UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
DEPARTAMENTO DE EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE PRODUÇÃO
PROGRAMA DE MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARIA ELIENEIDE ARAÚJO

# VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM RESFRIADOR DE ÁGUA OPERANDO EM CICLO DE ADSORÇÃO COM AQUECIMENTO SOLAR INDIRETO

FORTALEZA
2009

MARIA ELIENEIDE ARAÚJO

# VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM RESFRIADOR DE ÁGUA OPERANDO EM CICLO DE ADSORÇÃO COM AQUECIMENTO SOLAR INDIRETO

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis

Orientadora: Profa. Dra. Maria Eugênia Vieira da Silva

FORTALEZA

2009

MARIA ELIENEIDE ARAÚJO

# VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM RESFRIADOR DE ÁGUA OPERANDO EM CICLO DE ADSORÇÃO COM AQUECIMENTO SOLAR INDIRETO

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Área de concentração em Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Aprovada em ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

_____

Profa. Dra. Maria Eugenia Vieira da Silva (Orientadora)
Universidade Federal do Ceará

_____

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
Universidade Federal do Ceará

_____

Prof. Dr. Hugo Leonardo de Brito Buarque
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará

À minha mãe pelas felizes lembranças que guardo de sua imensa ternura e ao meu pai por suas demonstrações de força para o trabalho, ambos "*in memoriam*".

## AGRADECIMENTOS

Às dádivas de Deus, nosso pai eterno.

À minha orientadora Maria Eugenia Vieira da Silva, por sua seriedade e competência e por creditar confiança naqueles a quem transmite seus conhecimentos.

Ao Marcelo Ricardo Queiroz Medeiros, Lecimara Duque Estrada Coutinho, Régio Davis Barros Alves, Kaio Hemerson Dutra e Frederico Pinheiro Rodrigues pela ajuda indispensável.

Ao bolsista Júlio Cezar Souza de Lira em nome dos demais bolsistas do Laboratório de Energia Solar e Gás Natural, LESGN, que muito contribuíram no desenvolvimento do projeto experimental e de pesquisa.

Ao técnico Bonfim, por sua disponibilidade para a fabricação de acessórios para o protótipo na oficina mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção.

À CAPES, à FUNCAP e ao CNPq, pela concessão de bolsa e apoio financeiro.

À minha irmã Socorro Batista por estender seu amor e amparar a realização de meus projetos.

À minha grande amiga Claudia Santos, por sua disposição para assumir as minhas tarefas enquanto decorria esse trabalho.

Aos meus irmãos e sobrinhos que me conduziram no sentido literal e metafórico com carinho e alegria nessa jornada.

A todos os demais, que porventura não sejam citados aqui e que contribuíram direta ou indiretamente para a concretização do trabalho.

## RESUMO

Apresenta a validação experimental de um novo refrigerador solar por adsorção com aquecimento indireto. Os componentes do refrigerador são: adsorvedor, condensador, evaporador e coletor solar. A escolha do par adsorbato / adsorvente, água e sílica gel tipo RD, respectivamente, levou em consideração as temperaturas alcançadas pelos coletores e disponíveis para a dessorção do fluído refrigerante (água) das cavidades do material adsorvente (sólido poroso). Devido à coexistência das etapas de aquecimento e resfriamento no adsorvedor, foi definida uma geometria para este componente capaz de permitir uma melhor dissipação de calor no material adsorvente na fase de resfriamento, e a conservação de energia térmica durante a fase de aquecimento. Os resultados experimentais comprovaram o funcionamento do refrigerador, visto que foram atingidas temperaturas de 140ºC na entrada do adsorvedor, 80ºC no leito adsortivo e de 4,4ºC no evaporador, possibilitando sua aplicação em sistemas de condicionamento de ar.



Palavras-Chaves: Adsorção, refrigeração solar, aquecimento solar

**ABSTRACT**

This work presents the experimental validation of a new adsorption solar refrigeration with indirect heating. The components of the refrigerator are: an adsorber, a condenser, an evaporator, and a solar collector. The choice of the adsorbate / adsorbent pair, water and silica gel type RD, respectively, took into consideration the temperatures reached by the solar collectors and available for the desorption of the refrigerant fluid (water) from the cavities of the adsorbent material (a porous solid). Due to the co-existence of the heating and cooling phases in the adsorber, a specific geometry for this component was defined so as to allow a good heat dissipation in the adsorbent material in the cooling phase, and the conservation of thermal energy in the heating phase. The experimental results validate the operation of the refrigerator, as temperature valves of 140ºC at the inlet of the adsorber, of 80ºC in the adsorber bed, and of 4,4ºC in the evaporator were reached, allowing its application in air conditioning systems.

Keywords: Adsorption, solar refrigeration, solar heating

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Formas de utilização de energia solar em sistemas de refrigeração (adaptado de PRIDASAWAS e LUNDQVIST, 2003) ..... 12
Figura 2.2 - Fontes de energia térmica e possíveis aplicações (adaptado de DORGAN *et al*., 1995) ..... 13
Figura 2.3 - Ciclo básico de refrigeração por absorção ..... 15
Figura 2.4 - Ciclo básico de refrigeração por adsorção ..... 17
Figura 2.5 - Energia de flutuação da superfície adsorvente (adaptado de DUONG, 1998) ..... 26
Figura 2.6 - Teoria BET para adsorção em multicamadas (adaptado de DUONG, 1998) ..... 28
Figura 2.7 - Classificação de isotermas de adsorção segundo a IUPAC (adaptado de SING, 1984) ..... 29
Figura 2.8 - Ciclo de adsorção representado no diagrama de Clapeyron ..... 33
Figura 2.9 - Distribuição da irradiação solar direta, difusa e absorvida (adaptado de SEN, 2007) ..... 38
Figura 2.10 - Posições da Terra em relação ao Sol em um ano (adaptado de SEN, 2007) ..... 38
Figura 2.11 - Piranômetro de radiação global ..... 39
Figura 2.12 - Piroheliômetro de precisão ..... 39
Figura 2.13 - Ângulos relativos de incidência solar em superfície inclinada ..... 40
Figura 2.14 - Aleta/tubo do absorvedor solar ..... 41
Figura 4.1 - Protótipo do refrigerador por ciclo de adsorção com aquecimento solar ..... 46
Figura 4.2 - Adsorvedor trapezoidal (base retangular) de placa plana ..... 47
Figura 4.3 - Condensador ..... 48
Figura 4.4 - Evaporador ..... 49
Figura 4.5 - Coletor solar de placa plana ..... 50
Figura 4.6 - Sistema de alimentação de água ao evaporador ..... 52
Figura 4.7 - Sílica gel do tipo RD ..... 53
Figura 4.8 - Sistema de medição e aquisição de dados ..... 54
Figura 4.9 - Fluxograma do refrigerador em ciclo de adsorção com aquecimento solar ..... 55
Figura 4.10 - Isoterma de adsorção para o vapor de água e sílica gel tipo RD (CHUA *et al.* 2002) ..... 58
Figura 5.1 - Medidas de temperatura no circuito de aquecimento do refrigerador e radiação solar local ..... 60

Figura 5.2 - Medidas de temperatura no circuito de resfriamento do refrigerador e radiação solar local ..... 61
Figura 5.3 - Aproximação entre valores medidos Chua *et al.* (2002) e estimados..... 62
Figura 5.4 - Medidas de temperatura no circuito de resfriamento e aquecimento e pressão do refrigerador ..... 63

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor (adaptado de PRIDASAWAS e LUDQVIST, 2003) ..... 14
Tabela 2.2 - Adsorção física e quimissorção (adaptado de KARGE e WEITKAMP, 2008) ... 22
Tabela 2.3 - Classificação dos SWSs conforme a composição de suas fases (adaptado de RESTUCCIA et al. 1999 ). ..... 25
Tabela 3.1 – Coeficientes da correlação para dois tipos de sílica gel + água (CHUA *et al.*, 2002) ..... 45
Tabela 4.1 - Dados do protótipo experimental ..... 57
Tabela 4.2 - Condições iniciais de funcionamento do protótipo experimental ..... 58
Tabela A.1 - Propriedades do fluido Dowtherm A, Líquido Saturado (Fabricante Dow Chemical Company)..... 69
Tabela A.2 - Propriedades do fluido Dowtherm A, Vapor Saturado (Fabricante Dow Chemical Company)..... 69
Tabela B.1 - Aplicações da sílica gel (fabricante Fuji Silysia)..... 70
Tabela B.2 - Propriedades termofísicas da sílica gel (CHUA *et al.*, 2002)..... 71
Tabela B.3 - Isotermas de adsorção da sílica gel tipo RD (CHUA *et at.*, 2002)..... 72
Tabela C.1 - Mercado de sistemas de refrigeração solar térmica na Europa..... 73
Tabela C.2 - Participação no mercado das tecnologias de refrigeração (KISSEL, 2008)..... 73
Tabela C.3 - Localização dos sistemas implantados (KISSEL, 2008) ..... 73
Tabela C.4 - Custos de sistemas de refrigeração por absorção e adsorção (KISSEL, 2008) ... 73
Tabela C.5 - Leis das energias renováveis na Alemanha (KISSEL, 2008) ..... 73

# LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|---|---|
| $A$ | Área [$m^2$] |
| $C_b$ | Condutância da junção [$W/m^2K$] |
| $COP$ | Coeficiente de desempenho |
| $c_p$ | Calor específico [J/kgºC] |
| $D$ | Distância / diâmetro [m] |
| $E$ | Energia de flutuação |
| $F'$ | Fator de eficiência da aleta |
| $F''$ | Fator de eficiência do coletor |
| $F_R$ | Fator de remoção de calor |
| $h$ | Coeficiente de transferência de calor [$W/m^2K$] |
| $\Delta H$ | Entalpia isostérica de adsorção [J/kg] |
| $\dot{I}$ | Taxa de radiação [W] |
| $kt$ | Energia térmica da molécula |
| $m$ | Massa [kg] |
| $P$ | Pressão [Pa] |
| $Q$ | Calor [J] |
| $\dot{Q}$ | Taxa de transferência de calor [W] |
| $q^*$ | Quantidade adsorvida de adsorbato pelo adsorvente nas condições de equilíbrio [kg/kg] |
| $q_m^*$ | Capacidade de adsorção em monocamada [kg/kg] |
| $R$ | Constante universal dos gases [J/kgK] |
| $R_b$ | Fator geométrico do coletor |
| $T$ | Temperatura [ºC] |
| $U$ | Coeficiente de perda de calor [$W/m^2K$] |
| $W$ | Espaçamento entre tubos [m] |

**Gregos**

| | |
|---|---|
| $\alpha$ | Absortividade |
| $\beta$ | Inclinação |
| $\varepsilon$ | Emissividade |
| $\gamma_c$ | Ângulo azimutal da superfície |
| $\gamma_s$ | Ângulo azimutal solar |
| $\theta$ | Ângulo de incidência solar / enchimento fracional do poro |
| $\eta$ | Eficiência |
| $\sigma$ | Constante de Stefan Boltzmann [5,67x$10^{-8}$ W/$m^2K^4$] |
| $\tau$ | Transmitância |

**SUMÁRIO**


1 INTRODUÇÃO ..... 9
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA ..... 12
2.1 Formas de Utilização de Energia Solar em Sistemas de Refrigeração ..... 12
2.2 Sistemas Térmicos de Refrigeração Alimentados por Diferentes Fontes de Calor ..... 13
2.3 Sistema de Refrigeração por Absorção e Adsorção ..... 14
2.3.1 Ciclo de Refrigeração por Absorção ..... 15
2.3.2 Ciclo de Refrigeração por Adsorção ..... 16
2.4 Experiências Realizadas com Sistemas de Refrigeração por Adsorção ..... 17
2.4.1 Protótipos Experimentais ..... 17
2.4.2 Materiais Adsorventes de Protótipos Experimentais ..... 20
2.5 Fundamentos da Adsorção ..... 21
2.5.1 Caracterização dos Materiais Adsorventes ..... 23
2.5.2 Tipos de Materiais Adsorventes ..... 24
2.6 Teorias Básicas de Adsorção ..... 26
2.6.1 Equilíbrio de adsorção ..... 28
2.6.2 Isotermas de Adsorção ..... 28
2.6.3 Calor de Adsorção ..... 30
2.7 Ciclo Teórico de Refrigeração por Adsorção ..... 32
2.8 Processos de Transferência de Calor e de Massa ..... 34
2.8.1 Condução ..... 34
2.8.2 Convecção ..... 35
2.8.3 Evaporação ..... 35
2.8.4 Radiação Térmica ..... 36
2.9 Fundamentos da Irradiação Solar ..... 37
2.9.1 Fluxo da Irradiação Solar Extraterrestre ..... 37
2.9.2 Instrumentos de Medição da Irradiação Solar ..... 39
2.9.3 Radiação em Superfícies Inclinadas ..... 40

2.9.4 Equações de Balanço de Energia no Coletor Plano ..... 41
3 MODELAGEM MATEMÁTICA ..... 43
3.1 Balanço de Massa e de Energia do Refrigerador ..... 43
3.2 Coeficiente de Desempenho do Refrigerador ..... 44
3.3 Modelo Aplicado da Adsorção ..... 44
4 MATERIAIS E MÉTODOS ..... 46
4.1 Componentes do Refrigerador ..... 46
4.1.1 Adsorvedor Trapezoidal de Placa Plana ..... 47
4.1.2 Condensador ..... 48
4.1.3 Evaporador ..... 48
4.1.4 Coletor Solar ..... 49
4.1.5 Tubulações e Acessórios ..... 50
4.1.6 Equipamentos Auxiliares ..... 51
4.1.7 Par Adsortivo ..... 52
4.1.8 Fluido Térmico do Coletor Solar ..... 53
4.2 Sistema de Medição e Aquisição de Dados ..... 53
4.2.1 Coletor de Dados e Sensores ..... 54
4.2.2 Variáveis Monitoradas ..... 54
4.3 Funcionamento do Refrigerador ..... 55
4.3.1 Procedimentos Iniciais ..... 56
4.3.2 Procedimentos Operacionais ..... 56
4.3.3 Dados Experimentais ..... 57
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES ..... 59
5.1 Resultados Experimentais ..... 59
5.1.1 Circuito de Aquecimento ..... 59
5.1.2 Circuito de Resfriamento ..... 60
5.2 Análise Numérica ..... 61
6 CONCLUSÕES ..... 64
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS ..... 65
ANEXO A - Propriedades do Óleo Sintético *Dowtherm* A ..... 69

ANEXO B - Propriedades da Sílica Gel.....70
ANEXO C - Panorama do Mercado e Custo de Sistemas de Refrigeração Solar Térmica.....73

# 1 INTRODUÇÃO

O crescimento econômico e a autonomia em processos produtivos dos países em desenvolvimento dependem principalmente da capacidade de geração e distribuição de energia elétrica. Como os combustíveis fósseis não serão capazes de suprir toda a demanda futura de eletricidade, outros sistemas energéticos devem ser utilizados.

A refrigeração e o condicionamento de ar são áreas de aplicação da engenharia de significativa importância na questão energética. Segundo o Instituto Internacional de Refrigeração IIR (*IIR Guides*, 2003), os sistemas de refrigeração são responsáveis por 15% do consumo mundial de energia elétrica. O desenvolvimento de alternativas tecnológicas aos sistemas convencionais de refrigeração poderá contribuir para minorar os impactos provocados pelo emprego destes sistemas, dentre estes os mais importantes são:

a) redução na demanda por eletricidade – as aplicações de refrigeração e condicionamento de ar demandam um alto consumo de eletricidade. Existem aplicações especiais, onde o consumo da eletricidade no funcionamento dos sistemas é ainda maior, por exemplo, em instalações de condicionamento de ar para salas limpas e ambientes controlados associados, que empregam ventiladores de insuflação e/ou retorno de ar, com motores de potência elevada, dimensionados para vencer altas perdas de cargas, devido à saturação de baterias de filtragem de ar, (classes de filtragem: filtros grossos, finos e absolutos). Além disso, a necessidade de um número maior de renovações de ar gera uma elevada carga térmica e, consequentemente, maior potência dos componentes da instalação, tais como: resfriadores de líquido, eletro-bombas e torres de resfriamento (PERAGALLO, s.d.);
b) redução na formação de passivo ambiental – os sistemas convencionais de refrigeração estão associados à problemática da destruição da camada de ozônio e do efeito estufa, devido ao emprego de gases refrigerantes CFC´s, HCFC´s e HFC. A utilização dos refrigerantes desenvolvidos para substituir os fluídos atualmente em uso, denominados *blends* (misturas), também apresentam um alto poder de efeito estufa, *Global Warming Potential* (GWP), e em alguns casos, maior potencial explosivo. Considerando ainda que essas misturas, na grande maioria, apresentam uma redução de eficiência energética em torno de 15%, e consequentemente, um maior consumo de eletricidade.

Quando esses *blends* não são misturas azeotrópicas (misturas que se comportam com um único componente e têm ponto de ebulição comum), para possibilitar o balanceamento da mistura é necessário saber, com exatidão, a fração evaporada de cada componente. A legislação responsabiliza aos usuários ao recolhimento e reciclagem destas substâncias. Devido à dificuldade nos processos de reciclagem, à falta de empresas qualificadas e aos custos envolvidos, surge com isto um novo passivo ambiental (COLAÇO, 2008);

c) redução do consumo de água tratada – as torres de resfriamento, utilizadas para a condensação do fluído refrigerante, nos sistemas convencionais de refrigeração, têm grande parte da água (circuito aberto) de condensação perdido por evaporação e arraste. Em instalações de refrigeração para processos industriais, este consumo é bastante elevado e práticas de reuso de água são necessárias, face à escassez e aos altos insumos deste recurso (SANCHES e SANTOS, 2003).

Uma promissora alternativa aos sistemas convencionais de refrigeração são os sistemas térmicos de refrigeração por adsorção, pois possibilitam a utilização direta do calor com fonte de energia para refrigeração. Eles podem ser eficientes, promovendo um menor custo final da energia utilizada. Esta análise de custo é válida quando há disponibilidade de calor suplementar de algum processo ou quando se utiliza a energia solar.

O grande desafio no avanço da tecnologia de adsorção consiste em aprimorar este ciclo para se obter melhores coeficientes de desempenhos e, assim, torná-lo competitivo com os sistemas convencionais de refrigeração (maior desvantagem). As maiores vantagens destes equipamentos são: construções mais simplificadas, sem partes móveis, instalações simples, baixo custo de manutenção e não utilização de eletricidade, além de fornecerem energia residual para utilização em co-geração ou outra aplicação.

O alto nível de radiação solar no Brasil e o uso de uma fonte renovável de energia servem como justificativas para investimentos em pesquisa e desenvolvimento tecnológico em refrigeração solar térmica, principalmente porque o pico da demanda de refrigeração em geral corresponde à oferta de energia solar.

