



Gonçalo Jorge Vieira Nunes Brites

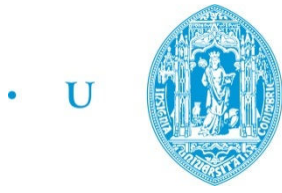
DESENVOLVIMENTO E OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR POR ADSORÇÃO

Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica

Agosto de 2012



UNIVERSIDADE DE COIMBRA



C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

Gonçalo Jorge Vieira Nunes Brites

DESENVOLVIMENTO E OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR POR ADSORÇÃO

Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica, na especialidade de
Transmissão de Calor, apresentada à Faculdade de Ciências e Tecnologia
da Universidade de Coimbra para obtenção do grau de Doutor

Orientadores: Prof. Doutor José Joaquim da Costa

Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa

Coimbra, 2012

ISBN: 978-972-8954-29-1

Agradecimentos

O trabalho aqui apresentado foi realizado sob a orientação conjunta dos Professores José Joaquim da Costa e Vítor António Ferreira da Costa. A ambos estou imensamente grato pelo esforço e paciência que empenharam na prossecução deste projeto ao longo destes anos, bem como pelos ensinamentos e conselhos que transmitiram, os quais têm sido muito importantes ao longo do meu percurso profissional.

Manifesto igualmente o meu reconhecimento aos colegas e pessoal da ADAI, que sempre manifestaram um grande espírito de amizade e entreajuda, e cuja ajuda foi determinante em algumas partes do trabalho. Igualmente, sempre que procurei ajuda ou conselhos junto dos docentes do Departamento de Engenharia Mecânica obtive bons aconselhamentos e apoio.

Registo aqui também a colaboração do Engenheiro Rodrigo Frade, que participou na construção do frigorífico solar como tema da sua Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica.

Finalmente, quero agradecer à minha família e amigos, pelo apoio incondicional com que sempre pude contar, e pelo encorajamento para enfrentar as muitas dificuldades que surgiram durante os trabalhos.

Esta tese teve o apoio da Fundação para a Ciência e Tecnologia, através da Bolsa de Doutoramento com a referência SFRH/BD/24904/2005, financiada no âmbito do QREN - POPH - Tipologia 4.1 - Formação Avançada (comparticipado pelo Fundo Social Europeu e por fundos nacionais do MCTES).

Resumo

A presente Tese apresenta um estudo experimental e de simulação computacional do funcionamento, avaliação de desempenho e otimização de um frigorífico solar, que funciona com um ciclo de refrigeração por adsorção, usando o par sílica-gel e água, utilizando exclusivamente energia solar térmica como fonte de energia.

Começa-se por fazer uma introdução ao tema, descrevendo os princípios de funcionamento do frigorífico solar por adsorção, o modo de avaliar o seu desempenho, e caracterizando os materiais adsorventes mais comuns. Faz-se também uma descrição sucinta dos tipos de coletores solares que podem ser utilizados nestes sistemas. Apresenta-se, então, uma revisão bibliográfica analisando os trabalhos de investigação mais significativos nesta área.

Com base na informação recolhida do estudo comparativo do desempenho de vários pares adsorvente-adsorvato, e em particular do par sílica-gel e água, foi projetado e construído um protótipo de um frigorífico solar por adsorção, com um coletor solar plano de 1 m² de área, em cujo interior foram colocados 30 kg de sílica-gel seca. O sistema funciona com pressões internas muito inferiores à pressão atmosférica, devendo garantir a manutenção das condições de vácuo [a pressão interna varia entre um valor mínimo de 300 ou 400 Pa até valores máximos da ordem de 10000 Pa (pressões absolutas)]. A condensação da água dá-se num condensador arrefecido por convecção, em contacto com o ar atmosférico. A produção de frio decorre da vaporização da água no evaporador, que fica alojado no interior da caixa refrigerada (reservatório de frio). O frigorífico solar foi testado e ensaiado em Coimbra, num local sem qualquer sombreamento. Durante os primeiros testes surgiram vários problemas relacionados com a dificuldade de manter o nível de vácuo exigido para realizar sucessivos ciclos de adsorção, tendo-se procedido a melhorias na estanquidade das tubagens e à eliminação de materiais vedantes que libertam compostos voláteis não condensáveis. A resolução dos problemas que afetaram o funcionamento do frigorífico solar foi algo morosa e delicada, mas finalmente os ensaios experimentais decorreram com sucesso, conseguindo o frigorífico solar manter a temperatura na câmara frigorífica próxima dos 0°C durante todo o dia, mesmo em dias muito quentes, embora o desempenho obtido seja ligeiramente inferior ao esperado. O valor do COP obtido experimentalmente foi de cerca de 0.07, mas os cálculos teóricos previam um valor de cerca de 0.12.

Foi desenvolvido um modelo computacional que permite simular o funcionamento do frigorífico solar, o qual foi validado com os dados experimentais recolhidos. Usando o modelo numérico, efetuou-se um estudo paramétrico analisando a influência, sobre o desempenho do frigorífico solar, da quantidade de sílica-gel, do número de alhetas no interior do adsorção, do azimute do coletor solar, da área do condensador, da superfície de vaporização no interior do evaporador, do aumento do coeficiente de transmissão de calor associado ao arrefecimento noturno, da resistência térmica de contacto entre a sílica-gel e a superfície interna do coletor, das propriedades radiantes da placa do coletor solar e do isolamento térmico da caixa frigorífica. Os resultados deste estudo conduziram aos valores dos parâmetros que otimizam o desempenho do frigorífico solar, o qual é consideravelmente melhor que o do protótipo construído. No entanto, por falta de recursos e de tempo, não foi possível construir e ensaiar a versão otimizada do frigorífico solar.

Adicionalmente, estudaram-se algumas aplicações práticas do ciclo de adsorção, mesmo se com configurações diferentes da do frigorífico solar, incluindo a possibilidade de climatizar um espaço, tanto em arrefecimento como em aquecimento, e a possibilidade de produção de frio instantâneo.

Concluiu-se que o desempenho destes sistemas é relativamente modesto, com coeficientes de desempenho a variar tipicamente entre 0.10 e 0.20, com potências frigoríficas médias diárias de cerca de 75 W por m² de coletor, valores que, mesmo baixos, ganham relevo atendendo a que o sistema utiliza exclusivamente energia solar, sem custos e abundante no verão, quando são maiores as necessidades de arrefecimento.

Abstract

This Thesis consists of an experimental and numerical study of the operation, performance evaluation and optimization of a solar adsorption refrigerator based on an adsorption cycle with the silica-gel - water pair, which operates using only solar thermal energy.

The introductory chapter begins with a description of the operating principles of a solar adsorption refrigerator and of its performance assessment, followed by a characterization of the most common adsorbent materials and a brief description of the types of solar collectors that can be used in such systems. The most relevant research works in this area are analyzed in the literature review.

A prototype of a solar adsorption refrigerator with a 1 m² flat solar collector containing 30 kg of dry silica-gel was designed and constructed, based on the information gathered from a preliminary study on the comparative performance of various adsorbent - adsorbate pairs, and in special the silica-gel and water pair. The system operates at internal pressures much lower than the atmospheric pressure, and it is absolutely essential to ensure permanent vacuum conditions [internal pressure varies between 300 or 400 Pa to maximum values of the order of 10000 Pa (absolute pressures)]. The water condensation occurs in a condenser cooled by convection, which is in contact with the atmospheric air. The refrigeration effect results directly from the water vaporization in the evaporator, which is placed inside the refrigerated cabinet (cold reservoir). The solar refrigerator was tested in Coimbra (Portugal), on the rooftop of a building without any shading. Some problems occurred during the first experimental tests, mainly related with the difficulty of maintaining the vacuum level required for performing the successive daily adsorption cycles. The sealing of the system was improved and the adsorber-collector was disassembled to remove any previously used sealants, which released volatile non-condensable compounds. The complete solution of the problems affecting the operation of the solar adsorption refrigerator was somewhat cumbersome, but finally the experimental tests were held successfully, and the solar refrigerator was able to keep the temperature in the refrigerated cabinet near 0 °C throughout the whole day, even on very hot days, although the overall performance is slightly lower than expected. The COP obtained was about 0.07, while the theoretical calculations predicted a value of 0.12.

