfriamento do reator. A diferença entre os desvio máximo na isóstera da etapa de regeneração e aquele correspondente à isóstera de menor concentração deve-se aos respectivos níveis de temperatura do reator.

Os resultados obtidos demonstraram que, através do sistema proposto, é possível obter quantidades de gelo variando de aproximadamente 5 a 6 kg/m²dia, durante os seis meses mais quentes em João Pessoa, com quantidades de energia solar incidente de 20 a 23 MJ/m². O coeficiente de desempenho solar (COP_s) médio, calculado para o semestre considerado foi de 0,09. A incorporação de uma cobertura com material isolante transparente (TIM) no componente coletor solar/reator proporcionou rendimentos térmicos cerca de 15% superior àqueles obtidos numericamente e experimentalmente com refrigeradores adsortivos semelhantes, empregando uma cobertura simples. Já o COP_s médio foi 50% maior do que aquele obtido numericamente para um sistema similar de cobertura simples.

Os desempenhos teóricos alcançados indicam várias aplicações deste tipo de refrigerador nesta região, especialmente para a conservação de alimentos e de vacinas em áreas remotas com grande incidência de radiação solar.

A seguir, são indicados alguns tópicos relevantes que devem ser considerados em futuros trabalhos:

- 1) Realização de testes de campo, visando o aprimoramento do modelo, bem como a otimização do protótipo;
- 2) Estudo da transferência de calor bidimensional no leito adsorvente, considerando que o fluxo solar incide somente na parte superior do reator;
- 3) Estudos localizados da convecção natural e forçada através do espaço entre o reator e a placa de vidro suporte da cobertura TIM;
- 4) Avaliação do coeficiente de transferência de calor durante o processo de solidificação da água.

Anexo I

DADOS METEOROLÓGICOS, DIA MÉDIO, TEMPO SOLAR E DURAÇÃO DO PERÍODO DIURNO

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

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

Mês	$I_{dir} = a_0 + a_1 t_s + a_2 t_s^2$					
	$I_{dif} = b_0 + b_1 t_s + b_2 t_s^2$					
	a_0	a_1	a_2	b_0	b_1	b_2
Outubro	-1963,5	419,2	-17,5	-922,1	356,9	-0,33
Novembro	-2054,6	435,5	-18,2	-970,9	355,1	-0,25
Dezembro	-1917,3	404,8	-16,9	-981,6	344,8	-0,17
Janeiro	-1837,6	388,6	-16,2	-978,1	335,9	-0,47
Fevereiro	-1708,6	363,4	-15,1	-945,9	367,5	-0,23
Março	-1509,5	323,5	-13,5	-879,7	356,4	-0,64

t_s = tempo solar verdadeiro

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

Mês	Outubro	Novembro	Dezembro	Janeiro	Fevereiro	Março
j	15	14	10	17	16	16
n _j	273	318	344	17	47	75
δ	-9,6°	-18,9°	-23,0°	-20,9°	-13,0°	-2,4°

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

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

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

onde:

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

e:

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

O ângulo horário ω (em graus) é dado por:

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

I.3 – Duração do período diurno (D_j)

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

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

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

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

Etapa diurna: o coeficiente global de perda de calor U_t , é determinado através da seguinte correlação, obtida experimentalmente por ROMMEL e WAGNER, op. cit.:

$$U_t = 1,14 + 0,011\Delta T$$

onde U_t é dado em W/m^2K , 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 (figura II.1). O coeficiente de transferência de calor por convecção h_v é calculado pela seguinte correlação, válida para $Re > 2.200$ (KREIDER e KREITH, 1981):

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

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

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

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.

Considerando-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_c a seguinte relação simplificada, válida para escoamento turbulento:

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

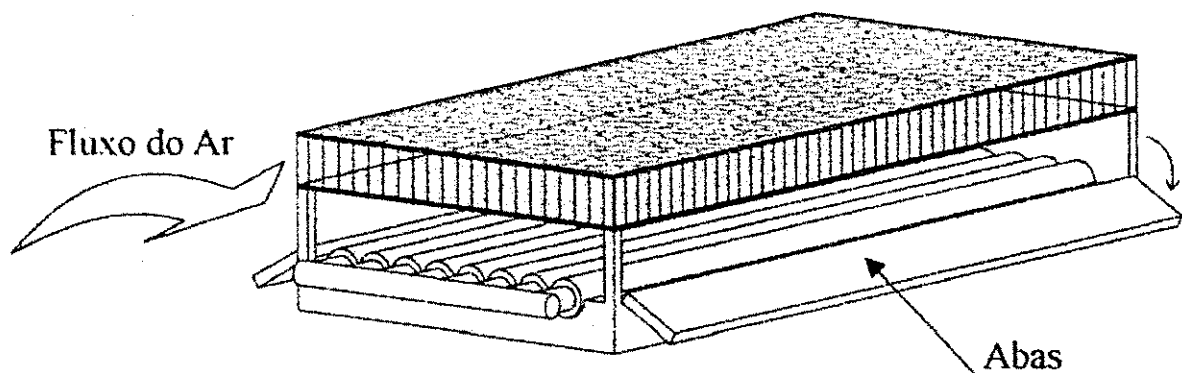


Fig. II.1 – Escoamento do ar através do reator (período noturno).