A refrigeração por adsorção com aquecimento por energia solar poderá promover o desenvolvimento de comunidades não atendidas por redes elétricas, favorecendo várias atividades de subsistência, tais como: a piscicultura, a fruticultura, a pecuária leiteira e a conservação de vacinas. Em unidades assistenciais de saúde, o ar condicionado poderá ser utilizado para o controle das condições ambiente e possibilitar a realização de pequenas

cirurgias ou ainda garantir condições ambientais adequadas para processos diversos em pequenas indústrias, proporcionando maior produtividade.

O objetivo desta dissertação é a validação experimental de um novo refrigerador térmico de adsorção com aquecimento indireto por energia solar. A escolha do par adsorbato/adsorvente, água como fluído refrigerante e a sílica gel como material adsorvente, utilizada no refrigerador, levou em consideração a temperatura disponível na fonte de energia (coletor solar de alto desempenho), e o emprego de um fluído de trabalho atóxico, com zero potencial de destruição da camada de ozônio e de contribuição para o aquecimento global; caracterizando este equipamento como ideal para aplicação em sistema de condicionamento de ar. Uma das inovações proposta no projeto consiste em realizar o aquecimento do leito adsortivo de forma indireta através da energia solar, além do desenvolvimento de uma nova geometria para o adsorvedor.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

a) elaborar os desenhos técnicos do refrigerador – adsorvedor, condensador, evaporador, câmara fria, coletor solar e demais acessórios;
b) especificar tecnicamente os materiais – chapas, telas, tubos, válvulas de vácuo, válvulas de bloqueio, superfície seletiva, película, vidro temperado, sensores, coletor de dados, termopares, entre outros;
c) fabricar e montar os sistemas de refrigeração e sistema de aquisição de dados;
d) realizar medições experimentais;
e) analisar os dados obtidos para validação do funcionamento do novo equipamento.

A concepção, a fabricação e a montagem do refrigerador, a implantação do sistema de aquisição de dados e as realizações experimentais foram feitas no Laboratório de Energia Solar e Gás Natural da Universidade Federal do Ceará, na cidade de Fortaleza (latitude 3º35´ S e longitude 38º45´ W).

Neste trabalho, uma análise numérica para determinação das variáveis do processo de adsorção (massa dessorvida e massa adsorvida) foi realizada para aproximar, a partir do trabalho de Chua *et al*. (2002), a concentração de água no material sólido (sílica gel) em função de faixas de temperatura e pressão, de forma a possibilitar a análise do desempenho do protótipo, nas condições de teste em campo. As análises foram realizadas utilizando a licença anual do software SAS – *Statistical Analysis Subroutine*.

Esta dissertação está dividida em capítulos, a saber: Revisão Bibliográfica, Modelagem Matemática, Materiais e Métodos, Resultados e Discussões, Conclusões.

# 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica apresenta as formas de utilização de energia solar em sistemas de refrigeração, os sistemas térmicos de refrigeração alimentados por diferentes fontes de calor, uma breve descrição dos ciclos de refrigeração por sorção (absorção e adsorção), experimentos realizados em sistemas de refrigeração por adsorção, os fundamentos da adsorção, o ciclo teórico de refrigeração por adsorção, os processos de transferência de calor e de massa e os fundamentos da irradiação solar.

## 2.1 Formas de Utilização de Energia Solar em Sistemas de Refrigeração

A energia para o acionamento dos equipamentos de refrigeração pode ser obtida através do calor, do trabalho mecânico ou da eletricidade. A forma de energia apropriada para cada ciclo depende do nível de temperatura disponível e da temperatura desejável dos sistemas, refrigerados e/ou condicionados. A energia solar fotovoltaica e a energia solar térmica podem ser utilizadas em sistemas de refrigeração, conforme apresentado na Figura 2.1.

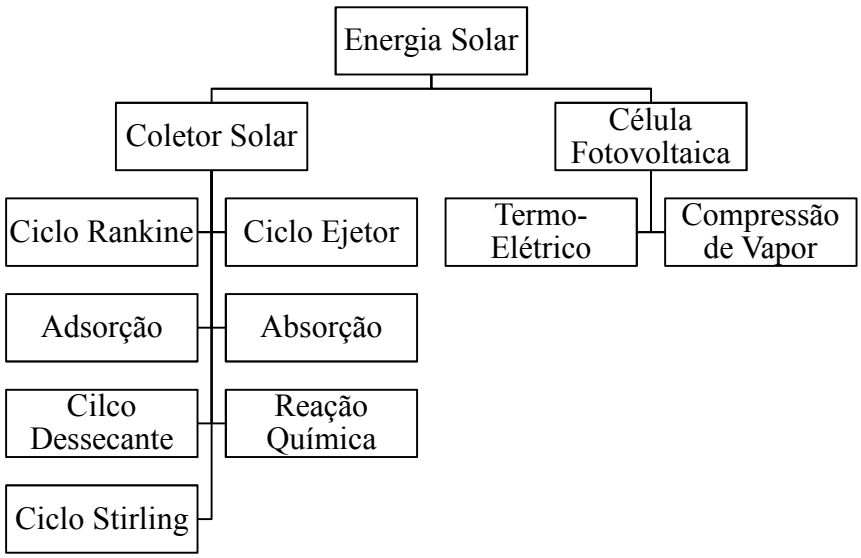



Figura 2.1 - Formas de utilização de energia solar em sistemas de refrigeração (adaptado de PRIDASAWAS e LUNDQVIST, 2003)

A descentralização dos sistemas de geração de energia, através da implantação de sistemas solares térmicos e fotovoltaicos, pode trazer vantagens não só econômicas (independência dos combustíveis fósseis), como também ambientais. Contudo, é preciso a formulação de leis de incentivos para criação de um mercado estável, capaz de promover a queda nos custos de investimentos, junto com o desenvolvimento tecnológico destes sistemas.

## 2.2 Sistemas Térmicos de Refrigeração Alimentados por Diferentes Fontes de Calor

Diferentes fontes térmicas, algumas vezes desperdiçadas em outros processos, podem ser utilizadas em sistemas de refrigeração, com expressivo ganho de eficiência energética (co-geração). A Figura 2.2 mostra um esquema de possíveis fontes.

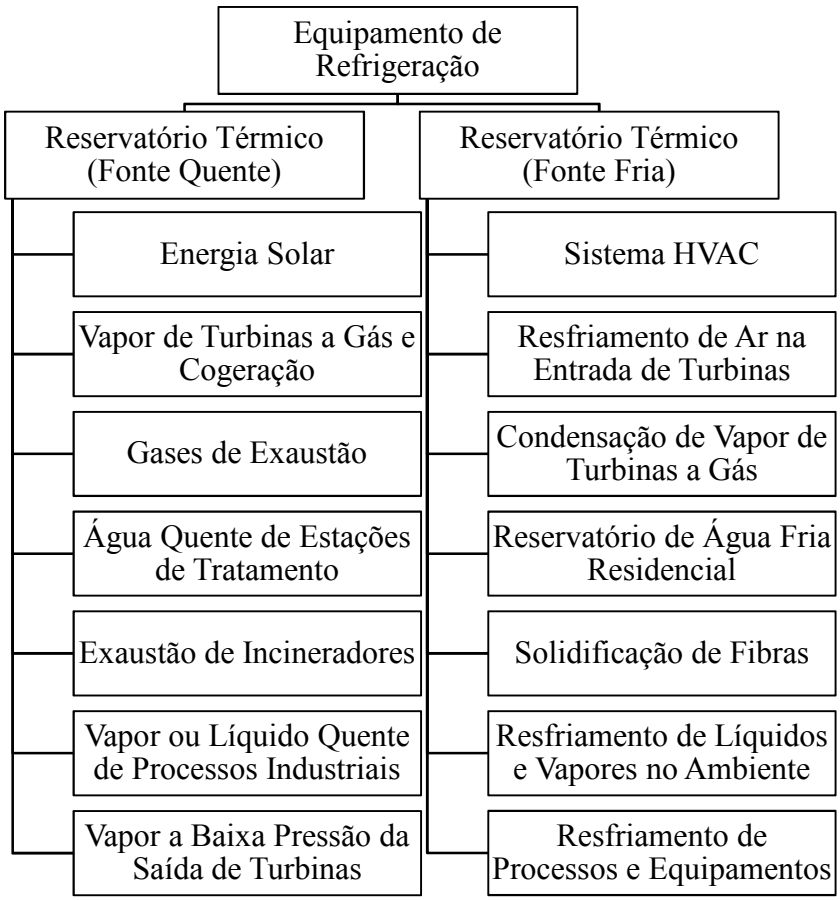



Figura 2.2 - Fontes de energia térmica e possíveis aplicações (adaptado de DORGAN *et al*., 1995)

Nos ciclos de refrigeração que utilizam energia térmica, a fonte de calor é empregada no acionamento do ciclo e, em alguns casos, a energia elétrica é utilizada apenas para acionamento de dispositivos secundários, tais como: bombas para deslocamento do fluido refrigerante, ventiladores, etc. Os sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor, as temperaturas necessárias da fonte quente e os coeficientes de desempenho dos processos de sorção (COPs), sem a inclusão da eficiência do sistema térmico da fonte quente, estão apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor (adaptado de PRIDASAWAS e LUDQVIST, 2003)

| Sistema | Tempera-tura (ºC) | $COP_{ciclo}$ | Fluido de Trabalho | Refrige-ração | Ar Con-dicionado |
|---|---|---|---|---|---|
| Absorção | 80 a 190 | 0,6 a 0,8 (simples estágio) ≤1,3 (2 estágios) | $NH_3$ /$H_2O$ $H_2O$/LiCl $H_2O$/LiBr | SIM | SIM |
| Adsorção | 80 a 300 | 0,3 a 0,8 | $H_2O$/Zeólita Metanol/Carvão Ativado | SIM | |
| Reação Química | 80 a 300 | 0,1 a 0,2 | $NH_3$/$SrCl_2$ | SIM | |
| Rankine | > 120 | 0,3 a 0,5 | Água, R114 Tolueno Fluídos Orgânicos | | SIM |
| Dessecante | 40 a 100 | 0,5 a 1,5 | Água | | SIM |
| Ejetor | 80 a 150 | 0,3 a 0,8 | Água, Butano | | SIM |

## 2.3 Sistema de Refrigeração por Absorção e Adsorção

A principal diferença entre os sistemas térmicos de refrigeração por sorção e os sistemas de compressão de vapor é que nesse último o trabalho de compressão é efetuado por um motor elétrico. Nos sistemas por sorção, os processo equivalentes à "compressão do vapor" utilizam uma máquina térmica, ou seja, utilizam diretamente o calor como fonte de energia. Quanto à transferência de calor para o gerador ou adsorvedor, os resfriadores por sorção podem ter aquecimento direto ou indireto. No aquecimento direto, o calor é transferido diretamente da fonte para o gerador ou adsorvedor, através da queima de um gás. No

aquecimento indireto, um fluido de trabalho é usado para transportar o calor da fonte até o gerador ou adsorvedor.

### 2.3.1 Ciclo de Refrigeração por Absorção

No ciclo de refrigeração por absorção, um regenerador e uma bomba de recirculação de uma solução absorvente desempenham as funções correspondentes às do compressor no sistema por compressão de vapor.

No funcionamento do refrigerador de absorção o refrigerante proveniente do evaporador, na forma de vapor, é conduzido ao absorvedor, onde é absorvido em um solvente líquido, relativamente não volátil na pressão do evaporador e a uma temperatura baixa. O calor do processo de absorção é liberado para as vizinhanças. À medida que ocorre a absorção, aumenta a concentração de fluido refrigerante no absorvedor, e a solução líquida é bombeada para o gerador (fonte de alta temperatura) que, ao ganhar calor, faz evaporar o fluido refrigerante (separação) contido no solvente. O vapor do refrigerante passa do gerador para o condensador, e o solvente, com baixa concentração de refrigerante, retorna ao absorvedor. Do condensador o fluido refrigerante na forma de vapor, transfere calor para a vizinhança, resultando em líquido à baixa pressão, retorna ao evaporador finalizando o ciclo. A Figura 2.3 mostra o ciclo básico de refrigeração por absorção.

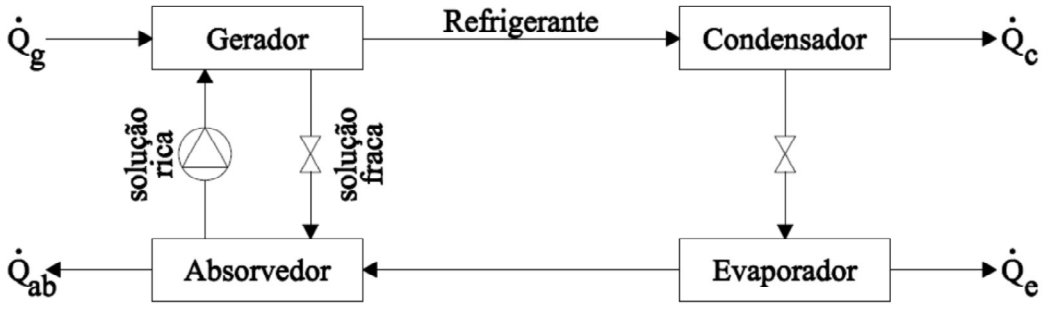



Figura 2.3 - Ciclo básico de refrigeração por absorção

O sistema de refrigeração por absorção mais utilizado opera com água como fluido refrigerante e uma solução de brometo de lítio como absorvente (BrLi e $H_2O$). Este sistema é limitado à temperatura acima do ponto de congelamento da água, e pode ser usado em condicionamento de ar, que opera com temperatura de evaporação de aproximadamente

+5ºC. Para temperaturas mais baixas, o sistema usual opera com amônia como fluído refrigerante e água como absorvente ($H_2O$ e $NH_3$), adequado para instalações com temperatura na ordem de -30ºC. O consumo elétrico de um sistema de absorção é cerca de 10% do consumo dos sistemas de compressão de vapor. Em substituição à bomba de líquido utilizada nos sistemas convencionais de refrigeração por absorção, Planten Munters, 1930 realizou uma modificação no ciclo básico de absorção com a introdução do hidrogênio no sistema, refrigeração de vapor com triplo fluido (BSSAM e MAEGAARD, 2004). A vantagem desta solução é a maior confiabilidade devido à ausência de partes móveis (retirada da bomba), menos manutenção e utilização de energia térmica.

### 2.3.2 Ciclo de Refrigeração por Adsorção

O equipamento de refrigeração por adsorção é formado por três componentes básicos: evaporador, condensador e adsorvedor. O ciclo por adsorção opera em regime intermitente e é caracterizado por duas fases: uma de resfriamento (adsorção) e outra de aquecimento (dessorção).

A fase de resfriamento ocorre com a evaporação parcial do adsorbato (fluido refrigerante) contido no evaporador, devido à remoção de calor da vizinhança. Ao ser evaporado, o adsorbato flui do evaporador para o adsorvedor e é adsorvido (fixado) nas cavidades porosas do material adsorvente, devido às forças intermoleculares formadas entre o adsorbato e o adsorvente (sólido poroso). Com a evaporação, o líquido que cedeu calor (resfriado) no evaporador pode ser utilizado em refrigeração e/ou condicionamento de ar.

Na fase seguinte do ciclo (fase de aquecimento), um sistema térmico cede calor ao adsorvedor e promove a regeneração do leito adsortivo. O adsorbato é desprendido das cavidades porosas do adsorvente e flui do adsorvedor para o condensador onde passa para a fase líquida por transferência de calor latente ao meio condensante. Na fase líquida, o fluido retorna para o evaporador. Ao final desta fase é possível o reinício do ciclo de adsorção. A Figura 2.4 mostra o ciclo básico de refrigeração por adsorção.

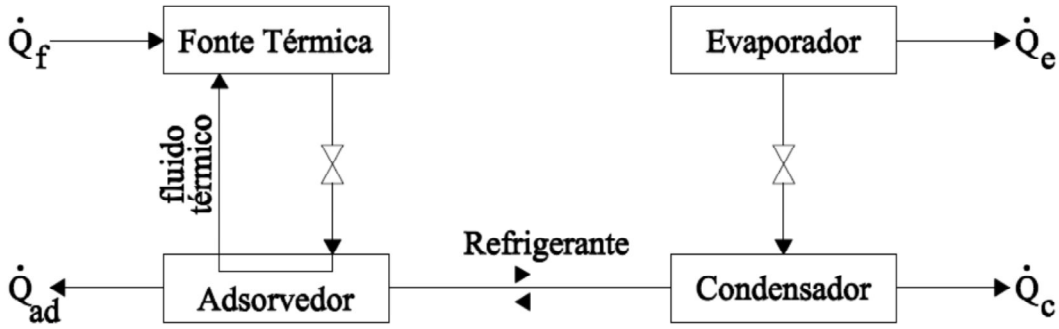



Figura 2.4 - Ciclo básico de refrigeração por adsorção

## 2.4 Experiências Realizadas com Sistemas de Refrigeração por Adsorção

Investigações dos fenômenos de adsorção entre as décadas de 70 e 90 foram atribuídas em grade parte à descoberta de diferentes materiais porosos e ao desenvolvimento de muitos novos processos inteligentes. Notadamente, um novo interesse foi dado à refrigeração, visto que o emprego da adsorção para a promoção do frio pode trazer grandes vantagens econômicas, sociais e ambientais. Assim uma apresentação destes sistemas desenvolvidos e dos materiais adsorventes testados são importantes para o conhecimento da evolução da tecnologia de adsorção aplicada à refrigeração.

### 2.4.1 Protótipos Experimentais

Tchernev (1978) realizou testes em uma máquina de refrigeração com aquecimento solar em ciclo de adsorção. A máquina operava em dois semiciclos: um de resfriamento/evaporação/adsorção e outro de aquecimento/dessorção/condensação. O protótipo construído utilizou o par zeólita 5A e água. O experimento realizado obteve com a pressão de $6{,}89 \times 10^2$Pa, a temperatura correspondente de 0,66ºC e a potência simulada de 1 kW/m$^2$, a eficiência obtida foi de 44%, sendo três vezes maior àquela obtida com o par

brometo de lítio e água em um sistema sob idênticas condições. O sistema recebia uma taxa de energia térmica de 2,11 x $10^7$J/dia e produzia potência frigorífica de 9,49 x $10^6$J/dia.

Miles e Shelton (1996) desenvolveram um sistema de refrigeração, utilizando o par adsortivo carvão ativado/amônia e uma fonte de energia de 230ºC, fornecido por um aquecedor a gás. Dois adsorvedores de tubo aletado foram dispostos em série com o aquecedor e entre eles foi instalada uma válvula que permitia que oadsorbato, ora entrasse por um adsorvedor, ora pelo outro. Os dois leitos funcionavam com recuperação de calor. Este método era eficiente quando existia uma diferença de temperatura no interior do leito adsortivo. O coeficiente de desempenho (COP) obtido nesse experimento foi de 0,42.