A computational model was developed, allowing the simulation of the operation of the solar refrigerator, which was validated using the experimental data. A numerical parametric study was conducted, analyzing the dependence of the solar refrigerator performance on the main parameters and operation conditions, namely: the amount of silica-gel, the number of fins inside the adsorber, the azimuthal angle of the solar collector, the condenser area, the evaporation surface area, the increase of the global heat transfer coefficient associated to the night cooling of the adsorber, the contact thermal resistance (between the silica-gel and the collector's internal surface), the radiant properties of the solar collector plate, and the thermal insulation of the refrigerated cabinet. The results led to a set of parameter's values that optimize the performance of the solar refrigerator, which is considerably better than that of the tested prototype. However, due to lack of resources and time, it was not possible to build and test the optimized version of the solar refrigerator.

Additionally, some practical applications of the adsorption cycle were studied, even if using different configurations of the solar refrigeration cycle, including the heating and cooling of a space with human occupancy, and the possible production of instantaneous cooling.

It was concluded that the performance of these systems is relatively low, with coefficients of performance typically ranging between 0.1 and 0.2, and average daily cooling power of 75 W per m² of collector. Nevertheless these values become significant when considering that the system uses only solar energy, which is costless and abundant in summer, when the needs of refrigeration and cooling are highest.

Índice

<i>Agradecimentos</i>	v
<i>Resumo</i>	vii
<i>Abstract</i>	ix
<i>Índice</i>	xi
<i>Nomenclatura</i>	xv
CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO	1
1.1 REFRIGERAÇÃO SOLAR POR ADSORÇÃO	1
1.1.1 <i>Princípio de funcionamento</i>	1
1.1.2 <i>Determinação do desempenho do frigorífico solar</i>	4
1.1.3 <i>Disponibilidade da energia solar</i>	6
1.1.4 <i>Captação da energia solar</i>	9
1.2 ADSORVENTES SÓLIDOS	15
1.2.1 <i>Equilíbrio de adsorção – curvas teóricas</i>	17
1.2.2 <i>Equilíbrio de adsorção – curvas semi-empíricas</i>	21
1.2.3 <i>Cinética de adsorção</i>	25
1.2.4 <i>Modelo de cinética interna de ordem 0</i>	25
1.2.5 <i>Modelo de cinética interna de primeira ordem: LDF</i>	26
1.2.6 <i>Modelos de difusão</i>	26
1.2.7 <i>Estabilidade dos adsorventes</i>	27
1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	28
1.3.1 <i>Processos de refrigeração com energia solar</i>	29
1.3.2 <i>Sistemas fechados de refrigeração por adsorção</i>	31
1.3.3 <i>Sistemas fechados de climatização por adsorção</i>	39
1.3.4 <i>Outras aplicações com ciclos de adsorção fechados</i>	42
1.4 MOTIVAÇÃO E ESTRUTURA DA TESE	44
1.4.1 <i>Motivação</i>	44
1.4.2 <i>Estrutura da Tese</i>	46
CAPÍTULO 2: ESTUDO TEÓRICO DO CICLO DE ADSORÇÃO	47
2.1 INTRODUÇÃO.....	47
2.2 TROCAS DE ENERGIA E <i>COP</i> DO CICLO TEÓRICO DE ADSORÇÃO.....	48
2.3 EQUILÍBRIO TERMODINÂMICO DOS DIFERENTES ADSORVENTES.....	53
2.4 ANÁLISE DOS CICLOS TEÓRICOS PARA DIVERSOS PARES	54

2.4.1	<i>Sílica-gel e água</i>	55
2.4.2	<i>Zeolite-água e Carvão ativado-metanol</i>	59
2.4.3	<i>SWS 1L-água</i>	62
2.5	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS	65
2.5.1	<i>Influência da temperatura de regeneração no desempenho do ciclo</i>	66
2.6	EXPETATIVAS DO <i>COP</i> GLOBAL DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM ENERGIA SOLAR	68
2.7	NOTAS CONCLUSIVAS	70
CAPÍTULO 3: CONSTRUÇÃO E TESTE DE UM FRIGORÍFICO SOLAR POR ADSORÇÃO		73
3.1	INTRODUÇÃO.....	73
3.2	CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DO PROTÓTIPO DO FRIGORÍFICO SOLAR.....	74
3.2.1	<i>Adsorisor</i>	74
3.2.2	<i>Condensador</i>	76
3.2.3	<i>Depósito de condensados</i>	77
3.2.4	<i>Evaporador e caixa frigorífica</i>	77
3.2.5	<i>Instalação experimental completa</i>	78
3.2.6	<i>Problemas detetados durante os testes</i>	80
3.3	CARACTERÍSTICAS DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO E ANÁLISE DE INCERTEZAS	82
3.4	METODOLOGIA USADA NAS MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS	84
3.5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS COM A PRIMEIRA VERSÃO.....	85
3.6	RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS COM A VERSÃO FINAL	86
3.6.1	<i>Análise de um ciclo de adsorção: trocas de energia e COP do ciclo</i>	87
3.7	ANÁLISE DA VARIAÇÃO DOS CICLOS COM AS CONDIÇÕES METEOROLÓGICAS	92
3.8	PROBLEMAS DETETADOS NO FUNCIONAMENTO E SOLUÇÕES PROPOSTAS	93
3.9	CONCLUSÕES.....	97
CAPÍTULO 4: MODELAÇÃO COMPUTACIONAL		99
4.1	INTRODUÇÃO.....	99
4.2	ESTRUTURA DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO	100
4.3	MODELAÇÃO DOS COMPONENTES DO FRIGORÍFICO SOLAR	104
4.3.1	<i>Hipóteses de simplificação do cálculo numérico</i>	104
4.3.2	<i>Cálculo do fluxo de calor na superfície do adsorisor</i>	104
4.3.3	<i>Cálculo da temperatura do adsorvente</i>	106
4.3.4	<i>Condições iniciais e de fronteira do problema</i>	111
4.3.5	<i>Propriedades termofísicas e resistências térmicas de contacto</i>	112
4.3.6	<i>Critérios de convergência</i>	113
4.3.7	<i>Cálculo da temperatura de condensação</i>	115
4.3.8	<i>Balanço de energia na caixa frigorífica</i>	116
4.4	COMPARAÇÃO DO MODELO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS	118