II.2 – Coeficiente de Transferência de Calor por Radiação entre o Vidro e a Placa Absorvedora, $h_{r,v-p}$

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

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:

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

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 paralelos inclinados de 7° em relação à horizontal, de 50 mm de diâmetro e 80 cm de comprimento, conforme é mostrado na figura 3.5.

O coeficiente convectivo no condensador $h_{c,con}$, é determinado a partir da seguinte correlação (MORGAN, 1975):

$$Nu_m = 0,125 Ra_D^{1/3} \quad \text{para } 10^7 < Ra_D < 10^{12}$$

onde o número Ra_D é calculado baseado no diâmetro do tubo.

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

$$h_{c,con} = 355,44 (\Delta T)^{1/3}$$

II.6 – Coeficiente de Transferência de Calor por Radiação entre a Superfície Livre da Água e o Céu, $h_{r,w-c}$, e entre a Água 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_o 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 é um conjunto de dez tubos paralelos horizontais de 78 mm de diâmetro e 1 m de comprimento (Fig. 3.6).

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, $h_{c,ev2}$, emprega-se a mesma correlação utilizada para o cálculo de $h_{c,con}$, para temperaturas entre -5°C e $+9^{\circ}\text{C}$, obtendo-se a seguinte expressão simplificada:

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

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

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 da camada de gelo (calculada a cada passo de tempo), 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 ($1/h_{ct}$) desempenha um papel fundamental no processo de formação de gelo no evaporador. Entretanto, dados precisos da magnitude deste parâmetro não estão

disponíveis na literatura, de modo que se adotou o valor 10^{-4} , baseado no seguinte argumento.

Em princípio, pode-se admitir que as superfícies da camada de gelo em formação e do tubo do evaporador estão em contato íntimo, uma vez que, até que se inicie o congelamento, a água preenche todas as irregularidades da parede do tubo. Além disso, o gelo sofre uma expansão volumétrica quando se forma, o que concorreria para promover um melhor contato entre ambos. Outro fator que favorece esta conclusão é a dificuldade encontrada para se retirar o gelo, o qual adere fortemente à tubulação do evaporador. A figura 2 ilustra o processo de formação de gelo.

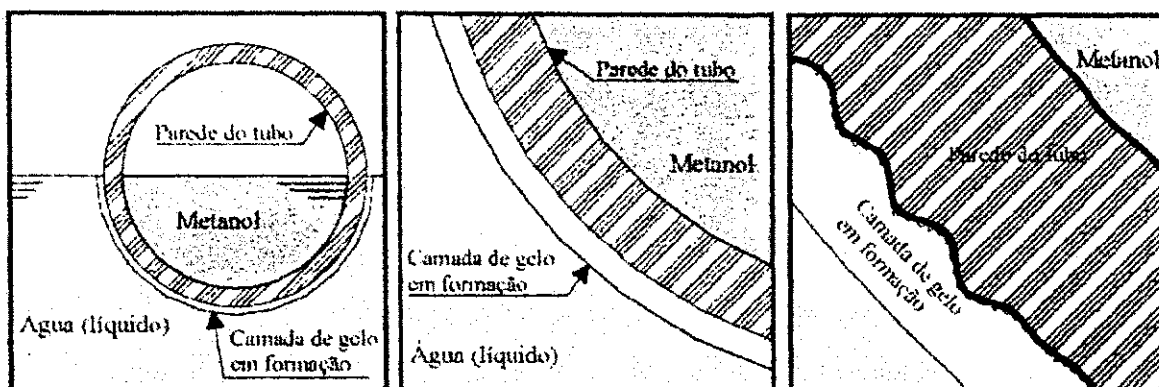


Fig. II.2 – Ilustração do processo de formação de gelo no evaporador.

Mesmo que se leve em consideração o efeito da cristalização, pode-se admitir que a ordem de grandeza da resistência de contato gelo/metal é bastante pequena. De acordo com BARDON (1998), distinguem-se três situações no estudo das resistências térmicas de contato, onde a ordem de magnitude dos valores destas resistências varia de 10^{-3} a 10^{-4} m^2/kW (para sólidos não metálicos ou metálicos de superfície ondulada), de 10^{-4} a 10^{-5} (para metais de superfície plana com apenas micro-rugosidades) e de 10^{-5} a 10^{-6} (para sólidos em contato íntimo, como metais soldados). Observa-se então que, mesmo em situações de contato ruim, a resistência não é superior à 10^{-3} .