Saha *et al*. (2000) desenvolveram um refrigerador adsortivo de duplo estágio com quatro leitos não regenerativos dispostos em série. O equipamento possibilitava o uso de fontes térmicas na faixa de temperatura entre 50ºC e 70ºC, como a energia solar ou resíduos térmicos. O par adsortivo empregado no refrigerador foi a sílica gel e a água. A operação do equipamento era sequencial, pois quando um par de leito estiva adsorvendo, o outro estava desorvendo. Cada fase tinha duração de 420 segundos, com 20 segundos de intervalo de pré-aquecimento entre eles. A vantagem principal do duplo estágio era a redução de 15% da temperatura. No experimento, para uma fonte quente a 55ºC e uma fonte fria a 30ºC, foi obtido o resfriamento de vazão mássica de 0,17kg/s de 14C para temperaturas de 6 a 10 ºC. O protótipo produziu 3,2kW de potência frigorífica com um COP de 0,36.

Wang *et al.* (2001) desenvolveram duas configurações de condicionador de ar para funcionamento com uma fonte energética próxima a 100ºC. As condições dos ensaios foram as seguintes: temperatura ambiente de 24ºC, temperatura da água fria de 23,5ºC e massa de carvão ativado de 26kg. Nestes sistemas, dois adsorvedores funcionavam em contracorrente, permitindo uma operação semi-contínua, com paradas de 2 minutos entre os ciclos, com recuperação de calor. O par adsortivo utilizado foi o carvão ativado/metanol. No primeiro teste, o condicionador de ar operou com trocadores de calor do tipo tubo-carcaça, e obteve um COP de 0,15 com ciclo de operação de 30 minutos, COP de 0,18 com ciclo de 40 minutos e COP de 0,2 com ciclo de 60 minutos. Posteriormente, o teste foi repetido substituindo os trocadores de calor por outros do tipo tubo-carcaça, com carvão ativado alojado entre as placas e do lado de fora dos tubos. O objetivo deste novo arranjo foi a melhoria na transferência de calor. Nesta situação o desempenho do condicionador de ar foi avaliado, variando a duração do ciclo, a temperatura no evaporador de 10ºC e o fluído de trabalho do trocador de calor (água ou óleo). O COP subiu para 0,34, com ciclo de 40 minutos.

Tamainot-Telto e Critoph (2003) desenvolveram um sistema rotacional de condicionamento de ar por adsorção com e sem regeneração, utilizando o ar como fluído de trabalho. O sistema era composto de múltiplos módulos e cada módulo possuia um adsorvedor, uma seção adiabática, um evaporador e um condensador. A seção adiabática era constituída por um material inerte, politetrafluoretileno (PTFE), usado para reduzir a condução longitudinal. O par adsortivo utilizado no experimento foi o carvão ativado monolítico e a amônia. Dois outros módulos foram construídos com a integração dos módulos em um só. O conjunto foi recoberto com uma camada externa de alumínio, visando à melhoria na transferência de calor. Os módulos tornaram-se compactos possibilitando uma redução nos custos destes sistemas, de pequena capacidade, até 10kW, ao mesmo tempo em que dispensava o uso de válvulas de controle e reduziu a existência de grandes compartimentos pressurizados. Para uma fonte de ar quente a 100ºC, temperatura no condensador de 30ºC e temperatura no evaporador entre -5ºC e 20ºC, um dos sistemas, apresentou os melhores resultados, com potência frigorífica específica de 0,6kW/kg. Sem utilizar a recuperação de calor, o COP obtido foi de 0,2, e subiu para 0,5 com a recuperação de calor.

Restucia e*t al.* (2004) utilizaram, em um sistema de refrigeração, o adsorvente SWS-1L (*Selective Water Sorbents*). Este adsorvente consiste de uma sílica gel impregnada com $CaCl_2$, com alta capacidade de adsorção em água, superior a 0,7kg de água por kg de adsorvente e alta capacidade de armazenar calor, mais de 2.000kJ/kg. As curvas de equilíbrio do SWS-1L mostravam uma combinação da adsorção heterogênea, reações químicas com formação de cristais de sais e líquidos adsortivos. O comportamento deste material foi similar ao de uma solução aquosa de $CaCl_2$. O protótipo consistia em um adsorvedor feito de finos tubos de aço inoxidável inseridos no material adsorvente, e um evaporador interligado ao condensador por meio de válvulas a vácuo. Os resultados experimentais obtidos foram um COP de 0,6 com a temperatura do condensador de 35ºC. No entanto, o COP foi reduzido para 0,35 quando a temperatura do condensador estava em 40ºC. Para essas condições, foi mantida a temperatura de evaporação em 10ºC e da fonte quente entre 85 e 95ºC.

Nunes *et al.* (2005) desenvolveram um sistema de refrigeração por adsorção com o par adsortivo sílica gel e água. Neste experimento, foi utilizado 35 kg de sílica no leito adsortivo, operando nas seguintes condições: fonte quente com temperatura de 75 a 95ºC, fonte fria de 25 a 35ºC, atingindo uma temperatura de água gelada na saída do evaporador na faixa de 10 a 20ºC. Nestas condições, o COP variou de 0,4 a 0,6 com uma potência frigorífica de 3,5kW.

Liu *et al.* (2005) desenvolveram um sistema de refrigeração utilizando o par adsortivo sílica gel/água. Neste experimento, foram retiradas as válvulas do ciclo do fluído refrigerante visando impedir as infiltrações e garantir uma maior confiabilidade ao sistema. A temperatura da fonte quente utilizada para regeneração do leito adsortivo variou entre 75ºC e 90ºC. O sistema era constituído por duas máquinas térmicas, com operação em contracorrente, com evaporador e condensador independentes. Foram utilizados 52,8kg de sílica gel nos dois leitos. Dois protótipos foram construídos para este experimento. O primeiro protótipo operou sob o principio de recuperação de calor e de massa, com as seguintes condições: 7ºC no evaporador, 28ºC na fonte fria e 85ºC na fonte quente. Nestas condições, atingiu uma potência frigorífica de 3,56 kW e um COP de 0,26. O segundo protótipo operou com modificações no condensador e no adsorvedor. A modificação feita no condensador tinha como objetivo prevenir a indesejável evaporação do refrigerante, observada no primeiro protótipo. No adsorvedor empregou-se o arranjo de tubo-aletado, resultando em melhor transferência de calor e de massa. A realização de testes sob idênticas condições desse equipamento era pouco provável de acontecer. No entanto o segundo protótipo se apresentou mais eficiente, com um COP 28% superior. Para uma temperatura no evaporador de 13ºC, mantendo a temperatura da fonte quente em 80ºC e da água fria em 25ºC, o maior COP medido foi de 0,5. Mantendo os valores de temperatura das fontes quente e fria, para uma temperatura no evaporador de 10ºC, o COP foi reduzido para 0,42.

### 2.4.2 Materiais Adsorventes de Protótipos Experimentais

Pino *et al.* (1996) realizaram estudos sobre materiais compósitos tendo como material base a zeólita 4A, considerado um dos materiais mais atrativos à água. Devido à baixa condutividade térmica do adsorvedor, foram usados aditivos como o SiC, $Si_3N_4$, grafita, aglutinantes como o politetrafluoretileno (PTFE) e o $Al(OH)_3$ para contornar este problema. As análises mostraram que a adição de PTFE mantinha ou diminuía o coeficiente global de transferência de calor e que os aditivos reduziam de 90% a 80% a quantidade de material adsorvente no material compósito.

Hauer e Lavemann (1998) estudaram o desempenho térmico e a estabilidade hidrotérmica do adsorvente zeólita 13X para aplicação em sistemas de refrigeração e constataram que a estabilidade do sistema era de 50 ciclos/ano para armazenamento de

energia termoquímica e 200 ciclos/ano para ciclo aberto de bomba de calor. A zeólita 13X apresentou estabilidade constante de mais de 400 ciclos/ano em todas as amostras testadas.

Restuccia *et al*. (1999) realizaram estudos de novos materiais adsorventes denominados de *selective water sorbents* (SWS). Estes materiais foram capazes de operar em ciclos de refrigeração e bombas de calor com fontes térmicas de baixa ou média temperatura. O material SWS consiste de uma matriz porosa e uma substância higroscópica impregnada no interior dos poros da matriz. Os tipos de adsorventes SWS foram: Cloreto de cálcio SWS em mesoporos, sílica gel, brometo de lítio em alumina SWS-2A, sílica SWS-2L em mesoporos e cloreto de cálcio SWS-1S em microporos.

Lijun *et al*. (1999) realizaram estudos sobre a transferência de calor para um adsorvedor em uma bomba de calor. Foram utilizados um condutor elétrico de polianilina para aumentar a condutividade térmica do leito adsorvedor, e um condutor térmico, composto de polianilina e adsorvente (zeólita), pelo processo de oxidação química e polimerização da polianilina na superfície das partículas adsorventes. Os resultados mostraram que a condutividade elétrica da polianilina aumentou aproximadamente quatro vezes a condutividade térmica do leito adsorvedor, porém a capacidade de adsorção diminuiu de maneira indesejada.

Vasiliev *et al*. (2001) utilizaram adsorvedores que continham filtros de carvão ativado saturado com diferentes sais ($CaCl_2$, $BaCl_2$, $NiCl_2$) para adsorção com amônia. Os resultados para três tipos de leito foram: leito adsorvedor (fibra de carvão ativado) com capacidade de 0,35 kg de gás adsorvido por kg de adsorvente com duração do ciclo de 12 minutos, COP de 0,42; leito adsorvedor com $CaCl_2$, com capacidade de 0,6 kg de gás adsorvido por kg de adsorvente, com duração do ciclo em torno de 25 a 30 minutos e coeficiente de desempenho de 0,43; e leito adsorvedor com $BaCl_2$ e $NiCl_2$, resultando um coeficiente de desempenho de 0,44.

## 2.5 Fundamentos da Adsorção

A adsorção surge como um resultado do desequilíbrio molecular e forças que estão presentes em todas as superfícies sólidas. Quando uma superfície sólida é posta em contato com um líquido ou gás, existe uma interação entre os campos de forças da superfície sólida e o líquido ou o gás. A superfície sólida tende a atrair e reter em sua superfície as

moléculas, átomos, ou íons do gás ou líquido. Isso resulta em uma maior concentração do gás ou líquido nas proximidades da superfície sólida. Dependendo da natureza das forças envolvidas, o processo de adsorção pode ser físico ou químico.

- Adsorção física (fisissorção): é causada principalmente por forças de Van der Waals e por intermédio de forças eletrostáticas de indução e de dispersão entre as moléculas e os átomos que compõem a superfície do adsorvente.
- Adsorção química (quimissorção): é formada através de ligações covalentes entre átomos ou moléculas da superfície do sólido e os átomos ou moléculas adsorvidas; e troca iônica, em que o sólido cede íons ao fluido, para cada íon que adsorve.

Algumas características gerais que distingue a adsorção física da adsorção química estão apresentadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Adsorção física e quimissorção (adaptado de KARGE e WEITKAMP, 2008)

| Adsorção física | Quimissorção |
|---|---|
| Baixo calor de adsorção (1,0 a 1,5 vezes o calor latente de evaporação) | Alto calor de adsorção (superior a 1,5 vezes o calor latente de evaporação) |
| Monocamada ou multicamada | Apenas monocamada |
| Não há dissociação das espécies adsorvidas | Pode envolver dissociação |
| Significativa apenas em temperaturas relativamente baixas | Possível através de uma vasta gama de temperaturas |
| Rápido e regenerável | Ativado, pode ser lenta e não regenerável |
| Não há transferência de elétrons, mas é possível ocorrer a polarização do adsorbato | Há transferência de elétrons com a formação de vínculo entre o adsorbato e a superfície |

A diferença mais importante entre os dois tipos de adsorção é a magnitude da entalpia de adsorção. Na adsorção física a entalpia de adsorção é da mesma ordem do calor de liquefação e não costuma ultrapassar 10 a 20 kJ por mol, enquanto que, na quimissorção a mudança de entalpia é geralmente da ordem dos 40 a 400 kJ / mol (BANSAL e GOYAL, 2005).

O tipo de adsorção que ocorre em um determinado sistema adsorbato-adsorvente depende da natureza do adsorbato, da temperatura e da pressão de adsorção. Em sistemas de refrigeração (adsorção física), o processo é ciclico e regenerável. Em todos os processos de adsorção física, são necessários o contato do fluído com o adsorvente sólido (durante essa etapa, parte do fluido é adsorvido seletivamente pelo adsorbato) e a regeneração do adsorvente (separação do adsorbato). Assim, os adsorventes devem ter uma alta capacidade

adsortiva à temperatura ambiente e às pressões relativamente baixas, alta capacidade dessortiva à alta temperatura e pressão, boa condutividade térmica, baixo calor específico, e ser quimicamente estável. Os adsorbatos devem possuir uma alta condutividade térmica, boa estabilidade térmica e baixa viscosidade.

Um sistema de adsorção em conjunto com coletores solares deve obedecer ainda critérios mais seletivos na escolha dos materiais adsorventes, e os principais são: regeneração com calor a uma temperatura relativamente baixa, pequeno tempo de regeneração, boa estabilidade térmica e alta condutividade térmica.

### 2.5.1 Caracterização dos Materiais Adsorventes

A natureza da superfície do adsorvente é um fator determinante na adsorção e o material adsorvente deve ter uma área superficial específica elevada (até 1.500 $m^2/g$), o que corresponde a uma estrutura altamente porosa, sendo levado em conta o tamanho e a distribuição dos poros, a natureza da superfície sólida, e a afinidade seletiva para determinados componentes de massa fluída.

Os parâmetros normalmente utilizados para classificação dos materiais adsorventes são: tamanho do poro, afinidade com a água e composição química.

a) classificação segundo o tamanho do poro: o tamanho do poro é definido durante a síntese do material e esses poros estão classificados como microporos, mesoporos e macroporos. A classificação dos poros, como recomendado pela International *Union of Pure and Applied Chemistry* (IUPAC), é arbitrária e foi desenvolvida baseada na adsorção do nitrogênio, no ponto normal de ebulição (SING *et al.*, 1985).
   - Microporos – Apresentam cavidades menores do que 20 Å e potenciais super-impostos nas paredes, que é a força de atração causada devido ao potencial criado entre a diferença de eletronegatividade dos átomos que formam o poro;
   - Mesoporos – Apresentam cavidades entre 20 e 500 Å;
   - Macroporos – Apresentam tamanho de cavidades superiores a 500 Å. Nestes materiais, a pressão parcial da fase gasosa é igual à pressão de saturação do gás.

b) classificação quanto à afinidade com a água:
   - Hidrofílicos – Apresentam afinidade com partículas com alta eletronegatividade e partículas polares; são exemplos de materiais hidrofílicos a zeólita 3A, 4A, 5A, 13X, mordenita e chabazita;
   - Hidrofóbicos – Apresentam afinidade com partículas que possuem baixa eletronegatividade e partículas não polares; são exemplos de materiais hidrofóbicos o silicalite (hidrocarboneto) e o carvão ativado.

c) classificação segundo a composição química:
   - Aluminossilicato – É considerado um zeólita quando tem mais de um íon alumínio por célula unitária do material;
   - Silicato: Quando o íon de alumínio não está presente em todas as células unitárias do material, o alumínio é considerado dopagem;
   - Metalossilicato zeolítico – Metais representativos com número de oxidação III ou IV estão incorporados à estrutura do silicato e a concentração deste metal é maior do que um íon por célula unitária.

### 2.5.2 Tipos de Materiais Adsorventes

A adsorção é de grande importância tecnológica. Sendo assim, alguns adsorventes são utilizados em larga escala como dessecantes catalisadores, outros para a separação de gases, a purificação de líquidos, ou para controle poluição, e proteção respiratória. Além disso, fenômenos de adsorção desempenham um papel importante em muitas reações do estado sólido e de mecanismos biológicos (ROUQUEROL e SING, 1999).

Os materiais adsorventes mais utilizados industrialmente são a zeólita, a sílica gel, a alumina ativada, e o carvão ativado.

Zeólitas – São cristais porosos de silicatos de alumínio. A forma operacional consiste em uma estrutura de $(SiO4)_{-2}$ e $(AlO4)_{-2}$ em vários arranjos regulares. A razão entre átomos de silício e de alumínio não pode ser inferior ao valor unitário, porém não há limite superior. As propriedades adsortivas mostram a transição de uma peneira molecular, rica em alumínio (1:1) e com grande afinidade com a água, e a sílica porosa, onde o silicato é essencialmente hidrofóbico e adsorve moléculas apolares como as n-parafinas, em preferência às moléculas da água. O valor da razão que indica a transição hidrofílica para hidrofóbica está

entre 8,0 e 10,0. As zeólitas de pequeno porte, tipo A, possuem tamanho de abertura de poro em torno de 4,2Å, como a chabazita, a erionita, e as de grande porte, tipo X e Y, com tamanho de abertura de poro entre 7,0 e 7,4Å, como a modernita e a pentasil zeólita.

Sílica gel ($SiO_2$+$nH_2O$) – É a forma parcialmente desidratada de um ácido de silício coloidal polimérico, com porcentagem de água (grupos de hidróxidos) correspondente a 5% em massa. A sílica gel é formada por cadeias e redes de $SiO_4$ ligadas entre si, as quais formam partículas com diâmetro de poros entre 20 e 200 Å (mesoporos). A presença de grupos hidróxidos impõe um grau de polaridade para a superfície, que logo adsorve moléculas como as de $H_2O$ (hidrofílico), álcoois, fenóis, aminos e hidrocarbonetos insaturados. Possui alta seletividade para aromáticos em relação a naftênicos e parafínicos.

Alumina ativada – Material com forma porosa e grande área de óxido de alumínio preparado diretamente da bauxita (minério de alumínio) ou da alumina mono hidratada pela desidratação e recristalização em temperatura elevada. É um adsorvente hidrofílico, utilizado em processos de sorção de fluoretos, secagem e separação.

Carvão ativado – Material normalmente originário da decomposição de compostos de carbono, seguido pela ativação com vapor ou dióxido de carbono em temperatura elevada (100 a 700ºC). Podem ser preparadas estruturas com grande porosidade, elevada área superficial, e grande capacidade adsortiva. Apesar de apresentar seletividade muito pequena para adsorção de moléculas de diferentes tamanhos, em condições especiais de preparo, pode se comportar como peneira molecular, pois o carvão ativado possui a habilidade de modificar o tamanho do poro efetivo, ajustando-se às condições de processo.

SWS (*Selective Water Sobents*) – A impregnação de sal inorgânico em matrizes porosas é uma técnica utilizada para melhorar a capacidade de sorção dos adsorventes, classificados como solventes seletivos para água SWS. A matriz serve de suporte para o sal e facilita na transferência de calor e massa pela formação de compósitos na forma de grãos, hidratos (estrutura consolidadas). A classificação dos SWS está apresentadana Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Classificação dos SWSs conforme a composição de suas fases (adaptado de RESTUCCIA et al. 1999 ).

| Acrônimo | Matriz Porosa | Sal Inorgânico |
|---|---|---|
| SWS-1S | Sílica microporosa | $CaCl_2$ |
| SWS-1L | Sílica mesoporosa | $CaCl_2$ |
| SWS-2L | Sílica mesoporosa | LiBr |
| SWS-1A | Alumina | $CaCl_2$ |
| SWS-2A | Alumina | LiBr |
| SWS-1V | Vermiculita expandida | $CaCl_2$ |

## 2.6 Teorias Básicas de Adsorção

A complexidade das superfícies sólidas e a caracterização exata das interações com as moléculas adsorvidas limitam o entendimento do fenômeno de adsorção, no entanto as teorias foram desenvolvidas a partir da descrição termodinâmica para o fenômeno no equilíbrio de fases, análogo em muitos aspectos à descrição do equilíbrio líquido-vapor (ELV), aplicável igualmente à fissisorção e à quimissorção.