4.4.1	<i>Comparação para um dia relativamente quente</i>	119
4.4.2	<i>Comparação para um dia mais fresco</i>	122
4.5	ANÁLISE DO EFEITO DA VARIAÇÃO DE PARÂMETROS DO FRIGORÍFICO SOLAR NO SEU DESEMPENHO.....	124
4.5.1	<i>Efeito do aumento da quantidade de sílica-gel</i>	124
4.5.2	<i>Efeito do aumento do número de alhetas do adsorisor</i>	128
4.5.3	<i>Influência da orientação do coletor solar</i>	131
4.5.4	<i>Aumento do coeficiente de transferência de calor durante a noite</i>	132
4.5.5	<i>Influência da resistência térmica de contacto no adsorisor</i>	133
4.5.6	<i>Influência da superfície exterior do condensador</i>	134
4.5.7	<i>Aumento da superfície de vaporização e redução de perdas</i>	135
4.5.8	<i>Melhoria das características da placa absorvora do coletor</i>	136
4.5.9	<i>Melhoria do isolamento térmico da caixa frigorífica</i>	137
4.6	OTIMIZAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO FRIGORÍFICO SOLAR	138
4.6.1	<i>Resultados para um dia relativamente quente</i>	140
4.6.2	<i>Resultados para um dia fresco</i>	141
4.7	CONCLUSÕES.....	143
CAPÍTULO 5: ESTUDO DE OUTRAS APLICAÇÕES PRÁTICAS		145
5.1	INTRODUÇÃO.....	145
5.2	APLICAÇÃO DO CICLO BASE PARA CLIMATIZAÇÃO DE UMA CASA DE BAIXO CONSUMO ENERGÉTICO	146
5.2.1	<i>Efeito de um sistema simples de climatização por adsorção</i>	151
5.2.2	<i>Outras possíveis configurações do sistema:</i>	153
5.3	UTILIZAÇÃO DO CICLO BÁSICO DE ADSORÇÃO PARA AQUECIMENTO	153
5.4	FRIO INSTANTÂNEO.....	155
5.5	CONCLUSÕES.....	157
CAPÍTULO 6: CONCLUSÕES FINAIS.....		159
6.1	INTRODUÇÃO.....	159
6.2	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS	160
6.3	PERSPETIVAS FUTURAS DE EVOLUÇÃO TECNOLÓGICA.....	163
BIBLIOGRAFIA.....		167
APÊNDICE A RADIAÇÃO ABSORVIDA PELA PLACA COLETORA – O MODELO HDKR.		177
APÊNDICE B DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR.....		183
APÊNDICE C EFEITO DA UTILIZAÇÃO DE UM ADSORSOR EM ALUMÍNIO NO DESEMPENHO		191

Nomenclatura

O significado das variáveis encontra-se definido no texto, sempre que estas surgem pela primeira vez e, por vezes, quando se julga necessário recordá-lo ou para evitar alguma ambiguidade (*e.g.*, no caso de algumas variáveis com o mesmo nome mas mais de um significado).

A	Área	[m ²]
$A, A(X)$	Potencial de adsorção para um teor de adsorvato X	[J/kg]
A_{col}	Área de captação do coletor solar	[m ²]
a_0	Coefficiente linear da equação do rendimento de um coletor solar térmico	[W/(m ² · K)]
a_1	Coefficiente quadrático da equação do rendimento de um coletor solar	[W/(m ² · K ²)]
B	Constante na Equação de Dubinin-Radushkevitch	-
b	Parâmetro da equação de Langmuir	-
b, b_0 e b_∞	Parâmetros da equação de Toth	-
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/(kg · K)]
COP	Coefficiente de desempenho (<i>Coefficient Of Performance</i>)	-
COP_{ciclo}	Coefficiente de desempenho do ciclo de refrigeração por adsorção	-
COP_{solar}	Coefficiente global de desempenho do frigorífico solar por adsorção	-
D_e	Difusividade efetiva no modelo de cinética de adsorção LDF	[m ² /s]
D_{so}	Fator pré-exponencial em $D_e = D_{so} \cdot \exp(-E_a/(R \cdot T))$	[m ² /s]
E_a	Energia de ativação da difusão superficial	[J/kg]
E_d	Energia de ativação para a dessorção, na equação de Langmuir, igual ao calor de adsorção	[J/kg]
E_0	Parâmetro da Equação de Dubinin-Radushkevitch, designado por energia característica	[J/kg]
\dot{G}_T	Radiância no plano de um coletor solar	[W/m ²]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/(m ² · °C)]
I	Irradiação solar total horária no plano horizontal	[J/m ²]
I_T	Irradiação solar total horária no plano do coletor do adsorvador	[J/m ²]
k	Condutibilidade térmica	[W/(m · °C)]
k	Coefficiente efetivo de transferência entre as fases de vapor e adsorvida no interior dos poros, no modelo de cinética de adsorção LDF	-
$k_{d,\infty}$	Constante da Equação de Langmuir que representa a taxa de dessorção a uma temperatura infinita	-
k_e	Coefficiente de perdas de um coletor solar	[W/(m ² · K)]
l	Espessura de uma parede da caixa frigorífica ou do isolamento do fundo do coletor solar	[m]

L_{evap}	Calor latente de vaporização da água contida no evaporador	[J/kg]
L_{cond}	Calor latente de mudança de fase do vapor a condensar	[J/kg]
L_f	Calor latente de fusão do gelo no interior do evaporador	[kJ/kg]
M	Massa molecular	[kg/kmol]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
P	Pressão	[Pa]
P_{sat}	Pressão de saturação	[Pa]
q	Concentração da fase adsorvida	[mol/m ³]
Q	Energia transferida sob a forma de calor	[J]
Q	Parâmetro fixo da equação de Toth que, de acordo com Do (1998), é igual à entalpia de adsorção para uma concentração de adsorvato igual a zero	[J]
Q_{aquec}	Calor fornecido ao adsorisor durante a fase de aquecimento	[J]
Q_{ads}	Calor fornecido ou retirado ao adsorisor, num ciclo de adsorção completo	[J]
Q_{adsor}	Calor retirado ao adsorisor, na fase de dessorção	[J]
Q_{carga}	Calor necessário para arrefecer a carga a introduzir na caixa frigorífica, desde a temperatura ambiente até à temperatura da caixa frigorífica.	[J]
Q_{evap}	Calor total absorvido pelo evaporador durante a fase de produção de frio	[J]
Q_{parede}	Calor que atravessa a parede da caixa frigorífica, durante a duração de um ciclo (24 horas)	[J]
Q_{regen}	Calor fornecido ao adsorvente durante a fase de regeneração ou dessorção	[J]
Q_{solar}	Energia solar incidente no plano do adsorisor, durante um ciclo	[J]
$Q_{útil}$	Calor que é fornecido ao ciclo de adsorção	[J]
\dot{Q}_{solar}	Potência térmica solar incidente no plano do adsorisor, por unidade de área	[W/m ²]
$\dot{Q}_{útil}$	Potência térmica útil, fornecida pelo coletor solar	[W]
q_s	Concentração de adsorvato para uma monocamada completa, na equação de Langmuir	[mol/m ³]
R	Constante universal dos gases perfeitos ($R = 8314 \text{ J} / (\text{kmol} \cdot \text{K})$)	[J/(kmol · K)]
R'	Constante particular de um gás perfeito ($R' = R/M$)	[J/(kg · K)]
RC	Rácio de concentração de um coletor solar concentrador	-
R_t	Resistência térmica	[m ² ·°C/W]
R_p	Raio da partícula de adsorvente, no modelo de cinética de adsorção LDF	[m]
S	Radiação solar efetivamente captada pelo coletor solar (considerando as perdas óticas)	[W/m ²]
SCP	Potência específica de arrefecimento (<i>Specific Cooling Power</i>)	[W/kg]
t	tempo	[s]
t	Parâmetro da equação de Toth	-
t_{ciclo}	Tempo que o frigorífico solar demora a completar um ciclo	[s]
T	Temperatura	[°C] ou [K]
T_{amb}	Temperatura do ar ambiente	[°C] ou [K]
T_{col}	Temperatura média do coletor solar	[°C] ou [K]
T_{cond}	Temperatura de condensação	[°C] ou [K]