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 paredes da câmara frigorífica. O coeficiente U_{ag} é expresso, então, por:

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

Coeficiente U_{cf} :

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

onde 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):

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

e $h_{c,cf}$ é o coeficiente de transferência convectiva entre o ar da câmara e as paredes internas.

Anexo III

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

III.1 – Parâmetros da Equação de Dubinin-Astakhov (PONS e GRENIER, op. cit.)

- Capacidade máxima de adsorção, $W_o = 0,425 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ adsorvente;
- Coeficiente de afinidade, $D = 5,02 \cdot 10^{-7}$;
- Parâmetro característico, $n = 2,15$.

III.2 – Propriedades Termofísicas

III.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, $Cp_l = 920 \text{ J/kgK}$;
- Massa específica (densidade aparente), $\rho_l = 420 \text{ kg/m}^3$.

III.2.2 – Metanol

- Calor específico a pressão constante do líquido,
 $C_{p_2} = 2.507 \text{ J/kgK}$;
- 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 , [Pa]:

$$\ln P_s = 22,185 - 2.312,83 \left(\frac{1}{T} \right) - 566.896 \left(\frac{1}{T} \right)^2 + 4,419 \cdot 10^7 \left(\frac{1}{T} \right)^3 \quad (T \text{ em Kelvin})$$

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

$$\rho_2 = 1283,315 - 3,3388T + 8,65165 \cdot 10^{-3} T^2 - 1,01655 \cdot 10^{-5} T^3 \quad (T \text{ em Kelvin})$$

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

$$L = 643,984 + 4,74188T - 10,1045 \cdot 10^{-3} T^2 + 11,2826 \cdot 10^{-6} T^3 \quad (T \text{ em Kelvin})$$

III.2.3 – Água

- Calor específico a pressão constante, $C_{p_w} (30^\circ\text{C}) = 4.180 \text{ J/kgK}$
 $C_{p_{ag}} (0^\circ\text{C}) = 4.218 \text{ J/kgK}$;
- Entalpia específica do vapor saturado, $H_w (30^\circ\text{C}) = 2.556 \text{ kJ/kg}$;
- Calor latente de solidificação, $L_s (0^\circ\text{C}) = 334 \text{ kJ/kg}$;

- Condutividade térmica, $k_{\text{gelo}} (0^{\circ}\text{C}) = 2,26 \text{ W/mK}$;
- Massa específica, $\rho_w [\text{kg/m}^3]$:

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

III.2.4 – Aço Inoxidável (Placa Absorvedora, Condensador e Evaporador)

- Calor específico, $Cp_p = 383 \text{ J/kgK}$;
- Massa específica, $\rho_p = 7900 \text{ kg/m}^3$;
- Condutividade térmica, $k_p = 20 \text{ W/mK}$.

III.2.5 – Vidro

- Calor específico, $Cp_v = 800 \text{ J/kgK}$;
- Massa específica, $\rho_v = 2.515 \text{ kg/m}^3$.

III.2.6 – Poliestireno Expandido

- Condutividade térmica, $k_i = 0,0346 \text{ W/mK}$;
- Massa específica, $\rho_i = 16 \text{ kg/m}^3$.

III.3 – Propriedades Radiativas

III.3.1 – Emitância

- Superfície absorvedora (ROMMEL e WAGNER, op. cit.), $\varepsilon_p = 0,12$ ($\alpha = 0,91$);
- Placa de vidro (DUFFIE e BECKMAN, op. cit.), $\varepsilon_v = 0,85$;
- Água (HOTTEL e SAROFIM, 1967), $\varepsilon_w = 0,95$.

III.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:

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

onde:

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

e δ é a declinação solar (negativa 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 e ω é o ângulo horário (negativo pela manhã, zero ao meio-dia solar e positivo à tarde).

O ângulo de inclinação do coletor solar θ 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 ($7^\circ 8' \text{S}$, $34^\circ 50' \text{WG}$), com $\delta = 16,7^\circ$, tem-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:

$$\tau_v = \frac{\tau_a}{2} \left[\frac{1 - r_1}{1 + (2N - 1)r_1} + \frac{1 - r_{II}}{1 + (2N - 1)r_{II}} \right]$$

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

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

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 a cobertura TIM (2 placas limitando o "honeycomb"), $N = 2$.

Transmitância do honeycomb τ_h TIM (HOLLANDS, 1978): é calculada 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 IV

INTERFACE DO PROGRAMA ADSOLVER.CPP

IV.1 - Apresentação das Opções de Simulação ao Usuário

Programa Adsolver 1.0

1) Seleccione os meses para simulação (de Outubro a Março)

R:

2) Seleccione o modelo (1 : Unidimensional; 2 : Bidimensional)

R:

3) Deseja acompanhar a simulação na tela (1 - SIM; 2 - NAO)

R:

LCB/DEM/ICPA/engenh@u

Fig. IV.1 – Tela inicial.