A abordagem termodinâmica da adsorção foi formulada por Gibbs (1928). O problema encontrado no equilíbrio termodinâmico da adsorção é que a energia de flutuação do sólido adsorvente influencia as propriedades do adsorbato na fase gasosa adjacentes à superfície adsorvente, e este efeito é rapidamente reduzido com a extensão da energia de flutuação. Gibbs idealizou uma aproximação que contorna este problema, considerando uma pseudo-superfície, tratada como uma fase bidimensional, que corresponde à diferença entre as propriedades reais e as propriedades inalteradas, onde as propriedades inalteradas são aquelas em que as propriedades da fase gasosa não são afetadas, até a superfície do sólido adsorvente.

Na superfície ideal, a energia de flutuação $E$ sobre a superfície é periódica e a magnitude dessa flutuação que age sobre os sítios de adsorção é maior do que a energia térmica da molécula, $kT$, como ilustrado na Figura 2.5.

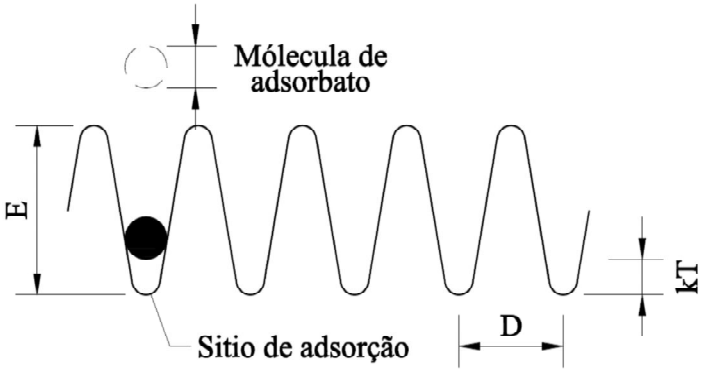



Figura 2.5 - Energia de flutuação da superfície adsorvente (adaptado de DUONG, 1998)

Se a distância $D$, entre duas calhas vizinhas é muito maior do que o diâmetro da molécula de adsorbato, no processo de adsorção, cada molécula de adsorbato ocupará um sítio. Além disso, na superfície ideal as profundidades das calhas em toda a superfície são as mesmas, isto é, a liberação de calor da adsorção mediante a adsorção em cada sítio é a mesma.

A teoria mais consistente para o fenômeno de adsorção em uma superfície plana foi desenvolvida por Langmuir (1918). Essa teoria permite compreender a adsorção na superfície em monocamada, sobre uma superfície ideal. As premissas do modelo de Langmuir são:

- A superfície é energeticamente homogênea, ou seja, a energia de adsorção é constante em todos os sítios,
- A energia de adsorção não muda com o progresso da adsorção na mesma camada;
- Não há interação entre as moléculas adsorvidas;
- A adsorção na superfície está localizada, o que implica na adsorção definitiva de átomos e moléculas em sítios localizados. Cada sítio pode acomodar somente uma molécula ou átomo;
- A taxa de adsorção é igual à taxa de dessorção da superfície.

A teoria desenvolvida por Brunauer *et al*. (1938), para uma superfície plana (sem curvatura), é aplicada ao processo de adsorção em múltiplas camadas. Esta teoria faz uso de alguns pressupostos da teoria de Langmuir, (superfície energeticamente homogênea e sem iteração entre as moléculas adsorvidas). No entanto, quando a adsorção ocorre em multicamadas, a adsorção na superfície adsorvente e acima das moléculas adsorvidas é baseada em diferentes forças atrativas, e são equivalentes à condensação de moléculas de adsorbato. A teoria BET (Brunauer, Emmett e Teller) para a adsorção em multicamadas, inclui as seguintes considerações:

- A taxa de adsorção, em qualquer camada, é igual à taxa de dessorção a partir dessa camada. A taxa de adsorção sobre a superfície livre na primeira camada e a dessorção desta camada é igual para todas as outras.
- O adsorbato pode adsorver uma segunda molécula em cima da primeira molécula, liberando uma quantidade de calor que é igual ao calor deliquefação (condensação), e a essa segunda molécula uma terceira molécula pode ser adsorvida, e assim sucessivamente.

A Figura 2.6 apresenta um desenho esquemático e simplificado da teoria de adsorção em multicamadas (teoria BET), em que S0, S1, S2 e S3 são áreas cobertas por moléculas de adsorbato formando nenhuma camada, uma camada, duas camadas, três camadas e, assim sucessivamente.

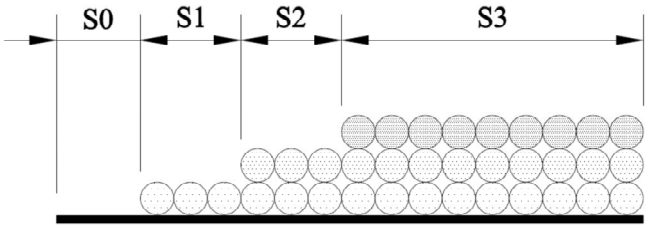



Figura 2.6 - Teoria BET para adsorção em multicamadas (adaptado de DUONG, 1998)

Na adsorção, as moléculas de adsorbato bombardeiam a superfície adsorvente em um ritmo impressionante, com enormes colisões entre moléculas de gás e a superfície. Uma fração de moléculas presentes na superfície condensa e é detida pela força da superfície até que essas moléculas evaporem novamente. Quando uma molécula atinge uma superfície já ocupada (adsorvida), irá evaporar muito rapidamente.

### 2.6.1 Equilíbrio de adsorção

Em aplicações práticas, a capacidade máxima do adsorvente em geral não é plenamente alcançada devido às dificuldades na tranferência de massa envolvidas no processo real (contato fluido-sólido). Assim, o equilíbrio de adsorção é a informação mais importante no processo, essencial para a compreensão da capacidade de adsorção em uma superfície ideal.

No equilíbrio de adsorção, estudos são conduzidos para determinar o número de espécies adsorvidas e para determinar como a adsorção seletiva ocorre quando dois ou mais componentes adsorbatos coexistem. Assim quando um único componente é adsorvido na superfície sólida, a adsorção é monocomponente e quando há mais de uma espécie a adsorver, a adsorção é de multicomponentes.

### 2.6.2 Isotermas de Adsorção

A quantidade de moléculas de gás adsorvidas por uma superfície sólida adsorvente é função da pressão parcial do gás em uma determinada temperatura e decresce com o aumento da temperatura (processo exotérmico). A uma temperatura constante, a

quantidade adsorvida aumenta com a concentração do adsorbato, e a relação entre a quantidade adsorvida e a concentração é conhecida como isoterma de adsorção (a concentração e a razão entre a massa de adsorbato e a massa de adsorvente).

As isotermas de adsorção podem ter muitas formas diferentes, dependendo do tipo de adsorvente, tipo de adsorbato e das interações intramoleculares entre o gás e a superfície. A primeira tentativa sistemática de interpretar isotermas de adsorção de equilíbrio gás-sólido foi introduzida por Brunauer, Deming, Deming e Teller, (BDDT) em 1940. Esses autores classificaram cinco tipos diferentes de isotermas. As cinco isotermas BDDT e outra adicional introduzida posteriormente por Sing, formam o padrão adotado pela *International Union of Pure and Applied Chemisty* (IUPAC). Na Figura 2.7 estão apresentados os seis tipos de isotermas IUPAC.

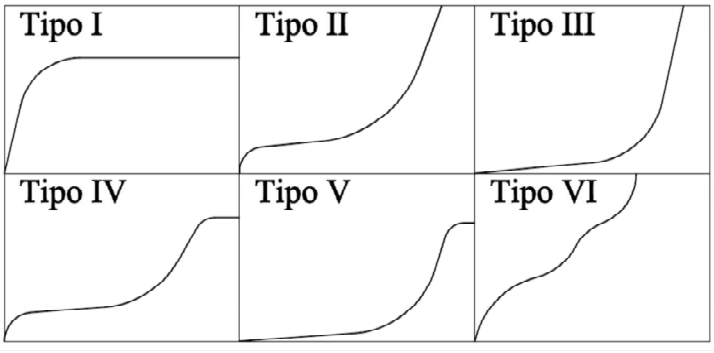



Figura 2.7 - Classificação de isotermas de adsorção segundo a IUPAC (adaptado de SING, 1984)

- Isoterma do tipo I: frequentemente é chamada de isoterma de Langmuir, corresponde à adsorção em monocamada. No caso da adsorção física, este tipo indica a presença de microporos;
- Isoterma do tipo II: a teoria de Brunauer, Emmentt e Teller (BET) foi desenvolvida para este tipo de adsorção (em multicamadas), sugerindo a presença de superfícies não-porosas ou macroporosas.
- Isoterma do tipo III: este tipo de isoterma origina-se de superfícies não-porosas ou macroporosas com fraca interação entre as moléculas e o adsorvente, com calores de adsorção inferiores ao calor de liquefação do adsorbato.
- Isoterma do tipo IV: este tipo de isoterma fornece informações da estrutura mesoporosa através da histerese, que é a sobreposição da seção da adsorção e dessorção.

- Isoterma do tipo V: este tipo de isoterma é próxima do tipo IV, porém, com interações muito fracas entre o adsorvente e o adsorbato.
- Isoterma do tipo VI: ocorre normalmente em adsorventes com superfícies de porosidade não uniforme. Neste tipo de isoterma a adsorção ocorre em multicamadas, e a altura semi-assintótica corresponde à capacidade máxima de adsorção para cada camada.

### 2.6.3 Calor de Adsorção

O calor de adsorção dá uma indicação da intensidade das forças de união das moléculas na superfície adsorvente, e serve também para distinguir entre a adsorção física, que tem como características baixo calor de adsorção, ou química, que apresentam alto calor de adsorção.

O calor de adsorção diminui com a cobertura superficial (formação de multicamadas) onde as forças dominantes são as que se formam entre as moléculas de adsorbato. Isto ocorre pelo fato dos primeiros sítios ocupados serem aqueles que atraem as moléculas de adsorbato com maior intensidade e liberam mais energia. Em processos de adsorção física, o calor de adsorção é maior do que o calor de evaporação e aproximadamente igual ao calor de sublimação.

São encontrados na literatura diferentes abordagens sobre calor de adsorção, no entanto de uma maneira geral, o calor de adsorção pode ser definido como sendo a energia do adsorbato na fase gás menos a energia na fase adsorvida, resultando assim, em valores positivos. O calor de adsorção pode ser obtido através da equação de Clapeyron, técnicas cromatográficas ou calorimétricas.

Os diferentes calores de adsorção são classificados em: isostérico, diferencial, integral e de equilíbrio.

#### 2.6.3.1 Calor Isostérico de Adsorção

O calor isostérico de adsorção, $Q_{st}$, é definido como a diferença entre as entalpias molares na fase gás e fase adsorvida residual ($H^g - H^{a,r}$), que é expresso, considerando o volume do adsorbato desprezível com relação a uma fase gasosa ideal, pela equação de Clapeyron para adsorção,

$$Q_{st} = -R \left[ \frac{\partial \ln P}{\partial \ln 1/T} \right]_{n^a} \tag{2.1}$$

Os calores isostéricos de adsorção podem ser obtidos pela diferenciação de isotermas com relação à temperatura em coberturas superficiais constantes. O método termodinâmico é extensivamente utilizado, no entanto, devido à natureza inexata da diferenciação numérica, pequenos erros inerentes às isotermas provocam grandes erros na determinação do calor isostérico.

#### 2.6.3.2 Calor Diferencial de Adsorção

O calor diferencial de adsorção é definido como a diferença entre as energias internas molares na fase gás e fase adsorvida residual ($U^g - U^{a,r}$), o calor diferencial de adsorção, $Q_d$, é normalmente obtido a partir da sua relação com o calor isostérico (baixas pressões), definido por,

$$Q_d = Q_{st} - RT \tag{2.2}$$

O calor isostérico de adsorção é maior do que o calor diferencial de adsorção, uma vez que o calor isostérico requer trabalho equivalente à $PV = nRT$.

Quando a unidade de adsorção possui isolamento térmico, é possível a partir do calor diferencial de adsorção, verificar a evolução do calor do sistema através de medidas diretas com calorímetros.

#### 2.6.3.3 Calor lntegral de Adsorção

O calor integral de adsorção é definido como sendo a diferença entre as energias internas molares da fase gás e adsorvidas ($U^g - U^a$), sendo obtido pela relação,

$$Q_{int} = \frac{1}{n}\int_0^{n^a} Q_d \, dn^a \tag{2.3}$$

#### 2.6.3.4 Calor de Equilíbrio de Adsorção

O calor de equilíbrio de adsorção é definido como sendo a diferença entre as entalpias molares na fase gás e fase adsorvida ($H^g - H^a$), expressa por,

$$Q_{eq} = -RT^2 \left[\frac{\partial \ln P}{\partial \ln 1/T}\right]_n \tag{2.4}$$

### 2.7 Ciclo Teórico de Refrigeração por Adsorção

O ciclo teórico de refrigeração por adsorção tem regime intermitente e é caracterizado por duas fases: fase de aquecimento com os processos de aquecimento / dessorção / condensação, e fase de resfriamento com processos de resfriamento / adsorção / evaporação (MEDEIROS, 2003). Os processos do ciclo teórico estão apresentados do diagrama de Clapeyron da Figura 2.8, onde as linhas inclinadas representam processos isostéricos, ou seja, com massa constante.

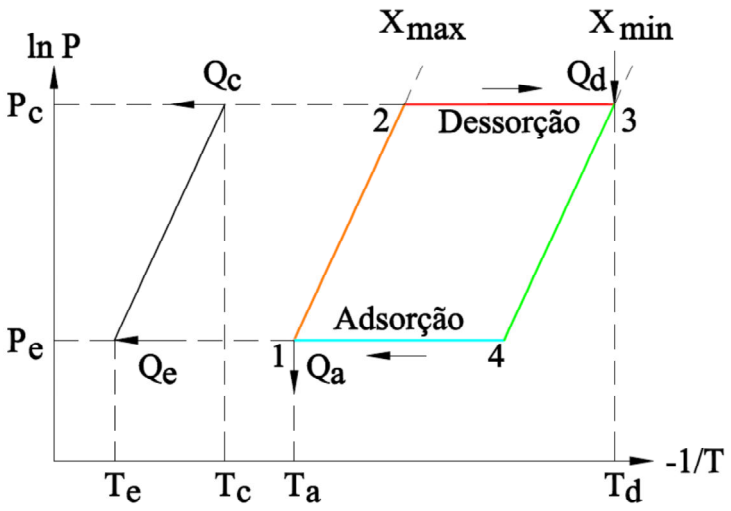



Figura 2.8 - Ciclo de adsorção representado no diagrama de Clapeyron

a) aquecimento isostérico: o ciclo pode ser iniciado no ponto onde o adsorvente está à baixa temperatura $T_a$ e a baixa pressão $P_e$ (*ponto 1*). A quantidade de massa adsorvida $m_a$ é função da temperatura $T_a$ inicial e da pressão inicial do adsorvedor $P_e$. O adsorvente é aquecido (*de 1 para 2*), isostericamente, isto é, com massa constante. A pressão aumenta de $P_e$ para $P_c$, que é a pressão de dessorção;
b) aquecimento a pressão constante – dessorção: o adsorvedor está conectado ao condensador e o aquecimento progressivo do adsorvente (*de 2 para 3*) causa a dessorção de uma quantidade de adsorbato, na forma de vapor. Esse processo ocorre à pressão constante. Quando o adsorbato atinge sua temperatura máxima, $T_d$, a dessorção cessa e o valor da massa de adsorbato dessorvida é $m_d$, que depende de $T_d$ e $P_c$. A quantidade de massa de adsorbato dessorvida é $m_a - m_d$. Durante esse período de aquecimento, a energia térmica fornecida para elevar a temperatura de $T_a$ a $T_d$ é transformada em energia latente de dessorção e em energia sensível de aquecimento para aumentar a temperatura do adsorvente, necessária para produzir a dessorção;
c) Resfriamento isostérico: no resfriamento isostérico, o adsorvedor é resfriado com massa de adsorvente constante. A temperatura e a pressão no adsorvedor diminuem para $T_4$ e $P_e$, respectivamente;
d) Resfriamento a pressão constante – adsorção: nesse processo, ocorre a diminuição da temperatura e progressivamente da quantidade de adsorbato no adsorvente, enquanto que a pressão permanece constante. O adsorvedor é conectado ao evaporador e os processos de adsorção e de evaporação ocorrem enquanto o

adsorvente continua a ser resfriado (*de 4 para 1*). Assim, o ciclo é completado, retornando às condições iniciais.

## 2.8 Processos de Transferência de Calor e de Massa

A descrição dos processos clássicos de transferência de calor e de massa (condução, convecção e radiação) pode ser encontrada em muitos livros sobre o assunto, entre os quais Rohsenow (1985) e Incropera *et al*. (1996). No sistema de refrigeração em ciclo de adsorção, esses processos ocorrem simultaneamente e isoladamente nos componentes dos refrigeradores.

### 2.8.1 Condução

Na condução, a propagação de calor no meio ocorre através da difusão molecular. O calor é transferido pelo choque progressivo entre moléculas e temperaturas mais elevadas são associadas a maiores oscilações moleculares. O valor da transferência de calor por condução unidimensional é obtido através da equação de Fourier, na qual a taxa de transferência de calorna direção x é proporcional ao produto entre o gradiente de temperatura, $\partial \mathrm{T}/\partial \mathrm{X}$, a área $A_{cond}$ perpendicular ao fluxo e $k$, que é a condutividade térmica do material,

$$\dot{Q}_{cond} = -\frac{kA_{cond}\,\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{X}} \tag{2.5}$$

A condutividade térmica, $k$ é a constante de proporcionalidade do fluxo de calor pelo gradiente de temperatura, e representa à capacidade do material para conduzir calor.

### 2.8.2 Convecção

Na convecção, a transferência de calor ocorre pela difusão molecular na interface sólido-fluido (processo difusivo) e pelo deslocamento macroscópico das moléculas em movimento advectivo do fluido (processo advectivo). A transferência de calor por convecção é expressa por,

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A_{conv} (T_s - T_\infty) \tag{2.6}$$

na qual $h_{conv}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção, $A_{conv}$ é a área de convecção, $T_s$ é a temperatura da superfície e $T_\infty$ é a temperatura do meio fluido, afastado da camada limite. A transferência de calor por convecção pode ocorrer com mudança de fase do fluido.

### 2.8.3 Evaporação

No processo de evaporação, ocorre a mudança da fase líquida para a fase gasosa, e a quantidade de energia do processo é expressa por,

$$Q_{evap} = m_{fe} h_{fg} \tag{2.7}$$

na qual $Q_{evap}$ é o calor de evaporação, $m_{fe}$ é a massa de fluido evaporado e $h_{fg}$ é o calor latente de evaporação.