T_{pm}	Temperatura média da placa coletora, na modelação numérica	[°C] ou [K]
T_{regen}	Temperatura de regeneração do adsorvente	[°C] ou [K]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/(m ² · °C)]
U_L	Coefficiente global de transferência de calor usado para contabilizar as perdas num coletor solar plano	[W/(m ² · °C)]
X	Teor de água adsorvida	[kg _{adsorvato} /kg _{adsorvente}]
X_s	Teor máximo de adsorvato na equação de Toth	[kg _{adsorvato} /kg _{adsorvente}]
V	Volume	[m ³]
V, V_s	Volume da fase adsorvida com teor de adsorvato X e volume da fase adsorvida considerando o adsorvente saturado, na equação de Dubinin-Radushkevich, respetivamente	[m ³]
W_0	Volume dos microporos por unidade de massa de adsorvente	[m ³ /kg]

Símbolos gregos

α	Coefficiente da Eq. de Langmuir que representa a quantidade de moléculas de vapor que ficam aderentes após a colisão com a sup. sólida	-
α	Absortância de uma superfície exposta à radiação solar	-
β	Coefficiente da Equação de Dubinin-Radushkevitch	-
ε	Porosidade do leito de sílica-gel	-
ε	Emissividade de uma superfície	-
ΔH_{ads}	Entalpia de adsorção	[J]
Δh_{ads}	Entalpia de adsorção por unidade de massa de adsorvato	[J/kg _{adsorvato}]
θ	Quociente entre a concentração de adsorvato e a concentração de adsorvato para uma monocamada completa na equação de Langmuir, ou seja, q/q_s	-
θ	Ângulo que a radiação solar faz com o zénite do lugar. Ângulo entre a radiação solar e a superfície do vidro, na Tabela 4.1 e na Eq. 4.6.	[°] ou [rad]
ρ	Massa volúmica	[kg/m ³]
η_{col}	Rendimento de um coletor solar	-
η_0	Parâmetro da equação do rendimento de um coletor solar, e que corresponde ao rendimento máximo, considerando apenas as perdas óticas no vidro	-
τ_{solar}	Transmissividade solar do vidro	-

Índices inferiores

Alguns índices inferiores podem assumir diferentes significados, por representarem nomes com grafias muito semelhantes. A devida distinção é feita no texto sempre que se mostre adequado.

<i>ads</i>	adsorvente, adsorisor, adsorvido, adsorvato, adsorção
<i>amb</i>	ambiente
<i>aqec</i>	aquecimento (fase de aquecimento do ciclo)

<i>arref</i>	arrefecimento (fase de arrefecimento do ciclo)
<i>col</i>	coletor solar do adsorisor
<i>cond</i>	condensador, condensação, condensado
<i>des</i>	desadsorvido, dessorção
<i>evap</i>	evaporador, evaporada (massa de água)
<i>ext</i>	exterior
<i>int</i>	interior
<i>placa</i>	placa coletora do coletor solar
<i>regen</i>	regeneração (do adsorvente)
<i>sup</i>	superfície
<i>vap</i>	vapor de água

Capítulo 1:

Introdução

Neste capítulo descrevem-se os princípios do ciclo de refrigeração por adsorção com energia solar, apresenta-se um resumo dos processos de captação da energia solar térmica possíveis de utilizar com este ciclo de refrigeração e resumem-se as principais características dos adsorventes sólidos. Após uma revisão bibliográfica sobre os ciclos fechados de refrigeração por adsorção, este capítulo encerra com uma descrição da estrutura da Tese.

1.1 Refrigeração solar por adsorção

1.1.1 Princípio de funcionamento

O ciclo de refrigeração por adsorção é um processo de produção de frio acionado por energia térmica que, em princípio, não necessita de qualquer componente elétrico para funcionar. O princípio de base deste processo está relacionado com a capacidade de alguns materiais adsorverem uma grande quantidade de um vapor de uma determinada substância, libertando calor, e voltarem a libertar esse vapor ao serem aquecidos, com absorção de grandes quantidades de calor, podendo a massa da substância adsorvida ultrapassar 40% ou até mais da massa do adsorvente. Os fenómenos de adsorção/dessorção serão descritos com detalhe na Secção 1.2.

Capítulo 1

Na sua configuração mais simples, o sistema é composto por um adsorisor, um condensador e um evaporador, funcionando em vácuo parcial, à pressão de vapor do fluido de trabalho. Os diferentes componentes são ligados em série desde o adsorisor até ao evaporador, passando pelo condensador, por tubagem completamente estanque e preparada para suportar condições permanentes de vácuo. Entre o condensador e o evaporador é usual colocar um reservatório de condensados e uma válvula.

A característica mais importante de um frigorífico solar é a necessidade de total estanquidade do sistema, que geralmente funciona em forte depressão relativamente à pressão atmosférica. Com efeito, se o refrigerante for água, a pressão do ciclo varia entre um valor mínimo um pouco abaixo do ponto triplo da água (612 Pa), se for produzido gelo durante a vaporização, até valores próximos de 6000 Pa, se a condensação ocorrer a 35°C. Como a pressão atmosférica normal é de 101325 Pa, qualquer poro numa soldadura mal executada ou outra deficiência de vedação permite uma entrada de ar no sistema, o que resulta inevitavelmente numa forte diminuição do desempenho do ciclo, podendo mesmo impedir completamente o ciclo de adsorção. Da mesma forma, a formação de vapores não condensáveis no interior do sistema (por exemplo, devido a gorduras ou impurezas resultantes da falta de limpeza dos componentes, durante a montagem, ou ao uso de vedantes potenciais emissores de voláteis, tais como colas, massas vedantes ou silicones) podem também fazer subir a pressão no interior e prejudicar o desempenho do sistema. Ar ou vapores não adsorvíveis no interior do sistema impedem que a pressão baixe até ao valor da pressão de vaporização, dificultando a vaporização no evaporador, ao ponto de o frigorífico solar deixar de cumprir a sua função de produzir frio. Na Figura 1.1 mostra-se um esquema de um frigorífico solar que funciona segundo um ciclo de refrigeração por adsorção, utilizando exclusivamente a radiação solar como fonte de energia, sendo o ciclo completo executado em 24 horas.

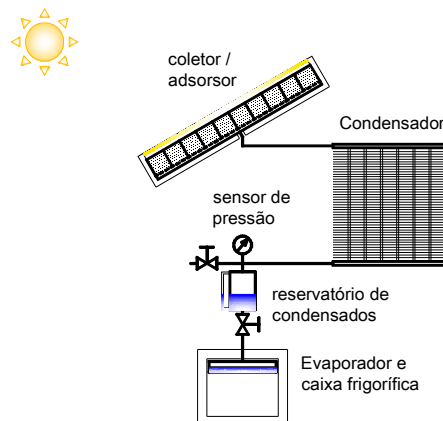


Figura 1.1 - Esquema do frigorífico solar por adsorção.

O funcionamento do ciclo é mais facilmente compreendido com a ajuda do esquema da Figura 1.2. O estado do ponto A corresponde ao final da adsorção, que ocorre no período noturno. À medida que a radiação solar aumenta, começa a ser fornecido calor ao adsorvente e tanto a temperatura como a pressão aumentam gradualmente sem que haja dessorção, isto é, mantendo-se constante a concentração de adsorvato. Esta é a fase de *aquecimento* e está representada no gráfico pelo segmento de reta A-B. Quando a pressão no interior do sistema atinge a pressão de saturação à temperatura do condensador T_f , o sistema está no ponto B e começa a processar-se a *dessorção* (ou *regeneração* do adsorvente), indo o vapor resultante liquefazer-se no condensador, à pressão e à temperatura do ponto F. Quando o adsorvente atinge a temperatura máxima T_c , o ciclo encontra-se no ponto C, em que a concentração de adsorvato é mínima. No final da tarde começa a fase de *arrefecimento*, pois a radiação vai diminuindo progressivamente, o que leva a que o adsorvente comece a perder calor para o ambiente, passando do ponto C para o ponto D, e a pressão diminui até atingir a pressão do evaporador. A última fase do ciclo é a fase de *adsorção*, que ocorre durante a noite, e começa logo que a pressão no sistema baixa até à pressão de vaporização. Nesta fase ocorre a adsorção do vapor, libertando o calor de adsorção para o ambiente, enquanto ocorre a vaporização no evaporador, à pressão e temperatura do ponto E. O calor latente envolvido é responsável pela produção de frio no evaporador, onde se pode formar uma reserva significativa de gelo, suficiente para manter, durante vários ciclos diários, uma temperatura próxima de zero graus Celsius no interior da caixa frigorífica.