IV.2 – Visualização da Evolução do Ciclo

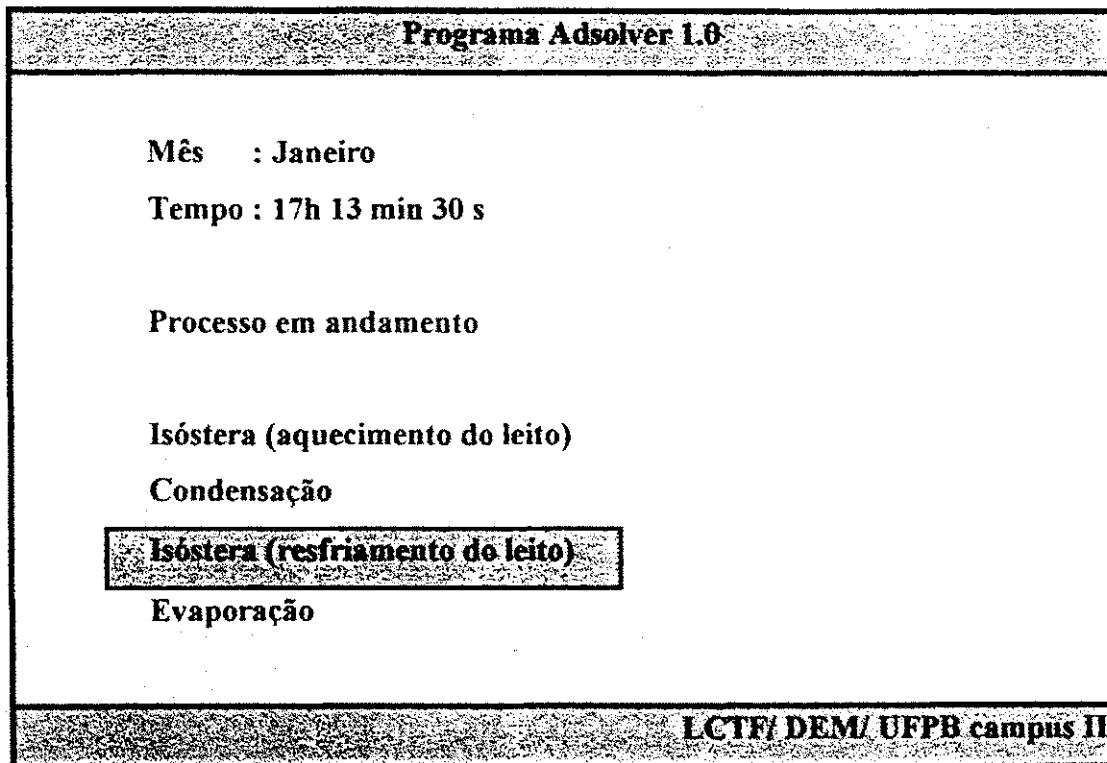


Fig. IV.2 – Tela apresentada durante a simulação do ciclo.

BIBLIOGRAFIA

BARDON, J.P. **Heat transfer at solid-solid interface: basic phenomenon, recent works.** Proc. Eutherm, No. 4, Nancy, 28-30 june, pp. 40-74, 1998

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. **Adsorbeur 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.

CALLEN, H. B., **Thermodynamics and an introduction to thermostatistics**, John Willey and Sons, 1985.

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.

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.

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

ESPÍNOLA, J. **Simulação numérica de um refrigerador alternativo usando adsorção sólida**. UFPB, 1997, p. 106. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 1997.

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.

GUILLEMINOT, J. J., MEUNIER, M. and MISCHLER, B., Etude de Cycles Intermittents à Adsorption Solide pour la Réfrigération Solaire, **Revue de Physique Appliquée**, Paris, France, Vol. 15, pp. 441-452, 1980.

GUILLEMINOT, J.J., POYELLE, F., MEUNIER, F., Ab et Adsorption, Alternative aux CFC? La Climatisation par Adsorption. *Revue Général du Froid*, pp. 34-39, 1995.

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

KARAGIOGAS, 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 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., Thermodynamic Analysis and Modeling of an Adsorption-Cycle System for Refrigeration from Low-Grade Energy Sources, *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas* Vol. 20, N° 3, pp. 301-324, 1998.

LEITE, A.P.F., DAGUENET, M. Simulation of a new adsorptive solar ice maker using activated carbon-metanol pair. *International Journal of Ambient Energy*, Vol. 19, N° 2, pp. 59-68, 1998.

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.

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.

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.