No processo de sublimação, ocorre a passagem da fase sólida para a fase gasosa, e a quantidade de energia é expressa por,

$$Q_{sub} = m_{fs} h_{fv} \tag{2.8}$$

na qual $Q_{sub}$ é o calor de sublimação, $m_{fs}$ é a massa de fluido sublimado e $h_{fv}$ é o calor latente de sublimação.

### 2.8.4 Radiação Térmica

A radiação térmica consiste na propagação do calor em forma de ondas eletromagnéticas através de um meio material ou no vácuo. O mecanismo de emissão é resultante da energia liberada devido às oscilações ou transições dos elétrons constituintes da matéria. Toda matéria com temperatura superior a zero Kelvin emite radiação. O limite máximo de emissão de energia emitida por um corpo é expresso por,

$$\dot{E} = \sigma T_S^4 \tag{2.9}$$

na qual $\sigma$ é a constante de Stefan-Boltzmann, $T_s$ é a temperatura da superfície do corpo, e $\dot{E}$ é a taxa de energia emitida.

Para superfícies reais a taxa de energia emitida é expressa por,

$$\dot{E} = \varepsilon\sigma T_S^4 \tag{2.10}$$

na qual $\varepsilon$ é a emissividade da superfície. Um corpo com propriedades especiais, chamado de corpo cinzento, possui o valor da emissividade, $\varepsilon$, igual ao coeficiente de absortividade, α. Um corpo com emissividade igual a 1 é chamado de corpo negro.

A energia líquida transferida por radiação corresponde à diferença entre a energia emitida e a energia absorvida. Para um corpo cinzento exposto ao ambiente, a taxa líquida de transferência de calor por radiação é dada por,

$$\dot{E} = \varepsilon\sigma A(T_S^4 - T_\infty^4) \tag{2.11}$$

na qual $T_S$ é a temperatura da superfície e $T_\infty$ é a temperatura do meio. Nesse casso, o fator de forma (fator de visão de um corpo pelo outro) é igual a 1.

## 2.9 Fundamentos da Irradiação Solar

Esta seção apresenta de maneira resumida os fundamentos da irradiação solar, considerando os efeitos do fluxo radiativo na camada atmosférica e as instrumentações necessárias para a obtenção das medidas de energia solar incidente na superfície terrestre, utilizada no presente trabalho.

### 2.9.1 Fluxo da Irradiação Solar Extraterrestre

O fluxo total da irradiação solar extraterrestre, medido fora da atmosfera terrestre e integrado sob todo o espectro solar, é denominado de constate solar, $\dot{I}_{SC}$. Esse fluxo de energia solar é medido por unidade de tempo e de área normal à irradiação, para uma distância média entre a Terra e o Sol. *A World Radiation Center* (WRC) estabeleceu o valor de 1.367W/m$^2$ com erro estimado ± 1,0% para o fluxo da irradiação solar (DUFFIE e BECKMAN, 1980).

O fluxo da irradiação solar desde o topo da atmosfera até a superfície terrestre é alterado consideravelmente, devido à presença de componentes constituintes da atmosfera, que provocam os efeitos de absorção e espalhamento. Em função destes efeitos, a irradiação sobre a superfície terrestre se divide em duas componentes, a saber:

- Radiação direta recebida do sol, sem mudança de direção;
- Radiação difusa, que corresponde à parcela de radiação recebida do sol, com alterações ocasionadas pelos efeitos absorção e espalhamento.

A absorção ocorre em grande parte devido ao ozônio e ao vapor d'água, e em menor parte devido ao oxigênio, dióxido de carbono, gases em geral e outras partículas. Os principais responsáveis pelo espalhamento são moléculas de gás (espalhamento de Rayleigh), partículas, água e gotas. Esses conceitos estão esquematizados na Figura 2.9.

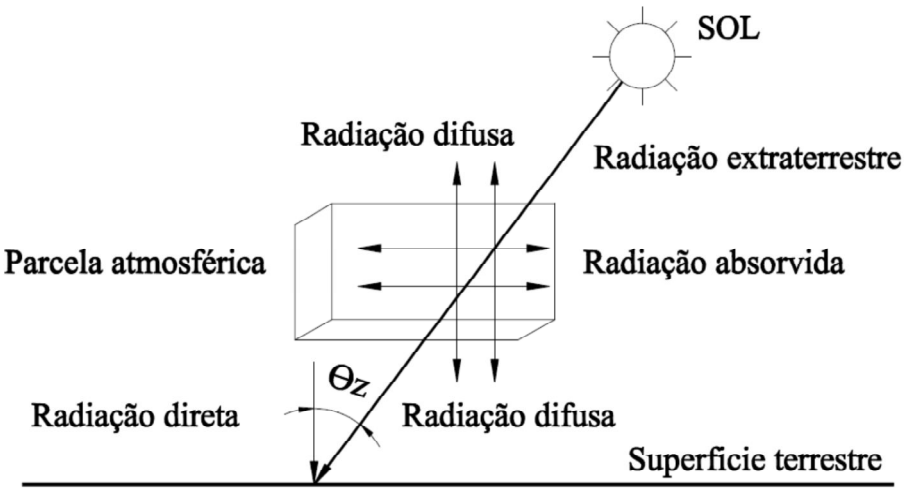



Figura 2.9 - Distribuição da irradiação solar direta, difusa e absorvida (adaptado de SEN, 2007)

Além dos efeitos típicos de absorção e espalhamento, o efeito da nebulosidade sobre o fluxo solar na atmosfera é de particular importância porque pode reduzir a irradiação sobre a terra em até 80 a 90%.

Outro efeito que ocasiona alterações no fluxo solar extraterrestre é a variação da distância entre o Sol e a Terra, e o valor estimado desta variação é de ± 3%. Devido aos movimentos de translação e rotação da Terra e à inclinação do eixo dessa rotação, um plano sobre a superfície terrestre recebe os raios solares com ângulos de incidência diferentes, em função da hora do dia e da época do ano. A Figura 2.10 mostra o movimento da terra identificando as posições relativas às mudanças de estações segundo as declinações para o hemisfério Sul.

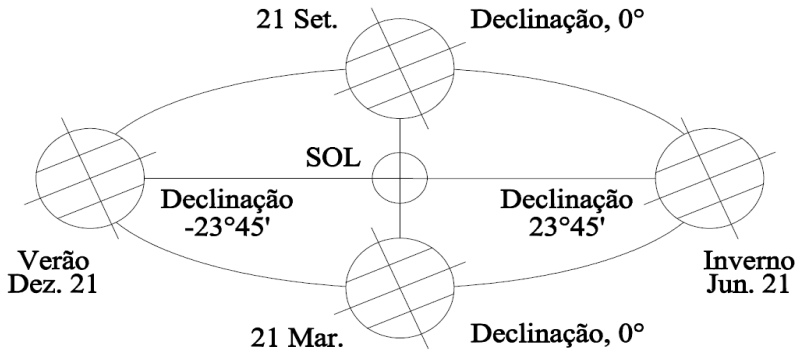



Figura 2.10 - Posições da Terra em relação ao Sol em um ano (adaptado de SEN, 2007)

Considerando essas variações de irradiação solar sobre uma superfície na Terra, foram realizadas as medições da radiação solar global no local de realização do experimento.

### 2.9.2 Instrumentos de Medição da Irradiação Solar

As medições das condições solarimétricas são realizadas por instrumentos que medem a taxa de radiação incidente por unidade de área da superfície, integrada sob os diversos comprimentos de onda, com limites de precisão segundo a classificação preestabelecida pela Organização Meteorológica Mundial (OMM). Os instrumentos de uso mais frequentes são o piranômetro e o piroheliômetro.

- Piranômetro: instrumento que mede a irradiação global (direta e difusa) cujo sensor é uma pilha termoelétrica, constituída por termopares em série, que gera uma tensão elétrica proporcional à diferença de temperatura entre duas superfícies pintadas de preto e branco. A tensão gerada correspondente ao nível de radiação incidente. A Figura 2.11 mostra um piranômetro de precisão.

Figura 2.11 - Piranômetro de radiação global

- Piroheliômetro: instrumento utilizado para medir radiação direta. Permite apenas a "visualização" da região vizinha, denominada circunsolar, com ângulo de aceitação de 6º. O instrumento segue o movimento aparente do Sol, que é constantemente focalizado na região do sensor. A Figura 2.12 mostra um piroheliômetro de precisão.

Figura 2.12 - Piroheliômetro de precisão

No experimento, foram utilizados um piranômetro e um piroheliômetro de precisão para medição da radiação global e radiação direta, respectivamente.

### 2.9.3 Radiação em Superfícies Inclinadas

A radiação solar incidente em uma superfície (coletor solar plano) pode ser determinada a partir do modelo isotrópico difuso proposto por Liu e Jordan em 1963 (DUFFIE e BECKMAN, 1980), que inclui três componentes de radiação na superfície inclinada: a radiação solar direta, a difusa isotrópica e a radiação solar refletida no solo. A taxa de radiação incidente em uma superfície inclinada é dada por,

$$\dot{I_T} = \dot{I_b} R_b + \dot{I_d} \left(\frac{1 + cos\beta}{2}\right) + \dot{I} \rho_g \left(\frac{1 - cos\beta}{2}\right) \tag{2.12}$$

na qual $\dot{I_T}$ é a taxa da radiação total, $R_b$ é o fator geométrico do coletor, $\dot{I_b}$ é a taxa da radiação direta, $\dot{I_d}$ é a taxa de radiação difusa e $\rho_g$ reflectância do solo, ((1+cosβ)/2) e ((1-cosβ)/2) são fatores de vista do coletor para o céu e para o solo, respectivamente. Os ângulos de incidência solar em uma superfície inclinada estão apresentados na Figura 2.13.

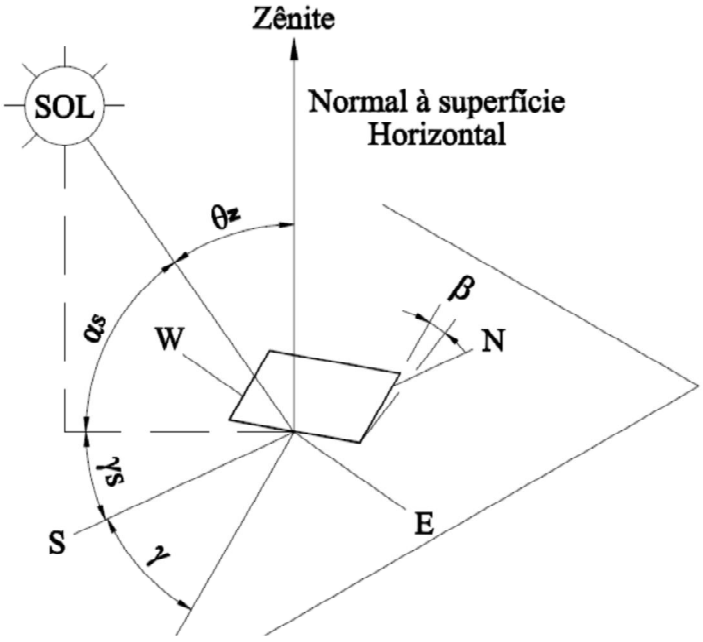



Figura 2.13 - Ângulos relativos de incidência solar em superfície inclinada

### 2.9.4 Equações de Balanço de Energia no Coletor Plano

O desempenho de um coletor solar térmico é geralmente expresso por uma curva de eficiência, determinada por diversas variáveis conforme apresentado a seguir.

A taxa de energia útil $\dot{Q}_{u,sol}$, no coletor, por unidade de área $A_c$ é igual à diferença entre a taxa de radiação solar incidente e as perdas óticas, ou seja,

$$\dot{Q}_{u,sol} = A_c\left[\, I - U_L(T_{pm} - T_\infty)\right] \tag{2.13}$$

na qual $U_L$ é o coeficiente global de perdas do coletor, $T_{pm}$ é a temperatura média da placa absorvedora e $T_\infty$ é a temperatura ambiente.

O valor da taxa de radiação solar $\dot{I}$, absorvida no coletor é dado por,

$$\dot{I} = \dot{I_b} R_b (\tau\alpha)_b + \dot{I}_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1+cos\beta}{2}\right) + \rho_g \left(\dot{I}_b + \dot{I}_d\right)(\tau\alpha)_g \left(\frac{(1-cos\beta)}{2}\right) \tag{2.14}$$

na qual $\tau$ é a transmitância é $\alpha$ absorbância e os subscritos $b, d\ e\ g$ significam direta, difusa e solo, respectivamente.

O fator de eficiência do tubo aletado, com perfil retangular é dado por,

$$F = \frac{tanh[m(W-D)/2]}{m(W-D)/2} \tag{2.15}$$

na qual $W$ é o espaçamento entre os tubos, $D$ é o diâmetro dos tubos aletados, como ilustrado na Figura 2.14.

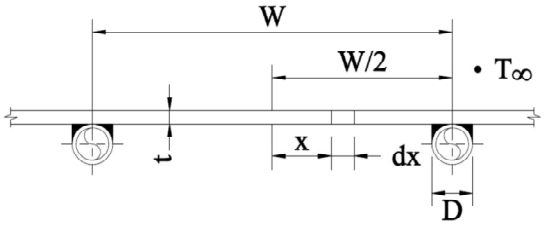



Figura 2.14 - Aleta/tubo do absorvedor solar

O fator de eficiência do coletor depende da eficiência da aleta é dado por,

$$F^{'} = \frac{1/U_L}{W\left[\frac{1}{U_L[D+(W-D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}}\right]} \tag{2.16}$$

na qual $C_b$ é a condutância da junção, $D_i$ é o diâmetro interno do tubo e $h_{fi}$ é o coeficiente de transferência de calor dentro do tubo.

O fator de fluxo do coletor é dado por,

$$F^{''} = \frac{\dot{m}c_p}{A_c U_L F^{'}}\left[1 - exp\left(-\frac{A_c U_L F^{'}}{\dot{m}c_p}\right)\right] \tag{2.17}$$

O fator de remoção de calor do coletor (relaciona o ganho real e o ganho se todo o coletor estivesse na temperatura de entrada do fluido) é dado por,

$$F_R = F^{'}F^{''} \tag{2.18}$$

Aequação de eficiência do coletor, também conhecida como equação de Hottel-Whiller (1955), na qual $\dot{I_T}$ é a irradiância no plano inclinado é expressa por,

$$\eta = F_R\tau\alpha - F_R U_L\left(\frac{T_{f,i} - T_\infty}{\dot{I_T}}\right) \tag{2.19}$$

# 3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Este capítulo apresenta as equações de massa e de energia do refrigerador e as equações para determinação do coeficiente de desempenho do refrigerador.

## 3.1 Balanço de Massa e de Energia do Refrigerador

As equações de balanço de massa e de energia nos componentes do refrigerador foram utilizadas para determinar o coeficiente de desempenho.

A taxa de energia absorvida pelo coletor plano, que é transferida para o aquecimento do adsorvedor, é dada por,

$$\dot{Q}_{u,sol} = F_R A_c [\dot{I} - U_L (T_{f,i} - T_\infty) \tag{3.1}$$

na qual $F_R$ é o fator de remoção de calor do coletor, $A_c$ é a área de coletor, $\dot{I}$ é a taxa da radiação solar absorvida, $U_L$ é o coeficiente de perdas de calor no coletor (laterais, superiores e inferiores), $T_{f,i}$ é a temperatura do fluido na entrada do coletor, e $T_\infty$ é a temperatura ambiente.

A energia solar transferida para o adsorvedor ao longo de um dia é dada por,

$$Q_{u,col} = \eta A_c \int \dot{I}\, dt \tag{3.2}$$

na qual foram desprezadas as perdas de calor para o ambiente e pela tubulação de ligação do coletor ao adsorvedor.

O efeito da refrigeração é quantificado pelo resfriamento produzido no evaporador. Neste sistema, uma massa de água é resfriada em cada ciclo e é dada por, $Q_{u,e}$,

$$Q_{u,e} = m_{a,e} c_{p,a} \Delta T \tag{3.3}$$

na qual $m_{a,e}$ é a massa de água armazenada no evaporador, $c_{p,a}$ é o calor específico da água e $\Delta T$é a diferença de temperatura na água entre o início e o final do resfriamento.

Além do resfriamento da água, ocorre também o resfriamento das paredes metálicas (massa de aço inox). O resfriamento total do evaporador é, então,

$$Q_{t,e} = m_{a,e}c_{p,a}\Delta T + m_{m,e}c_{p,m}\Delta T \tag{3.4}$$

na qual $m_{m,e}$ é a massa metálica do evaporador e $c_{p,m}$ é o calor específico do metal.

## 3.2 Coeficiente de Desempenho do Refrigerador

O coeficiente de desempenho, referente somente a energia útil do refrigerador, é dado por,

$$COP = Q_{u,e}/A_{col}\int \dot{I}\, dt \tag{3.5}$$

e o coeficiente de desempenho total é dado por,

$$COP' = Q_{t,e}/A_{col}\int \dot{I}\, dt \tag{3.6}$$

## 3.3 Modelo Aplicado da Adsorção

Modelos matemáticos são encontrados na literatura para representar as isotermas de adsorção. Estes modelos, de natureza semi-empírica ou derivados de equações de estados e da termodinâmica estatística, possuem particularidades que devem ser obdecidas quando de seu emprego.

No trabalho de Chua *et al*. (2002), eles observaram que a equação de Toth representava bem os dados experimentais para dois tipos de sílica gel, A e RD / água, e

adotaram essa equação para determinar os parâmetros isostéricos e os calores isotérmicos de adsorção em seus experimentos. A forma da equação de Toth utilizada é dada por,

$$q^* = K_0 exp((\Delta_{ads}H)/RT)P/\{1 + [K_0/q_m^* exp((\Delta_{ads}H)P]^t\}^{1/t} \quad (3.7)$$

na qual $q^*$ a quantidade de adsorbato (água) adsorvida pelo adsorvente (sílica) nas condições de equilíbrio, $q_m^*$ é a capacidade de adsorção do adsorvente em monocamada, $\Delta_{ads}H$ é a entalpia isostérica de adsorção, $R$ é a constante universal dos gases, $T$ é a temperatura de equilíbrio do adsorbato na fase gasosa e $P$ é a pressão de equilíbrio do adsorbato na fase gasosa, $K_0$ constante preexponecial, e $t$ é a constante de Toth.

O valor da constante de Toth t está entre o intervalo de 0 e 1, porém pode ser maior do que 1, segundo Valenzuela e Myers (CHUA *et al.*, 2002).

A Tabela 3.1 apresenta os coeficientes da correlação para dois tipos de sílica, Chua *et al*. (2002).