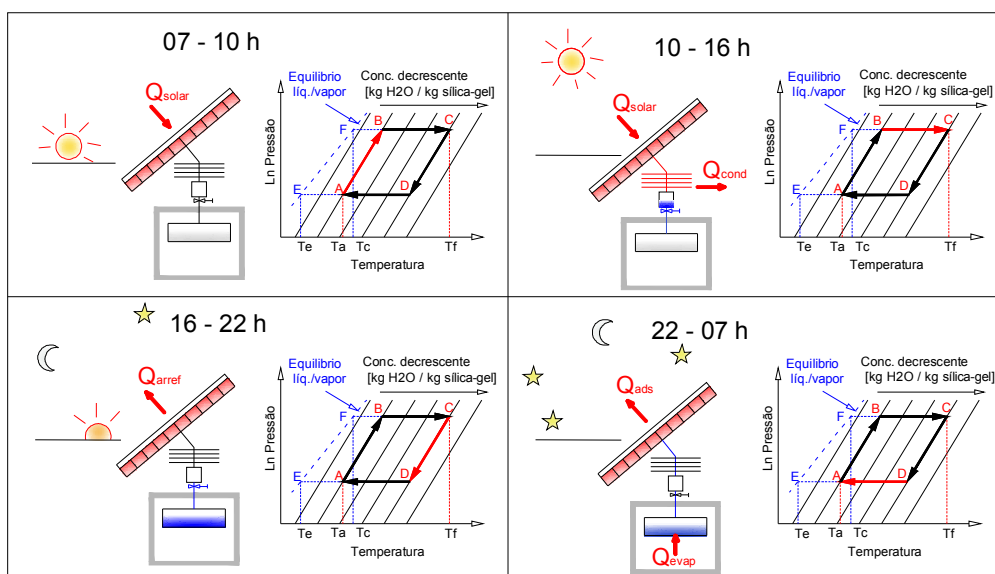


Figura 1.2 – Ciclo teórico de refrigeração por adsorção, constituído por 4 fases: Aquecimento [A-B], Dessorção [B-C], Arrefecimento [C-D], Adsorção [D-A].

O ciclo de refrigeração por adsorção pode também funcionar com qualquer outra fonte de energia térmica de baixa temperatura, incluindo energia solar armazenada num reservatório de água quente, sendo, nesse caso, necessário fazer circular o fluido térmico por tubos colocados no interior do adsorção. Recorrendo a dois adsorçãoes com um funcionamento desfasado no tempo (quando um está a regenerar o adsorção, o outro está a produzir frio), uma fonte de calor externa atravessada por um fluido térmico, e um sistema de arrefecimento para retirar o calor de condensação e de adsorção, obtém-se uma máquina de produção contínua de frio com ciclo de adsorção, geralmente designada por *chiller* de adsorção.

1.1.2 Determinação do desempenho do frigorífico solar

A determinação do desempenho do frigorífico solar é de fundamental importância, pois permite obter uma medida da conversão da energia solar em capacidade frigorífica. O valor do desempenho obtido pode ser comparado entre diferentes versões de frigoríficos solares, ou com outros processos de produção de frio.

O coeficiente de desempenho do ciclo representa uma medida da quantidade de calor que este sistema permite retirar à fonte fria em função da energia recebida do Sol, embora seja importante notar que a radiação solar é gratuita, pelo que mesmo com coeficientes de desempenho baixos este ciclo continua a ter interesse. No caso de um ciclo de refrigeração, de um modo geral, o parâmetro representativo do desempenho do ciclo é designado por *COP* (*Coefficient Of Performance*), e é calculado como o quociente entre o calor retirado à fonte fria e a energia térmica fornecida ao ciclo.

No caso do frigorífico solar, o calor retirado à fonte fria é o calor latente de vaporização da quantidade de água que é evaporada em cada dia, a qual equivale aproximadamente à quantidade de água condensada, que pode ser medida através do visor de líquido do reservatório de condensados. Quanto à energia fornecida ao ciclo, pode-se definir um COP_{ciclo} referente ao ciclo de adsorção, considerando apenas a energia que é efetivamente transferida para o adsorção (ou seja, tendo em conta o rendimento do coletor solar):

$$COP_{ciclo} = \frac{Q_{evap}}{Q_{util}} \quad (1.1)$$

Em alternativa, calcula-se o COP_{solar} , em que se considera que a energia fornecida ao ciclo é a energia solar recebida pela superfície do coletor durante um dia. Esta é a forma mais utilizada para definir o coeficiente de desempenho de um frigorífico solar:

$$COP_{solar} = \frac{Q_{evap}}{Q_{solar}} \quad (1.2)$$

A determinação de Q_{evap} tem de ser efetuada a partir dos dados disponíveis através da monitorização da instalação experimental, nomeadamente a massa de água condensada em cada ciclo e as temperaturas da água condensada e do evaporador:

$$COP = \frac{m_{\text{água, evap}} L_{evap} - m_{\text{água, cond}} c_{P, \text{água}} (T_{cond} - T_{evap})}{Q_{solar}} \quad (1.3)$$

Nesta equação considera-se que a energia térmica retirada ao espaço refrigerado corresponde à energia necessária para vaporizar a água cujo vapor é adsorvido em cada ciclo, devendo, porém, ser subtraído o calor sensível da água que entra para o evaporador após a condensação. As massas de água condensada e de água vaporizada são, em termos médios, iguais, pois a quantidade total de água no interior do sistema é constante. Esta análise é aplicável para qualquer outro tipo de adsorvato para além da água, como por exemplo o metanol.

O calor solar fornecido ao ciclo é obtido por integração, ao longo das 24 horas do dia, do fluxo de radiação solar total (direta, difusa e refletida) que incide na superfície do coletor, a multiplicar pela área de coletor:

$$Q_{solar} = A_{col} \times \int_0^{24 \times 3600} \dot{G}_T dt \quad (1.4)$$

em que \dot{G}_T é a radiância total no plano do coletor [W/m^2]. O fluxo de radiação solar pode ser medido com um piranómetro, instalado no plano do coletor, ou medindo a radiação horizontal e fazendo a sua conversão para o plano do coletor usando os modelos apresentados em Duffie e Beckman (2006). Para efeitos de simulação computacional é comum usar bases de dados

climáticas, em que a radiação é sempre a do plano horizontal, sendo necessário calcular a radiação no plano do coletor.

Um outro parâmetro usado na avaliação do desempenho de um ciclo de refrigeração por adsorção é o *SCP* (*Specific Cooling Power*), que se define do seguinte modo, em que t_{ciclo} é a duração do ciclo de adsorção, em segundos:

$$SCP = \frac{Q_{evap}}{m_{ads} \times t_{ciclo}} \quad (1.5)$$

em que m_{ads} é a massa de adsorvente seco [kg]. Este parâmetro não é adimensional, pois quantifica a potência frigorífica em Watt por kg de um dado adsorvente. Pode ser útil para comparar o efeito frigorífico dos ciclos com diferentes adsorventes.

1.1.3 Disponibilidade da energia solar

A utilização da energia solar para aplicações de refrigeração ou de climatização está dependente da sua disponibilidade. Num determinado local, a quantidade de radiação solar recebida depende de diversos fatores e, de entre os mais importantes, destacam-se a latitude do lugar, a estação do ano (especialmente nas zonas temperadas), a nebulosidade e a altitude. As zonas com maior radiação solar são os desertos e, em especial, os desertos situados entre os trópicos, pois durante quase todo o ano o céu permanece limpo e a radiação chega mais facilmente ao solo. As zonas com altitudes elevadas também recebem mais radiação solar, porque, devido à altitude, o efeito atenuador da atmosfera é mais fraco.

A Figura 1.3 mostra a variação geográfica da média anual do valor da radiância. É interessante notar que, à exceção do norte da Europa, Rússia e Canadá, a radiação solar está relativamente bem distribuída, com a maioria dos países a disporem de quantidades significativas de radiação solar. Como é de esperar, os maiores valores de radiação solar encontram-se nas zonas desérticas e semidesérticas entre os trópicos, pois para além de receberem os raios solares quase perpendicularmente durante todo o ano, têm muitos dias de céu limpo. A radiação recebida à superfície da Terra vai diminuindo com o aumento da latitude, com as regiões próximas dos 40° de latitude, como é o caso de Portugal, a disporem, em termos anuais, de cerca de metade da radiação máxima recebida nas regiões subtropicais.

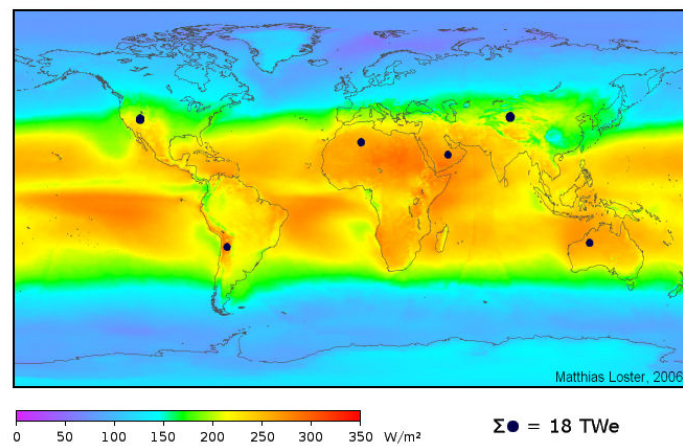


Figura 1.3 - As cores no mapa mostram a intensidade média de radiação solar recebida, de 1991 a 1993, no período de 24 horas, levando em conta a cobertura de nuvens segundo os satélites meteorológicos. Os círculos pretos mostram as áreas de insolação que podem fornecer o consumo total de energia primária do mundo, admitindo uma eficiência de conversão de 8%. Fonte: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_energy.

Relativamente ao continente europeu, a disponibilidade da radiação solar diminui com o aumento da latitude, pelo que os países da costa mediterrânica são precisamente os que recebem mais radiação solar. No sul de Portugal e de Espanha, a irradiação total anual incidente numa superfície horizontal chega a ultrapassar os 2000 kWh/m². A Figura 1.4 mostra essa mesma distribuição na Europa, Turquia e Cáucaso.

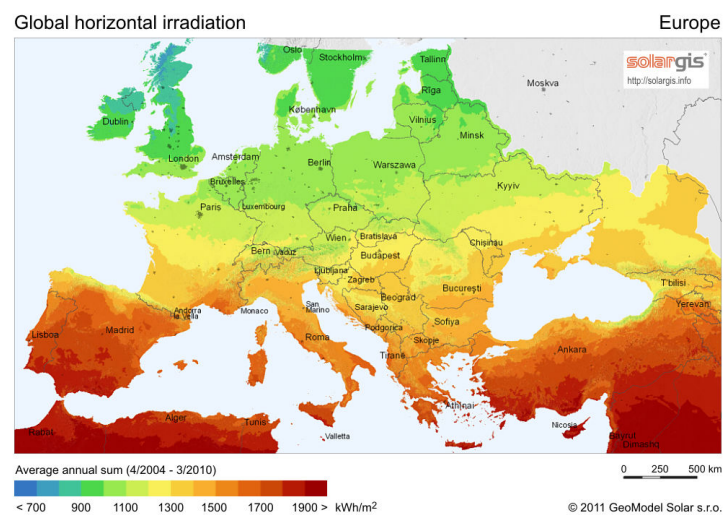


Figura 1.4 – Disponibilidade da energia solar na Europa, Turquia e Cáucaso: radiação global anual incidente numa superfície horizontal. Fonte: SolarGIS © 2011 GeoModel Solar s.r.o.

Há um fator que favorece a utilização da energia solar para arrefecimento e que está bem explícito através das Figuras 1.5 (a) e (b): a temperatura mais elevada do ar ambiente está sempre associada a uma maior intensidade de radiação solar, pelo que, quando é mais necessário arrefecer (verão) é precisamente quando existe maior disponibilidade de radiação solar.

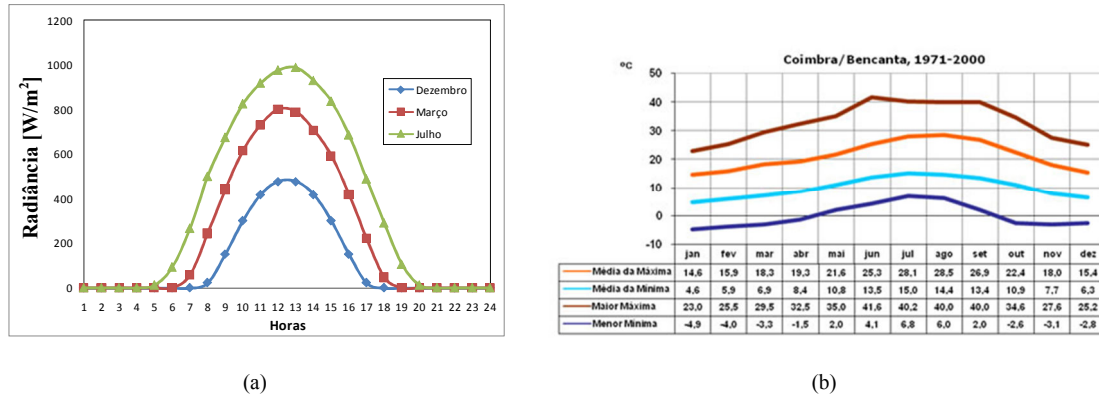


Figura 1.5 – Condições climáticas em Coimbra, Portugal (40.15°N, 8.27°W): (a) Comparação da radiação sobre uma superfície horizontal em diferentes estações do ano e com céu limpo; (b) Temperatura do ar. Fonte: IMG.

A radiação solar pode ser calculada de forma aproximada, para um determinado instante e para qualquer localização na Terra, a partir de equações que descrevem o movimento do Sol, juntamente com outras equações e parâmetros que permitem obter a radiação direta, difusa e refletida numa superfície com qualquer inclinação [Duffie e Beckman (2006)]. Muitos destes parâmetros são empíricos e foram obtidos para outras localizações com condições meteorológicas diferentes das do local de interesse, pelo que é preferível recorrer, sempre que possível, a dados registados nas estações meteorológicas mais próximas. Uma fonte muito valiosa de informação meteorológica é o ano climático de referência, pois representa uma compilação das condições meteorológicas típicas de um local ao longo de um ano, com valores de hora a hora. Existem diversos ficheiros meteorológicos com dados hora a hora para algumas localidades de Portugal e também para outros países, disponíveis na internet, por exemplo, no sítio do programa de simulação térmica de edifícios *Energy Plus*. Também o programa *SolTerm*, programa para análise do desempenho de sistemas solares, desenvolvido e distribuído pelo Laboratório Nacional de Energia e Geologia, dispõe de uma base de dados climática com dados horários, para todos os concelhos de Portugal. Vários programas, como, por exemplo, o *Meteonorm*, permitem obter ficheiros meteorológicos para uma localidade qualquer, fazendo uma interpolação a partir de dados meteorológicos disponíveis para cidades próximas e melhorando a interpolação a partir de dados introduzidos pelo utilizador, como a altitude e o relevo.