Tabela 3.1 - Coeficientes dacorrelação para dois tipos de sílica gel + água (CHUA*et al.*, 2002)

| Tipo | $K_0$ (kg.kg$^{-1}$.kPa$^{-1}$) | $\Delta_{ads}H$ (kJ.kg$^{-1}$) | $q_m$ (kg.kg$^{-1}$) | t | |
|---|---|---|---|---|---|
| A | (4,65±0,9) x 10$^{-10}$ | (2,71±0,1) x 10$^3$ | 0,40 | 10 | Toth |
| RD | (7,30±2) x 10$^{-10}$ | (2,693±0,1) x 10$^3$ | 0,45 | 12 | Toth |
| RD (fabricante) | 2,0 x 10$^{-9}$ | 2,51x10$^3$ | | | Henry |

O erro citado refere-se ao intervalo de 95% de cofidência do método de regressão dos mínimos quadrados dos dados experimentais.

Utilizaram-se neste trabalho os dados de sorção de Chua *et al.* (2002) para os materiais adsorventes e o modelo proposto por Toth para, através de uma regressão não-linear empregando o método Marquardt com o *software* SAS determinar novas constantes para o modelo,

$$\theta = q^*/q_m^* = q^*/q_m^* = Ae^{(\Delta H/RT)}P^B \quad (3.8)$$

na qual $\theta$ é o enchimento fracional dos microporos (de sílica com água), $A$ e $B$ são constantes.

Com a Equação (3.8) foi possível determinar a concentração de água na sílica gel nas fases de adsorção e dessorção, para os valores de temperatura e pressão medidos no experimento. A partir dos valores calculados, foi realizada a análise do desempenho do sitema de refrigeração.

# 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo apresenta o protótipo experimental do ciclo adsorção com aquecimento indireto por energia solar, com a descrição de seus componentes, o sistema de medição e aquisição de dados e o princípio de funcionamento.

## 4.1 Componentes do Refrigerador

Os principais componentes do refrigerador com ciclo de adsorção são um adsorvedor, um evaporador, um condensador e um coletor solar. No experimento foi utilizado um adsorvedor trapezoidal de placas planas, instalado na posição mais alta do sistema. O coletor solar foi conectado ao adsorvedor por duas tubulações, uma de entrada e outra de saída da serpentina de aquecimento na câmara inferior do adsorvedor. Uma tubulação na parte superior do adsorvedor (câmara de equalização) para entrada/saída do fluido refrigerante foi conectado ao condensador e evaporador. A Figura 4.1 mostra a fotografia do protótipo, com coletor solar a frente, adsorvedor trapezoidal de placa plana isolado ao centro e evaporador na parte mais posterior.

Figura 4.1 - Protótipo do refrigerador por ciclo de adsorção com aquecimento solar

### 4.1.1 Adsorvedor Trapezoidal de Placa Plana

O adsorvedor é o componente principal do sistema de refrigeração e é o local onde ocorrem os processos de adsorção/dessorção, ou seja, aprisionamento ou liberação do fluido refrigerante nas cavidades do material adsorvente.

O adsorvedor trapezoidal de placa plana é formado por duas câmaras dispostas horizontalmente e separadas por uma tela metálica (placa plana paralela). Na câmara inferior, está o leito adsortivo, sílica gel tipo RD; no interior deste material, está instalada uma serpentina (tubulação de cobre) na qual escoa um fluxo de óleo térmico aquecido no coletor de alta eficiência em altas temperaturas (aquecimento indireto). O fluído de trabalho (adsorbato) escoa através da tela plana para a câmara superior de equalização do adsorbato na fase de vapor. A câmara está interligada sequencialmente ao condensador e ao evaporador. O adsorvedor é isolado com manta flexível, removível, para ser descoberto nos períodos noturnos, durante a fase de resfriamento. A Figura 4.2 mostra uma fotografia do adsorvedor na fase fabricação.

Figura 4.2 - Adsorvedor trapezoidal (base retangular) de placa plana

### 4.1.2 Condensador

O condensador é o trocador de calor que promove a condensação do fluído refrigerante inicialmente na fase vapor. A construção do condensador permite que os fluidos operem em contra corrente.

O condensador é formado por dois tubos de aço inox concêntricos. No espaço compreendido entre os tubos, circula um fluxo de água para condensação do fluído refrigerante. A Figura 4.3 mostra uma fotografia do condensador.

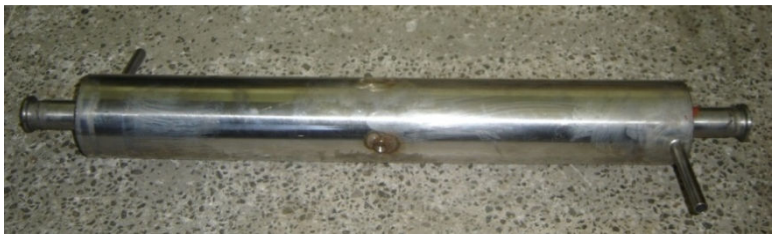


Figura 4.3 - Condensador

A troca de calor com a água de condensação pode ser utilizada em outras aplicações como no aquecimento de outro processo (co-geração).

### 4.1.3 Evaporador

O evaporador é o componente responsável pela energia útil do sistema, ou seja, promove o efeito frigorífico que será utilizado na refrigeração ou no condicionamento de ar. Foi utilizado um evaporador em forma de tronco de pirâmide com base quadrada, com o objetivo de se obter uma maior área superficial livre e desta forma melhorar o efeito de evaporação instantânea *"flash"*.

O evaporador foi montado no interior de uma câmara isolada termicamente com poliuretano expandido. Foram empregadas chapas de aço inox AISI 304 na construção do evaporador. A Figura 4.4 mostra uma fotografia do evaporador.

Figura 4.4 - Evaporador

### 4.1.4 Coletor Solar

O coletor solar é responsável pelo fornecimento de calor ao fluxo de escoamento de óleo para o aquecimento indireto do leito adsortivo no adsorvedor. Na fase de aquecimento, a radiação solar incide sobre o coletor de placa plana e o óleo é aquecido nos tubos da placa absorvedora do coletor, fazendo-o circular em um circuito de termossifão por convecção natural. O calor do fluido térmico é transferido ao leito adsortivo no adsorvedor. Parte da energia transferida pelo óleo é utilizada no processo de dessorção outra parte é perdida para o meio ou armazenada nos materiais dos componentes do sistema.

A estrutura do coletor solar de forma retangular foi fabricada de madeira e isolada internamente com placas e mantas de lã de vidro.

Foi utilizada na fabricação das aletas uma superfície seletiva de alta absorção solar e baixa emissão térmica, formada pela deposição de física de óxido metálico em camadas, sobre faixas de cobre (características a 100 °C:$\alpha$=0,95 ± 0,02 e $\varepsilon$=0,05 ± 0,02). As aletas foram fixadas aos tubos de cobre através de solda por ultrassom.

A cobertura do coletor é formada por um vidro temperado e possui um recobrimento interno com película, com alto grau de transparência, fabricado de fluorpolímero, resistente à intempérie, aos raios ultravioleta (UV) e a temperaturas altas (150°C a 200°C). Foram utilizadas cantoneiras de alumínio para acabamento e vedação da estrutura de madeira com a cobertura de vidro, seladas com silicone. A Figura 4.5 mostra uma fotografia do coletor solar de placas planas.

Figura 4.5 - Coletor solar de placa plana

Na montagem do sistema de refrigeração, foi utilizado um refletor plano posicionado alternativamente nas laterais de maior dimensão do coletor conforme o ângulo horário, objetivando com isso uma intensificação da energia solar incidente.

### 4.1.5 Tubulações e Acessórios

Nas interligações dos componentes, adsorvedor, condensador e evaporador foram utilizados tubos e acessórios (tês, curvas, etc.) de aço inox AISI 304.

Foram utilizadas braçadeiras e *o-rings* nas conexões entre tubulação/válvula de vácuo flangeadas (conexões desmontáveis), para interligação inicialmente da bomba de vácuo e, posteriormente, do sistema de alimentação do fluído refrigerante (água destilada) ao refrigerador.

Conexões flangeadas foram também empregadas nos pontos de medições para o sensor de pressão e para um passador elétrico do termopar do interior do adsorvedor, além das válvulas de bloqueio do fluído refrigerante (controle das fases de adsorção/dessorção).

Na interligação do coletor solar com o adsorvedor, foram utilizados tubos de cobre e acessórios (cotovelos, tês, etc.) e válvula de esfera tripartida de aço inox.

Nas tubulações do circuito de aquecimento (externo ao coletor solar) foi utilizado um isolamento térmico flexível, específico para altas temperaturas (até 150°C) e resistente aos raios ultravioleta (UV), fabricado em espuma elastomérica a base de borracha sintética. Foi utilizado um sistema de revestimento no isolamento térmico dos tubos flexíveis, que consiste de um tecido sintético, resistente a intempéries, raio ultravioleta (UV) e de proteção mecânica.

### 4.1.6 Equipamentos Auxiliares

Foi utilizada uma bomba de vácuo para realizar a evacuação do sistema compressão nominal final de $1x10^{-4}$mbar e vazão de 10,0l/h. A bomba de vácuo apresenta um melhor desempenho quando operada com um óleo indicado pelo fabricante. Os óleos lubrificantes N62 e HE-200, originais para essa bomba de vácuo, são óleos lubrificantes parafínicos de base mineral não-recicláveis, e de acordo com o Artigo 4 da Resolução do CONAMA N° 009 de 31 de agosto de 1993, foi proibido a utilização, a industrialização e a comercialização desses tipos de óleo, seja nacional ou internacional. Em substituição ao óleo importado foi utilizado um óleo nacional, porém o ponto de flash deste óleo é inferior ao do importado. Assim, fez-se necessária a utilização de uma armadilha de nitrogênio líquido para evitar a contaminação do sistema a ser evacuado pelo vapor de óleo desprendido durante o aquecimento normal da bomba. Com essa solução foi possível melhorar o nível de vácuo inicial do circuito de refrigeração. Foram utilizados também um cilindro portátil de nitrogênio líquido e uma armadilha de nitrogênio líquido para captura do vapor de óleo lubrificante desprendido pela bomba de vácuo.

O sistema de alimentação de água (fluido refrigerante) para o evaporador é composto por um cilindro de aço inox, visor de nível, válvula de bloqueio e tubulações flangeadas para conexão com a válvula de vácuo. A Figura 4.6 mostra uma fotografia do sistema de alimentação de água.

Figura 4.6 - Sistema de alimentação de água ao evaporador

### 4.1.7 Par Adsortivo

O par adsortivo sílica gel e água apresentou-se com a alternativa ideal, face à necessidade da regeneração do leito adsortivo por aquecimento solar. Desejava-se empregar materias atóxicos e que não provocassem degradações atmosféricas. Estudando os pares adsortivos, verificou-se que a capacidade seletiva da sílica gel para água (máxima capacidade de adsorção) era maior do que para outros materiais adsorventes e que, com a sílica gel era possível a regeneração utilizando-se um coletor solar plano de alta eficiência.

A massa de material adsorvente foi estimada considerando-se a capacidade máxima de adsorção da sílica gel tipo RD (apresentado nas isotermas de adsorção de Chua *et al*.) e o volume de água (capacidade do evaporador) que seria evaporado em função das pressões e temperaturas alcançadas no sistema.

A Figura 4.7 mostra uma fotografia da sílica gel tipo RD utilizada no experimento.

Figura 4.7 - Sílica gel do tipo RD

O adsorbato (água) passou pelo processo de destilação antes de ser alimentado no sistema.

### 4.1.8 Fluido Térmico do Coletor Solar

No sistema de aquecimento indireto do adsorvedor (coletor solar), foi utilizado o fluido sintético (óleo térmico), que consiste de uma mistura eutética de dois compostos estáveis, bifenilo ($C1_2H_{10}$) e óxido difenilo ($C_{12}H_{10}O$) com praticamente as mesmas pressões de vapor. Este fluido pode ser utilizado em sistemas de aquecimento na fase líquida (15ºC a 400ºC) ou na fase vapor (257 a 400ºC).

## 4.2 Sistema de Medição e Aquisição de Dados

O sistema de medição e aquisição de dados consiste em um conjunto de sensores e coletor de dados, utilizados para obtenção de leitura e registro das variáveis do sistema de refrigeração.

### 4.2.1 Coletor de Dados e Sensores

- Coletor de dados com 8 canais multifuncionais individualmente configuráveis. Os tipos e intervalos de faixas são: sinal de corrente (0 a 24mA), uma entrada de freqüência (20 a 4000 Hz), uma entrada para contador de pulso (0 a 65000), 8 entradas de temperatura, duas entradas de voltagem (0 a 10V e 0 a 50mV).
- Termopares do tipo K (níquel - cromo) com faixa de operação entre -270°C e 1.372°C, com saída analógica entre 6,458mV e 54,886mV;
- Sensor de pressão com faixa de precisão entre $10^{-4}$mbar e $10^{3}$mbar, saída analógica de 0 a 10 V, precisão de uma casa decimal.

### 4.2.2 Variáveis Monitoradas

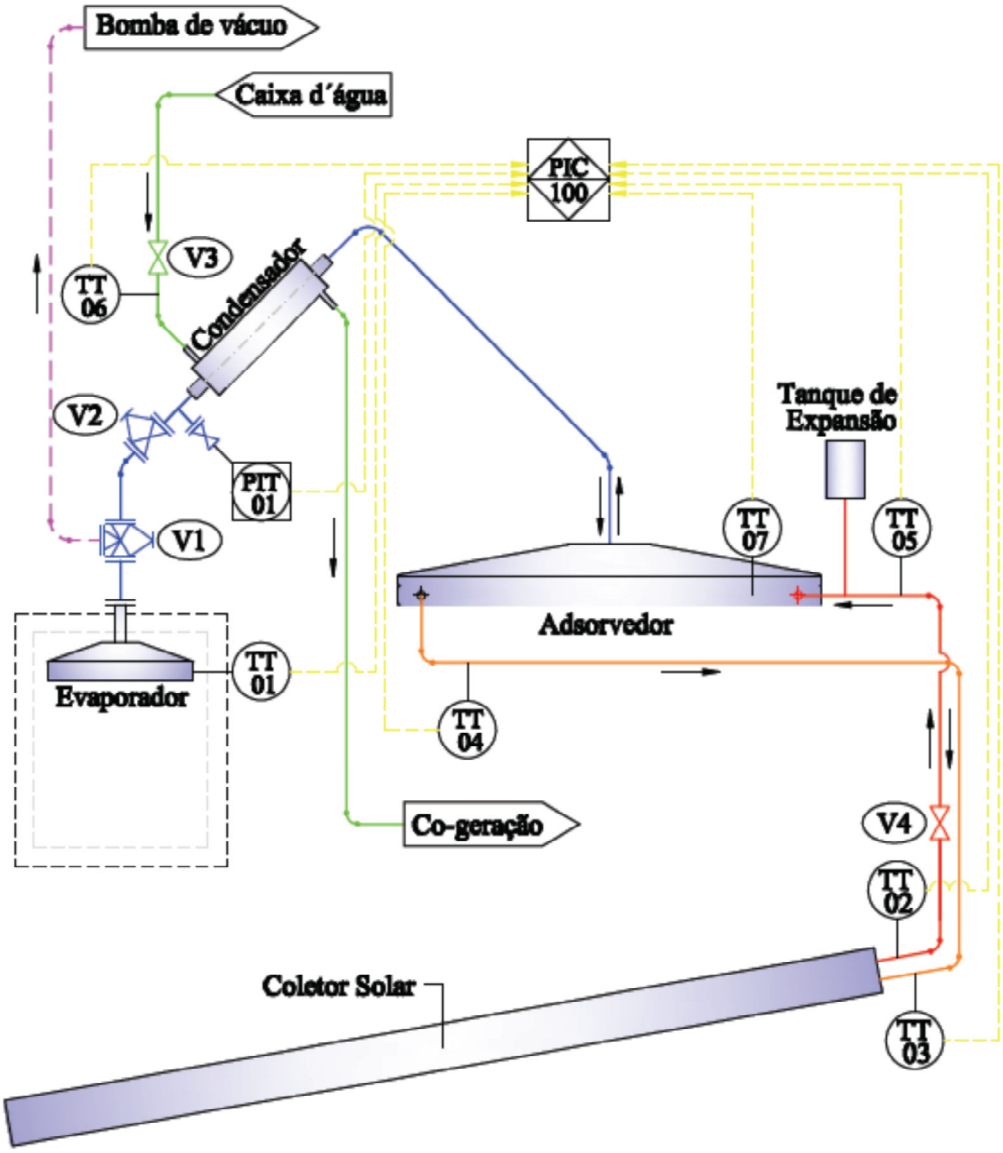
- Temperatura: foram instalados sensores (termopar) no interior do adsorvedor, na superfície metálica do evaporador, nas tubulações de entrada e saída do adsorvedor, na saída do condensador e nas tubulações de entrada e saída do coletor solar;
- Pressão: Um sensor de pressão está instalado na tubulação de interligação do adsorvedor com o evaporador.
- Radiação solar: piranômetro de precisão, tipo-CM11 com sensibilidade de 4,84 x $10^{-6}$V/m$^{-2}$

A Figura 4.8 mostra uma fotografia do sistema de aquisição de dados.

Figura 4.8 - Sistema de medição e aquisição de dados

## 4.3 Funcionamento do Refrigerador

Os procedimentos para operação do refrigerador são importantes e consistem no controle de válvulas de bloqueio e na remoção ou colocação da cobertura isolante para o adsorvedor durante a fase de resfriamento e aquecimento do leito adsortivo, respectivamente. O fluxograma do sistema de refrigeração está ilustrado na Figura 4.9.




TT - transmissor de temperatura, PIT - transmissor e indicador de pressão,
PIC - coletor de dados, V – válvula.

Figura 4.9 - Fluxograma do refrigerador em ciclo de adsorção com aquecimento solar

### 4.3.1 Procedimentos Iniciais

Antes de o refrigerador entrar em funcionamento, é realizado vácuo para remover os gases presentes no sistema de circuito fechado. Este procedimento é necessário devido à presença de gases não adsorvíveis (moléculas de dimensão superior à cavidade do adsorvente) que afetam a cinética de adsorção ou mesmo paralisam o ciclo de refrigeração por adsorção. Nos procedimentos de montagem, é importante a eliminação de todos os possíveis pontos de vazamentos, com atenção especial dada às interligações das tubulações com válvulas, e as soldas das tubulações e acessórios.

Na alimentação do fluido refrigerante no refrigerador, é utilizado um sistema auxiliar que possibilita a interligação com o sistema evacuado, com a mínima perda de vácuo. Este procedimento consiste em alimentar a água em uma quantidade superior ao nível (equivalente a um volume conhecido) de água necessária no sistema de refrigeração. Após a alimentação do fluido refrigerante a válvula de vácuo/alimentação é fechada e não mais operada.

### 4.3.2 Procedimentos Operacionais

O funcionamento do sistema de refrigeração na fase de resfriamento inicia-se com a abertura da válvula de bloqueio de fluxo instalada entre o evaporador e o condensador. Neste processo, parte do fluido refrigerante (água) é evaporada e flui para o adsorvedor onde é aprisionado nomaterial adsorvente (sílica gel). A válvula de bloqueio é fechada após o término da adsorção e a água que fica armazenada no evaporador está à baixa temperatura, podendo então ser utilizada para refrigeração.