1.1.4 Captação da energia solar

A radiação solar chega à Terra sob a forma de radiação eletromagnética correspondente aproximadamente à radiação emitida por um corpo negro a uma temperatura de cerca de 6000 K (temperatura estimada da superfície do Sol). A intensidade da radiação solar fora da atmosfera terrestre, num plano perpendicular à direção dos raios solares, é aproximadamente constante e tem um valor médio de 1367 W/m^2 . No entanto, à superfície da Terra, esta radiação é atenuada por diversos fatores: latitude do lugar, atmosfera terrestre, poluição do ar, nuvens, poeiras em suspensão na atmosfera, sombreamentos de árvores e edifícios, localização geográfica, inclinação do eixo da Terra e, especialmente, pelo ciclo dia-noite causado pela rotação da Terra. Durante o período diário de 24 horas, a radiação solar varia entre zero (durante o período noturno) e um máximo que pode chegar ou até ultrapassar os 1000 W/m^2 perto do meio-dia, para latitudes abaixo dos 45° , se as condições atmosféricas e a estação do ano forem as mais favoráveis. A radiação solar diária recebida por uma superfície horizontal varia de acordo com as estações do ano e com a latitude. Por exemplo, em Almeria, Espanha (36.8°N , 2.3°O), a média mensal da radiação total diária incidente numa superfície horizontal é de 9.80 MJ/m^2 em Janeiro, 15.38 MJ/m^2 em Março, e 25.97 MJ/m^2 em Junho. Para uma localização mais próxima do equador estes valores não apresentam uma variação mensal tão grande, mas, para latitudes mais a norte, a diferença entre a radiação solar no inverno e no verão é ainda mais significativa. Com condições ótimas, ou seja, com o Sol quase no zénite e céu limpo, a radiação solar diária numa superfície horizontal pode atingir perto de 30 MJ/m^2 .

O carácter intermitente e a variação contínua da energia solar dificulta uma utilização direta em grande parte das aplicações de engenharia. Torna-se necessário captar e armazenar esta energia, seja sob a forma de eletricidade (painéis fotovoltaicos e baterias) ou de energia térmica (painéis solares térmicos e reservatórios de fluido térmico). No caso dos painéis solares térmicos, e de acordo com cada aplicação particular, existem diversos sistemas de captação e armazenamento. É possível classificar os painéis de acordo com a sua geometria em três categorias básicas: painéis solares planos, painéis solares de tubos de vácuo e painéis concentradores. Cada uma destas categorias agrupa diferentes soluções técnicas para a construção do painel. Em termos da acumulação de calor, a diferença mais notória está no sistema de circulação de fluido térmico, que pode ter diversas configurações, desde o sistema em termosifão, com o reservatório mais elevado em relação ao coletor, ou circulação forçada através de uma bomba. O próprio fluido do reservatório pode circular diretamente nos coletores,

embora seja mais comum a utilização de um permutador de calor, circuitos separados e um fluido térmico que circula entre o coletor solar e o permutador do reservatório.

No caso do coletor solar do frigorífico solar por adsorção, não existe um fluido para captar e transportar a energia solar porque o adsorvente é colocado diretamente no coletor. Embora o sistema com captação de calor por um líquido juntamente com uma torre de arrefecimento permita fazer funcionar dois ou mais adsorvedores em simultâneo e realizar vários ciclos completos num dia (o que, em geral, permite obter um melhor desempenho), no caso do frigorífico solar o principal atributo consiste na sua simplicidade e na independência relativamente a equipamentos elétricos, como bombas ou electroválvulas, por ser utilizada a captação direta da radiação solar.

Apresenta-se seguidamente uma descrição sucinta de diferentes configurações para a captação da energia solar, sendo também definida a eficiência de um coletor solar.

A - Frigoríficos solares utilizando coletores solares planos

Este tipo de coletor é o mais simples de construir, o mais barato e o mais versátil, mas tem a limitação de funcionar com temperaturas não superiores a 100°C, embora existam coletores planos de melhor qualidade que ainda apresentam um razoável rendimento com temperaturas até 120°C. Funciona muito bem para aquecer um fluido térmico, também pode ser utilizado para aquecer ar e pode também ser adaptado para utilizar com um sistema de refrigeração por adsorção.

Os frigoríficos solares utilizando coletores solares planos funcionam com temperaturas não muito elevadas, geralmente até cerca de 90°C, e são de fácil construção. O coletor solar é constituído por uma caixa estanque de forma retangular ou quadrada, com comprimento e largura muito superiores à espessura, com um vidro na face virada para o sol e com um bom isolamento térmico nas paredes posterior e laterais. A caixa estanque no interior do coletor é fabricada a partir de chapa metálica, servindo para captar a radiação solar através de uma das faces e para alojar o material adsorvente no seu interior.

Um frigorífico solar com um coletor solar plano tem a vantagem de utilizar a totalidade da radiação solar que recebe, incluindo a radiação difusa e a radiação refletida. No entanto, num dia com pouca ou nenhuma radiação direta, o coletor pode não aquecer o suficiente para realizar um ciclo de adsorção, ou seja, pode não ser possível produzir frio.

Existem diversas variantes construtivas, incluindo coletores com um ou dois vidros, com diversos revestimentos seletivos para aumentar a absorção de energia solar, e com vidros

especiais de modo a diminuir a absorção de radiação infravermelha pelo vidro. A caixa onde está o adsorvente pode ser em alumínio, aço inox ou cobre, e tem geralmente de conter alhetas de reforço de modo a poder suportar as diferenças de pressão entre o exterior e o interior (resistência ao esmagamento por ação da pressão atmosférica) e facilitar a difusão de calor através do leito de adsorvente. Uma variante muito comum deste tipo de coletor usa tubos, dentro dos quais é colocado o adsorvente, colocados lado a lado, em vez de uma caixa de metal. Na Figura 1.6 está representado em corte um captador plano de um frigorífico solar por adsorção.

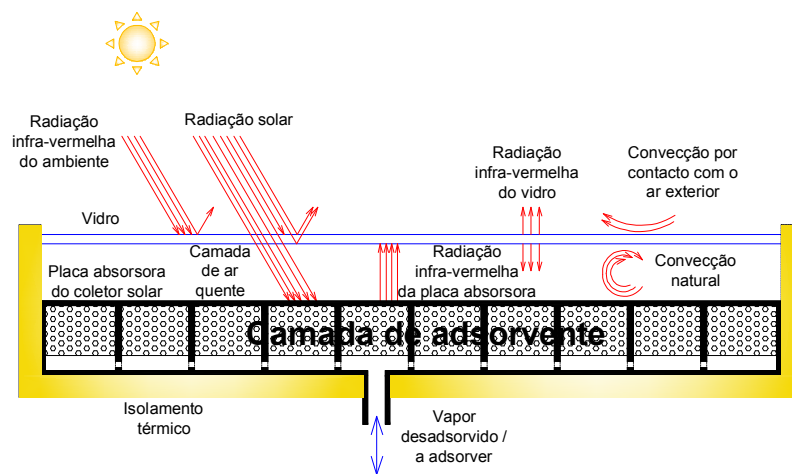


Figura 1.6 – Esquema em corte de um painel solar do tipo plano de um frigorífico solar por adsorção.