A segunda fase do ciclo acontece quando o óleo aquecido no coletor solar transfere calor ao leito adsortivo, e promove a liberação de fluido refrigerante (água) das cavidades do adsorvente. O vapor d'água então flui, por diferença de pressão, do adsorvedor para o condensador e evaporador.

A alta velocidade de escoamento do vapor de água faz com que a condensação ocorra primeiramente no evaporador (processo indesejável), se a válvula de bloqueio de fluxo para o evaporador estiver aberta. Para assegurar que a condensação ocorra apenas no

condensador a válvula é então fechada, e assim o fluxo de vapor de água em contra corrente com a água alimentada ao condensador por um sistema externo, troca calor e muda para a fase líquida. Ao final da condensação a válvula de bloqueio de fluxo é novamente aberta e o fluido condensado retorna para o evaporador, finalizando o ciclo de refrigeração por adsorção em regime intermitente.

A cobertura isolante do adsorvedor é utilizada durante a fase de aquecimento para possibilitar a conservação de energia térmica fornecida pelo óleo aquecido no coletor solar. Durante o processo de resfriamento a cobertura é removida para que o calor total do processo de adsorção (calor latente de condensação/calor de adsorção) seja dissipado para o meio externo (convecção natural).

### 4.3.3 Dados Experimentais

As quantidades de materiais do par adsortivo, sílica gel e água definidas a partir das isotermas de adsorção da sílica gel do tipo RD, e de cálculos de energia fornecida pelo coletor solar estão apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Dados do protótipo experimental

| Materiais | Massa (kg) | Calor específico (J/kgK) |
|---|---|---|
| Adsorvente – sílica gel tipo RD | $m_{si} = 5{,}80$ | $c_{p,si} = 920$ |
| Evaporador – água (adsorbato) | $m_{a,e} = 2{,}00$ | $c_{p,a} = 4.200$ |
| Evaporador – aço inox AISI 304 | $m_{m,e} = 5{,}16$ | $c_{p,m} = 477$ |

A Figura 4.10 apresenta as isotermas de adsorção da sílica RD/água do modelo experimental apresentado por Chua *et al*. (2002).

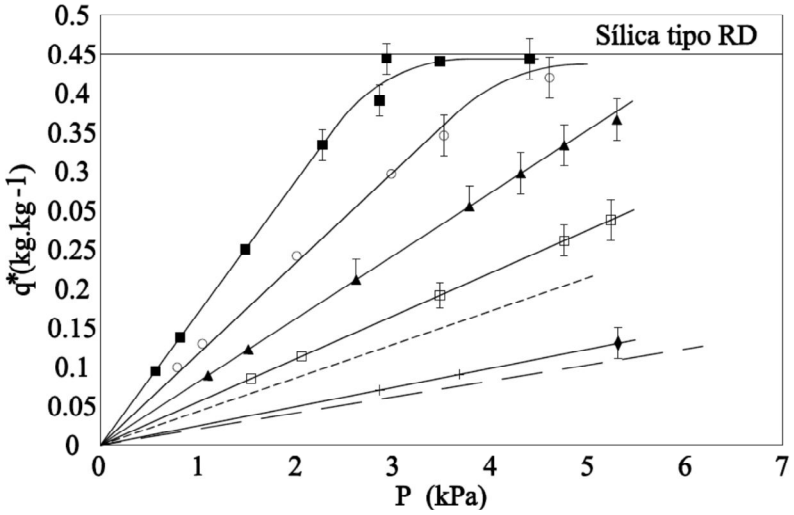



Figura 4.10 - Isoterma de adsorção para o vapor de água e sílica gel tipo RD (CHUA *et al*. 2002)

Pontos dos dados experimentais (■) T=303K, (○) T=30K, (▲) T=313K, (□) T=323K, e (+) T=338K; pontos dos dados computacionais da euqação de Toth; pontos para os dados do fabricante (---) T=323K NACC e (− −) T=338K NACC; pontos para os dados experimentais (♦) T=298K com estimativa de saturação em monocamadas.

As condições obtidas com a realização do vácuo no protótipo experimental estão apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Condições iniciais de funcionamento do protótipo experimental

| Sistema | Bomba de vácuo | Válvula de vácuo /alimentação de água (posição) | Válvula de bloqueio de fluxo (posição) | Pressão mbar |
|---|---|---|---|---|
| Vácuo (bomba) | L | A | F | $3{,}3x10^{-2}$ |
| | D | F | F | $3{,}3x10^{-2}$ |
| Alimentação de água | D | A | F | $3{,}3x10^{-2}$ |
| no evaporador | D | F | A | 7,0 |

[(L) ligada, (D) desligada / (A) aberta, (F) fechada]

# 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados experimentais de dois ciclos completos e consecutivos do funcionamento do refrigerador térmico em ciclo de adsorção com aquecimento solar indireto. Apresenta também os resultados da simulação numérica utilizando o modelo aproximado, baseados nos dados apresentados por Chua *et al*. (2002), e de dados experimentais de um ciclo.

Os testes do refrigerador foram realizados em períodos de baixa radiação solar, com céu parcialmente nublado e muitos períodos de chuvas, mesmo assim foi possível validar o funcionamento do refrigerador em ciclo de adsorção por aquecimento solar indireto. Devido ao período muito chuvoso, atípico em 2008-2009, os melhores resultados não puderam ser alcançados. Espera-se que em períodos com mais altos índices de radiação solar e nos meses de julho a dezembro, o desempenho do refrigerador seja superior ao apresentado.

## 5.1 Resultados Experimentais

Estão apresentadas as fases de aquecimento (no período de insolação) e de resfriamento (no período noturno), separadamente, para facilitar a visualização das variáveis medidas em seus respectivos eixos.

### 5.1.1 Circuito de Aquecimento

Os resultados experimentais do circuito de aquecimento estão representados na Figura 5.1, pelas curvas de temperatura do óleo na entrada e na saída do coletor, a temperatura no interior do adsorvedor e a radiação solar global local.

As medições experimentais realizadas com o protótipo em campo mostram que os processos de transferência de calor no adsorvedor e no coletor solar plano (circuito de termossifão) são adequados para a realização da fase de aquecimento (dessorção) do

refrigerador, visto que foram medidas temperaturas superiores a 140°C na saída do coletor e próximo a 80°C no leito adsortivo. No dia das medições, a média foi de 393W/m$^2$.

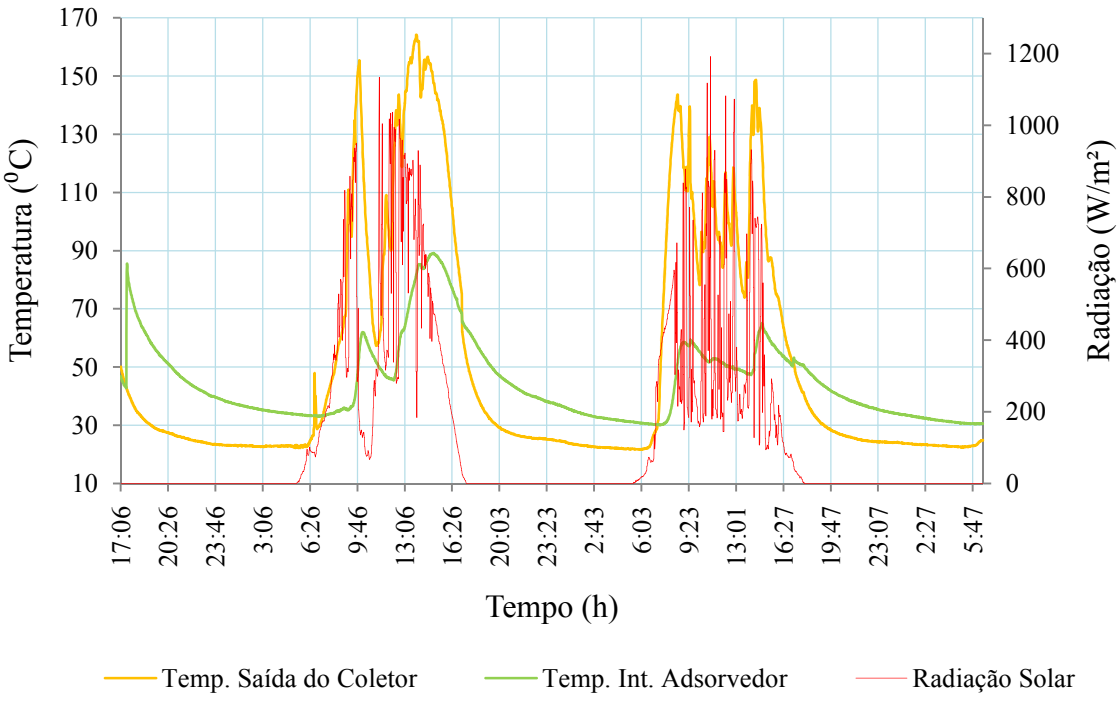



Figura 5.1 - Medidas de temperatura no circuito de aquecimento do refrigerador e radiação solar local

### 5.1.2 Circuito de Resfriamento

Os resultados experimentais do circuito de resfriamento estão representados na Figura 5.2, pelas curvas de temperatura do fluido refrigerante (água como adsorbato). As medições foram realizadas com um termopar colado na parede externa do evaporador, com pequena perda por condução através dessa parede metálica. Essas medições são para o mesmo período das medições apresentadas no circuito de aquecimento do adsorvedor, completando o ciclo de adsorção. Pode-se observar a baixa incidência de radiação solar, prejudicando parcialmente a realização do processo de dessorção e, consequentemente, o de adsorção.

Na primeira medição, obteve-se uma temperatura de 4,4°C na parede externa do evaporador, validando o funcionamento do refrigerador, e apesar dos baixos níveis de radiação solar nos dias consecutivos, foram obtidas temperaturas de 9,4°C.

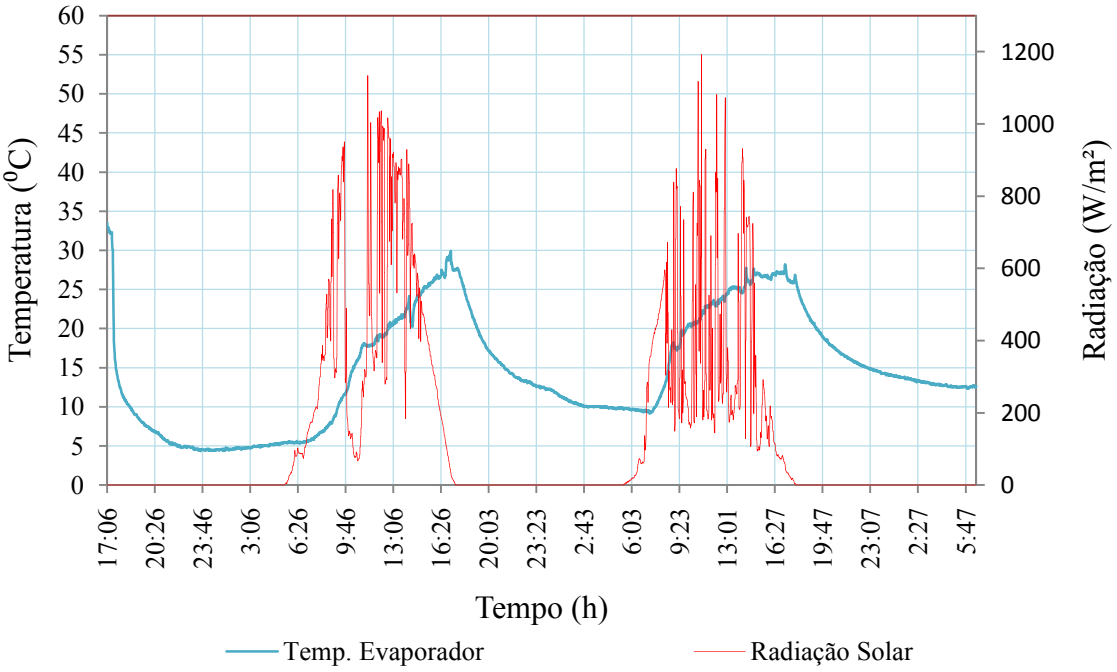



Figura 5.2 - Medidas de temperatura no circuito de resfriamento do refrigerador e radiação solar local

## 5.2 Análise Numérica

A Figura 5.3 apresenta um gráfico das aproximações entre os valores apresentados por Chua *et al*. (2002) e os valores obtidos através do *software* SAS para o modelo de determinação da quantidade adsorvida pelo adsorvente nas condições de equilíbrio.

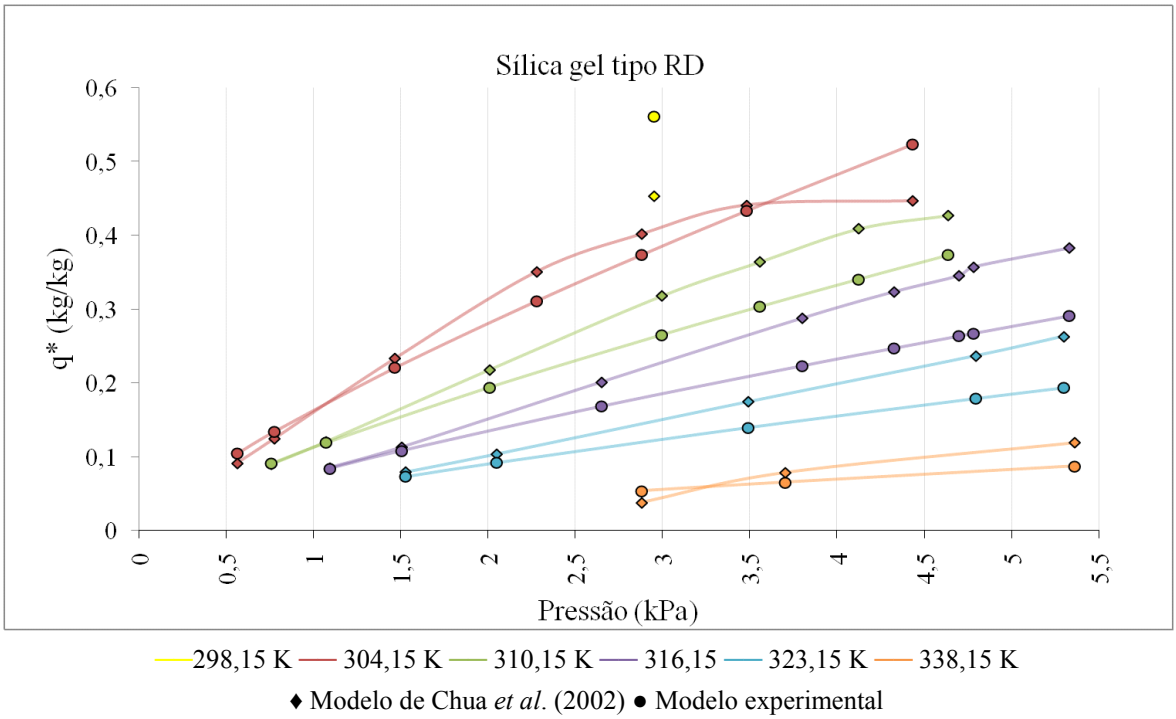



Figura 5.3 - Aproximação entre valores medidos *Chua et al.* (2002) e estimados.

Os resultados dos dados experimentais de um ciclo, medidos sete dias após o funcionamento inicial do refrigerador, estão apresentados na Figura 5.4. Esses dados e as aproximações apresentadas na Figura 5.3 foram usados na determinação numérica da massa de água dessorvida na fase de aquecimento (dessorção) e massa adsorvida na fase de resfriamento (adsorção) pela sílica gel do tipo RD no adsorvedor.

O desempenho do processo de dessorção foi determinado como a razão entre a energia utilizada para dessorver a quantidade de água no período de 7:20h às 14:40h e a energia solar transportada ao adsorvedor no mesmo período. A energia utilizada para a dessorção foi calculada como o produto entre a quantidade de água dessorvida e o calor de dessorção. A energia solar transportada ao adsorvedor foi calculada como a integral temporal da taxa de radiação solar global incidente no coletor, multiplicada pela área do coletor e por sua eficiência térmica. Assim, foi calculada uma razão similar à definição do coeficiente de desempenho, Eq. (3.5) e o valor encontrado foi de 0,20.

Nesse período, o processo de dessorção não foi plenamente realizado (regeneração incompleta da sílica gel), devido à baixa radiação solar, o que resultou em uma concentração residual de água nas cavidades porosas do material adsorvente, essa concentração comprometeu parcialmente a realização do processo de adsorção (segunda fase do ciclo),

resultando em uma temperatura da água gelada superior à obtida nas primeiras medições realizadas com o protótipo experimental.

O desempenho do processo de adsorção foi determinado como a razão entre a energia utilizada para adsorver a quantidade de água no período de 19:25h às 7:30h e a energia solar transportada ao adsorvedor no mesmo período. A energia utilizada para a dessorção foi calculada como o produto entre a quantidade de água adsorvida e o calor de adsorção. A mesma energia solar transportada para o adsorvedor durante a fase de dessorção. Assim, foi calculada uma razão similar à definição do coeficiente de desempenho, Eq. (3.5) e o valor encontrado foi de 0,12.

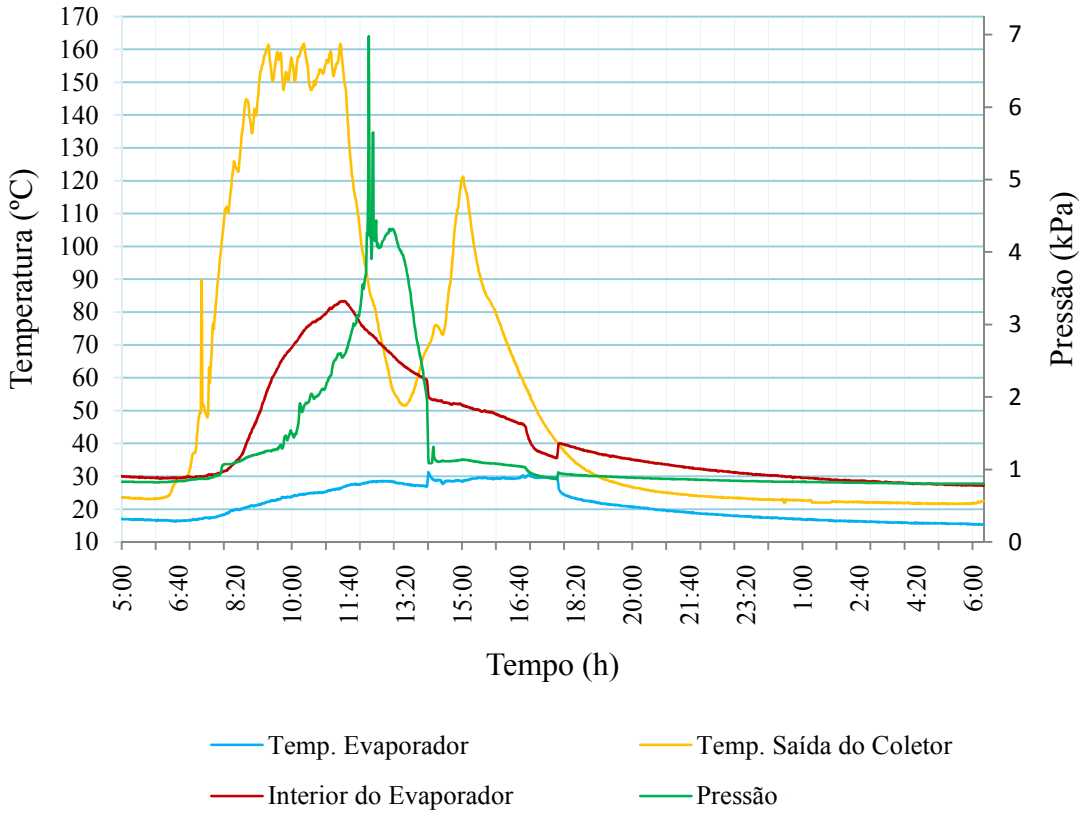



Figura 5.4 - Medidas de temperatura no circuito de resfriamento e aquecimento e pressão do refrigerador

# 6 CONCLUSÕES

Este trabalho de pesquisa foi elaborado visando o desenvolvimento e validação do funcionamento de um sistema de refrigeração por adsorção com energia solar. O objetivo foi atingido visto que ficou comprovado através dos resultados experimentais que o circuito de aquecimento (termossifão) obteve a energia suficiente para promover a dessorção do adsorbato (água) das cavidades do adsorvente (sílica gel tipo RD) na fase de aquecimento. Da mesma forma, na fase de resfriamento a temperatura atingida no evaporador foi adequada para aplicações em sistemas de condicionamento de ar, validando o funcionamento do refrigerador.

Foram encontradas algumas dificuldades durante o desenvolvimento do protótipo e na validação do seu funcionamento, e as mais significativas estão apresentadas a seguir, com o objetivo de facilitar a repetição do experimento.

- Manutenção do vácuo: a principal dificuldade técnica encontrada na montagem do sistema de refrigeração, para inicio de funcionamento e testes estiveram relacionadas à manutenção de vácuo no refrigerador.
- Clima atípico: os testes finais no protótipo experimental foram interrompidos algumas vezes devido à ocorrência de períodos chuvosos (condição atípica do clima), o que dificultou a realização das medições experimentais. O Centro de Previsão do Tempo e Estudos Climáticos (CPTEC/INPE) elaborou um estudo sobre o fenômeno de intensificação de chuvas na região nordeste no ano de 2009, segundo esse estudo, o padrão de ventos, em baixos e médios níveis, favoreceu a advecção de pulsos de umidade e massa, pulso esses desprendidos da Zona de Convergência Intertropical (ZCIT), que se posicionou sobre essa região, aumentando o potencial de chuvas intensas e com acúmulos significativos (NETO, 2009).

A tecnologia da adsorção para a refrigeração é muito promissora e a continuidade das pesquisas possibilitará o aperfeiçoamento do refrigerador, visando uma utilização desse equipamento principalmente em localidades sem eletrificação.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS


BASSAM, N. EL.; MAEGAARD, P. **Integrated Renewable Energyn for Rural Communities**: Planning Guidelines Tecnologies and Applications. S.l: Elsevier Science, 2004.

CHUA, H. T; NG, K. C; CHAKRABORTY, A; OO, N. M; OTHMAN, M.A; **Adsorption Characteristics of Silica Gel + Water Systems**.J. Chem. Eng. Data, 47, 1177-1181, 2002.

COLAÇO, J. S. **Retrofit: um avanço ecolóligo?**. Disponível em: http://www.inteditorial.com.br/revista. Acesso em: maio 2009.

DORGAN, C. B; LEIGHT, S. P; DORGAN, C. E. **Apllication guide for adsorption cooling/refrigeration using recovery heat**. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlata, 1995.

DUFFIE, J. A; BECKMAN, W. **A. Solar Engineering of Thermal Processes**. New York: Wiley, 1980.

DUONG, D. Do. **Adsorption Analysis**: Equilibria and Kinetics. Queensland, Australia: Imperial College Press, 1998.

HAVER, A.; LAVEMANN E. **Solid adsorbents in open sorption system for thermal and energetic Applications-Peformance and Energetic Applications-Peformance and Stability**. Proceedings of 6th Fundamentals of Adsorption, Presqui', il de Giens, France, p. 1089-1094, 1998.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, P. D., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. New York: John Wiley & Sons, 1996.

IRR Guides (IIF-IIR, France) **Saving Energy in Refrigeration, Air Conditioning and Heat-Pump Tecnology**. SAV-2 - IIF-IIR, 2003.

KARGE, H. G; WEITKAMP, J. **Adsorption and Difusion**. Germany: H. G. Karge; J. Weitkamp, 2008.

KISSEL, J. **Viabilidade econômica da refrigeração solar no Brasil**. Finema Brasil, 2008. Disponível em: http://www.german-renewable- energy.com. Acesso em: março 2009.
LIU *et al*. **Experimental performance of a silica gel-water adsorption chiller**. Applied Thermal Enineering, v. 25, Inssues 2-3, p. 359-375, february 2005.

LIJUN *et al*. **The effect of cupric oxide addtion on the performance of nickel electrode**. J. Power Sources 79, p. 86-90, 1999.

MEDEIROS, M. R. Q. **Validação Experimental de um Refrigerador Térmico Movido a Gás Natural**. 2003. 80p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – UFC, Fortaleza.

MILES, D. J.; SHELTON, S. V. **Design and testing of a solid-sorption heat-pump system**.Appl Term Eng 16, p. 389-304, 1996.

NETO, O. B. S. **Estudo de caso de chuva significativa no interior da região nordeste do Brasil ocorrida no mês de abril de 2009**. Disponível em: http://www7.ctec.inpe.br/noticias/faces/noticias.jsp. Acesso em: maio 2009.

NG, K.C; CHUA, H. T; CHUNG, C. Y; LOKE, C. H.; KASHIWAGI, A.A; SAHA, B. B; **Experimental investigation of the silica gel-water adsorption isotherm characteristicsApplied Thermal Engineering**, 21, 1631-1642, 2001.

NUNES et al. **Experimental Investigation of silica gel-water adsorption chillers with and without a passive heat recovery scheme**. International Jornal of Refrigeration, vol. 28, Isses, august 2005, pages 756-765.

PERAGALLO, Raul. **Salas Limpas: Projeto, Manutenção e Instalação**. Nacional: Hemus, s.d.

PINO, L.; et al., **Composite Materials Based on Zeolite 4A for Adsorption Pumps**. Kluwer Academic Publishers, Adsorption vol. 3, p. 33-40, 1993.

PRIDASAWAS, W.; LUNDQVIST, P. **Techical options for a solar-driven cooling system**. Proceeding of the International Solar Energy Congress 2003, Gothenurg, 2003.

RESTUCCIA, G.; *et al*., **Performance of Sorption Systems using New Selective Water Sorbents**. ISHPC'99, p. 219-223, 1999.

ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J. P.; GANIC, E. N. **Handbook of Heat Transfer Fundamentals**. New York: McGraw Hill, 1985.

ROUQUEROL, F.; ROUQUEROL, J.; SING, K. **Adsorption by Powders and Pourous Solid**. New York: Academic Press, 1999.

RUTHVEN, Douglas M. **Principles of adsorption and adsorption processes**. New York: Jolh Wiley & Sons, Inc, 1938.

SAHA, *et al*. **Two-stage non-regenerative silica-gel-water adsorption refrigeration cycle**. American Society of Mechanical Engineers. Adv Energy Syst Div AES 40, p. 65-69, 2000.

SANCHES, P. C. M.; SANTOS, F. H.**Reuso de Água**.Barueri, SP: Manole, 2003.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. **Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics**. New York: McGraw-Hill, 1976.

SEN, Zekai. **Solar Energy Fundamentals and Modeling**: Atmosphere, Environment, Climate Change and Renewable Energy. London: Springer, 2008.

SUZUKI, Motoyuki. **Adsorption Engineering**. Japan: Kodansha Ltd, 1990.

TAMAINOT-TELTO, Z.; CRISTOPH, R. E. **Advanced solid sorption air conditioning modules using monolithic carbon ammonia pair.** Applied Thermal Engineering, v. 23, nuber 6, p. 659-674, abril 2003.

TCHERNEV, D. I., **Solar Energy Application of Natural Zeolites**, Zeolite 76, Arizona, p. 479-488, 1978.

VASILIEV, L.; *et al*., **Solar-Gas Solid Sorption Refrigerator**, Kluwer Academic Publishers, Adsorption 7, Netherlands, p. 149-161, 2001.

WANG, L.; *et al*., **Heat transfer Enhancement of the Adsorber of an Adsorption Heat Pump**, Kluwer Academic Publishers, Adsorption 5, Netherlands, p. 279-286, 1999.

# ANEXOS

# ANEXO A – Propriedades do Óleo Sintético *Dowtherm* A

Tabela A.1 - Propriedades do fluido *Dowtherm* A, líquido saturado (Fabricante *Dow Chemical Company*)

| Temperatura | Pressão | Viscosidade | Calor específico | Condutividade térmica | Densidade |
|---|---|---|---|---|---|
| ºC | bar | MPa.s | kJ/kgK | W/mK | kg/m$^3$ |
| 15 | 0.00 | 5.00 | 1.558 | 0.1395 | 1063.5 |
| 65 | 0.00 | 1.58 | 1.701 | 0.1315 | 1023.7 |
| 105 | 0.01 | 0.91 | 1.814 | 0.1251 | 990.7 |
| 155 | 0.06 | 0.56 | 1.954 | 0.1171 | 947.8 |
| 205 | 0.28 | 0.38 | 2.093 | 0.1091 | 902.5 |
| 255 | 0.97 | 0.27 | 2.231 | 0.1011 | 854.0 |
| 305 | 2.600 | 0.20 | 2.373 | 0.0931 | 801.3 |
| 355 | 5.80 | 0.16 | 2.527 | 0.0851 | 742.3 |
| 405 | 11.32 | 0.12 | 2.725 | 0.0771 | 672.5 |

Tabela A.2 - Propriedades do fluido *Dowtherm* A, vapor saturado (Fabricante *Dow Chemical Company*)

| Tem | Vap. Pres. | Líq. Entalpia | Vapor Calor Lat. | Vapor Entalpia | Vapor Dens. | Vapor Viscosidade | Vapor Térm. | $z_{vapor}$ | Calor espec. (cp) | Razão de Calor espec. (cp/cv) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | bar | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kg/m$^3$ | mPa.s | W/mK | | kJ/kg | |
| 15 | 0 | 4,9 | 407,2 | 412,1 | 0,0054 | 0,0075 | 1.000 | 1.044 | 1.050 | |
| 65 | 0 | 88,1 | 380,9 | 469,1 | 0,004 | 0,0063 | 0,0104 | 1.000 | 1.227 | 1.043 |
| 105 | 0,01 | 158,1 | 362,7 | 520,9 | 0,0341 | 0,0071 | 0,0129 | 0,999 | 1.366 | 1.038 |
| 155 | 0,06 | 251,2 | 341,5 | 592,7 | 0,2583 | 0,008 | 0,0163 | 0,995 | 1.528 | 1.035 |
| 205 | 0,28 | 351,2 | 320,2 | 671,5 | 1.179 | 0,009 | 0,02 | 0,982 | 1.681 | 1.034 |
| 255 | 0,97 | 458,2 | 297,4 | 755,6 | 3.831 | 0,01 | 0,0238 | 0,954 | 1.829 | 1.036 |
| 305 | 2,6 | 572,2 | 271,5 | 843,6 | 9.896 | 0,011 | 0,0279 | 0,908 | 1.976 | 1.042 |
| 355 | 5,8 | 693,1 | 240,6 | 933,8 | 22,03 | 0,0122 | 0,0322 | 0,838 | 2.133 | 1.057 |
| 405 | 11,3 | 822 | 201,7 | 1023 | 45,17 | 0,0138 | 0,0368 | 0,74 | 2.333 | 1.094 |

# ANEXO B - Propriedades da Sílica Gel

Tabela B.1 - Aplicações da sílica gel (fabricante *Fuji Silysia*)

| Material | Tamanho da Partícula (mesh) | | Aplicação |
|---|---|---|---|
| | Esférica | Granular | |
| Sílica Gel TipoA | Até de 6 (W, B, M)<br>5-10 (W,B,M) | 5-10 (W,B,M)<br>10-40 (W,B,M)<br>Até 40 (W,B,M) | Desumidificação, preservação, armazenagem, pacote impermeável de alimento, material fotográfico, equipamentos eletrônicos e suas partes, pacotes de exportação, equipamentos fotográficos, farmacêuticos, pele, couro, roupa, etc. |
| Sílica Gel TipoB | Até de 40 (W) | Até 40 (W)<br>Acima 40 (W) | Controle de umidade<br>Regulação de umidade para depósitos e tanques;<br>Plantas manufaturadas facilmente danificadas pela umidade;<br>Controle de umidade de roupas, sapatos e pianos. |
| Sílica Gel TipoN | Até de 6 (W) | - | Para desidratação no refinamento de gases e líquidos. |
| Sílica Gel TipoRD | Até de 8 (W)<br>Acima de 6 (W) | - | Para desidratação no refinamento de gases industriais; hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, gás ácido carbônico, gás acetileno, gás natural e ar. |
| Sílica Gel Tipo ID | - | Até 40 (W) | Suporte na catalise de metal catalítico, suporte na fixação de enzimas, C1 química, etc. |

[(W) tipo branca, (B) tipo azul, (M) mistura de branca e azul]

Tabela B.2 - Propriedades termofísicas da sílica gel (CHUA *et al*., 2002)

| Propriedade | Tipo RD |
|---|---|
| BET/$N_2$ área da superfície[b] ($m^2.g^{-1}$) | (838+3,8) |
| BET constante[b] | 258,6 |
| BET volume STP[b] ($cm^3.g^{-1}$) | 192,50 |
| Faixa de Pr[b] | 0,05-0,23 |
| Tamanho do poro[b] (nm) | (0,8-7,5) |
| Volume do poro[b] ($cm^3.g^{-1}$) | 0,37 |
| Volume do microporo[b] (%) | 49 |
| Volume do mesoporo[b] (%) | 51 |
| Densidade da estrutura[c] ($kg.m^{-3}$) | 2.027 |
| Densidade da partícula maior[d] ($kg.m^{-3}$) | 1.158 |
| Área da superfície[e] ($m^2.g^{-1}$) | 720 |
| Faixa de diâmetro do poro[e] (nm) | 2,20 |
| Volume dos poros[c] ($cm^3.g^{-1}$) | 0,40 |
| Densidade aparente[e,f] ($kg.m^{-3}$) | 700 |
| Tamanho do mesh[e] | 10-20 |
| pH[e] | 4 |
| Capacidade específica[e] ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$) | 0,92 |
| Condutividade térmica[e] ($Wm^{-1}.K^{-1}$) | 0,20 |

[a]Composição química representativa do fabricante (base de massa seca): $SiO_2$ (99,7%), $Fe_2O_3$ (0,008%), $Al_2O_3$ (0,025%), $Ca_2O_3$ (0,01%), não (0,05%). [b]Valores obtidos utilizando ASAP 2010. [c]Valores obtidos utilizando AccuPyc 1330. [d]Valores computacionais. [e]Valores fornecidos pelo fabricante. [f]Esses valores estão inclusos na porosidade do leito.

Nota: ASAP 2010, porosímetro / AccuPyc 1330, picnômetro (medidor automático de densidade).

Tabela B.3 - Isotermas de adsorção da sílica gel tipo RD (CHUA *et at*. 2002)

| T (K) | P1 (kPa) | q*(kg.kg$^{-1}$) | P1 (kPa) | q*(kg.kg$^{-1}$) |
|---|---|---|---|---|
| 298,15 | 29.512 | 0,4535 | | |
| 304,15 | 0,5653 | 0,0916 | 2,8829 | 0,4018 |
| | 0,7774 | 0,1246 | 34.849 | 0,4409 |
| | 14.679 | 0,2331 | 44.327 | 0,4465 |
| | 22.804 | 0,3507 | | |
| 310,15 | 0,7591 | 0,0897 | 3,5595 | 0,364 |
| | 10.747 | 0,1206 | 41.266 | 0,4089 |
| | 20.115 | 0,2182 | 46.402 | 0,4270 |
| | 29.984 | 0,318 | | |
| 316,15 | 10.948 | 0,0853 | 4,3298 | 0,3235 |
| | 15.080 | 0,1132 | 47.023 | 0,3454 |
| | 26.504 | 0,2012 | 47.865 | 0,3572 |
| | 38.004 | 0,2876 | 53.335 | 0,3827 |
| 323,15 | 15.294 | 0,0794 | 4,7954 | 0,2366 |
| | 20.491 | 0,1037 | 53.003 | 0,2630 |
| | 34.923 | 0,1744 | | |
| 338,15 | 28.814 | 0,0638 | 5,3634 | 0,1191 |
| | 37.069 | 0,0786 | | |

## ANEXO C - Panorama do Mercado e Custo de Sistemas de Refrigeração Solar Térmica

Os sistemas térmicos de refrigeração por sorção com energia solar, são tecnologias recentes e pouco difundidas mundialmente. Relatos de aplicação de sistemas comerciais são encontrados apenas nos países mais desenvolvidos. A apresentação do panorama destes sistemas na Europa é importante uma vez que no Brasil apenas alguns protótipos experimentais têm sido desenvolvidos e testados.

Tabela C.1 - Mercado de sistemas de refrigeração solar térmica na Europa (KISSEL, 2008)

| Ano | Quantidade de sistemas | Capacidade total (MW) |
|---|---|---|
| 2006 | 100 a 200 | 12 |
| 2007 | 200 | - |
| Proporção entre coletores solares e capacidade instalada | | 3 – 3,5 $m^2$/kW |

Tabela C.2- Participação no mercado das tecnologias de refrigeração (KISSEL, 2008)

| Absorção | Adsorção | Sistemas abertos |
|---|---|---|
| 60% | 11% | 29% |

Tabela C.3 - Localização dos sistemas implantados (KISSEL, 2008)

| Local de instalação | Percentual |
|---|---|
| Alemanha | 39 % |
| Espanha | 28 % |
| Grécia | 9 % |

Tabela C.4 - Custos de sistemas de refrigeração por absorção e adsorção (KISSEL, 2008)

| Ano | (€/kW) |
|---|---|
| Até 2007 | 5.000 a 8.000 |
| 2008 | 4.500 |
| Futuro próximo | 3.000 |

Tabela C.5 - Leis das energias renováveis na Alemanha (KISSEL, 2008)

| Elementos básicos | Objetivo da implementação |
|---|---|
| Tarifas diferenciadas / escalonadas e decrescentes | Possibilitar uma operação economicamente viável, evitar tarifas exageradas |
| Obrigação de compra da eletricidade | Aumento da segurança de investimento |
| Rateio de custo | Rateio proporcional dos custos adicionais (a tarifa depende do local de instalação, da potência instalada e período de operação) |