A eficiência dos coletores solares planos, tal como dos coletores solares em geral, depende grandemente da diferença de temperaturas entre a placa absorvedora e o ambiente, pois as perdas térmicas aumentam significativamente com o aumento desta diferença de temperatura. Pode-se definir a eficiência instantânea de um qualquer coletor solar como o quociente entre a potência térmica útil ($\dot{Q}_{\text{útil}}$), fornecida pelo coletor, e a potência térmica total recebida pelo coletor:

$$\eta_{\text{col}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{A_{\text{col}} \cdot \dot{G}_T} \quad (1.6)$$

em que A_{col} é a área de captação de energia solar do coletor e \dot{G}_T a radiação [W/m^2] no plano do coletor. $\dot{Q}_{\text{útil}}$ pode ser definido pela seguinte equação, para um coletor plano:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = A_{\text{col}}[S - U_L(T_{\text{placa,med}} - T_{\text{amb}})] \quad (1.7)$$

em que S é a radiação solar, em $[\text{W}/\text{m}^2]$, efetivamente absorvida pelo coletor (radiação incidente no plano do coletor afetada das perdas óticas do vidro), e U_L é o coeficiente global de transmissão de calor do coletor, em $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$. Exemplos de protótipos construídos podem ser encontrados em Hildbrand *et al.* (2004), Li e Wang (2003), e Mayor e Dind (2002).

B - Frigoríficos solares utilizando coletores solares de tubos de vácuo

Os coletores de tubos de vácuo devem o nome ao facto de serem construídos a partir de tubos cilíndricos de vidro cujo ar interior foi rarefeito para minimizar a transferência de calor para o ambiente. São mais difíceis de construir do que os coletores planos, são mais caros, mas têm melhor eficiência e podem funcionar sem problemas com temperaturas acima dos 100°C , mantendo uma boa eficiência até cerca de 140°C . Existem várias configurações deste tipo de coletores para aplicação em frigoríficos solares, estando os mais habituais representados na Figura 1.7. Embora o rendimento dos coletores de tubos de vácuo seja máximo com a inclinação ótima para a latitude do lugar, podem ficar inclinados com qualquer ângulo entre a horizontal e a vertical (exceto os do tipo *tubos de calor*, que necessitam sempre de uma inclinação mínima para funcionar), desde que recebam uma boa exposição solar. Podem, por exemplo por questões estéticas, ser colocados na horizontal sobre coberturas planas, de modo a não serem visíveis do exterior dos edifícios onde são instalados.

Li *et al.* (2003) e Sagredo (2004) apresentam um estudo sobre a construção e teste de um sistema de refrigeração solar por adsorção usando um adsorisor constituído por tubos de vácuo.

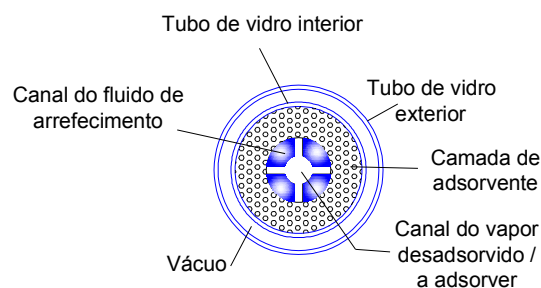


Figura 1.7 – Configuração possível para o adsorisor de um frigorífico solar com coletor de tubos de vácuo. É possível aumentar a energia solar captada colocando refletores por trás dos tubos de vidro.

C - Frigoríficos solares utilizando coletores concentradores

Os coletores concentradores têm como característica principal a minimização da área de transferência de calor relativamente à área de abertura, e são geralmente usados sempre que seja necessário atingir temperaturas acima de 140°C. São utilizados materiais com propriedades óticas para refletir ou concentrar a radiação solar numa superfície de captação muito reduzida. Uma superfície de absorção mais reduzida para o mesmo nível de energia solar recebida permite que um coletor concentrador atinja uma temperatura significativamente mais elevada que um coletor plano, ou também pode permitir obter a mesma temperatura mas com uma superfície de absorção muito menor. Há duas variantes de coletores concentradores: concentradores lineares e concentradores circulares. Nos primeiros a superfície refletora tem a forma de um cilindro parabólico, com a superfície absorvedora ao longo da linha que une os focos das parábolas, e a radiação atinge o absorvedor quando o sol está alinhado com o eixo da parte côncava da parábola. Os concentradores circulares possuem uma parábola de revolução alinhada com o Sol, ou então um conjunto de espelhos orientados de tal forma que todas as imagens do Sol são projetadas na superfície absorvedora. De entre os dois tipos, os concentradores lineares são os mais adequados para construir um frigorífico solar por adsorção. A Figura 1.8 mostra um esquema de um coletor concentrador.

O parâmetro mais importante que permite caracterizar estes coletores é o rácio de concentração RC , que é a razão entre a área de captação de energia solar e a área de absorção:

$$RC = \frac{A_{\text{captação}}}{A_{\text{absorção}}} \quad (1.8)$$

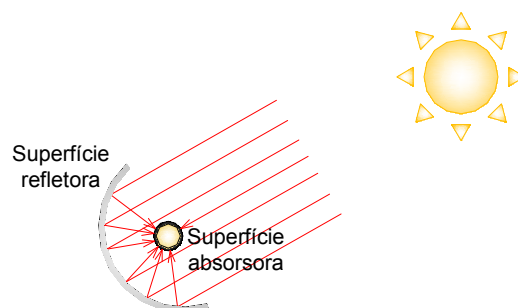


Figura 1.8 – Os coletores solares concentradores são caracterizados por terem uma área de captação de radiação solar superior à área de absorção.

As superfícies refletoras podem ser classificadas em dois tipos: as que não criam imagens óticas e as que criam imagens óticas. Geralmente as segundas são empregues para fatores de concentração solar acima de 10 e requerem um constante posicionamento relativamente ao sol, ou seja, têm necessidade de dispor de um mecanismo que siga o movimento aparente do Sol, de modo a que a imagem ótica do Sol se concentre a cada instante na superfície absorvora. O rácio de concentração tem valores máximos teóricos de 212 para concentradores lineares.

Estudos de frigoríficos solares com coletores concentradores podem ser encontrados em Martín (2006), Leite *et al.* (2004) e El Fadar *et al.* (2009).

D - Eficiência de coletores solares

A eficiência de um coletor representa a relação entre a energia solar incidente no plano do coletor e a energia útil que o coletor permite captar. O valor da eficiência depende da diferença de temperatura entre o coletor e o ambiente e da qualidade de construção do próprio coletor. Uma equação muito comum para descrever a eficiência de um coletor solar é a seguinte (Andrén, 2003):

$$\eta_{col} = \eta_0 - \frac{a_0}{\dot{G}_T}(T_{col} - T_{amb}) - \frac{a_1}{\dot{G}_T}(T_{col} - T_{amb})^2 \quad (1.9)$$

Nesta equação η_0 , a_0 e a_1 são parâmetros determinados experimentalmente, T_{col} e T_{amb} são, respetivamente, a temperatura média da placa do coletor e a temperatura do ar ambiente em [K], e \dot{G}_T é a radiância incidente no plano do coletor em [W/m²].

Para comparar diferentes coletores pode ser usado um coeficiente de perdas definido por:

$$k_e = a_0 + a_1(T_{col} - T_{amb}) \quad (1.10)$$

que é tanto menor quanto melhor isolado for o coletor. Valores típicos deste parâmetro para coletores solares planos estão entre 3.8 e 4.5 W/(m²·K), para $(T_{col} - T_{amb}) = 50$ K. Os coletores de tubos de vácuo apresentam valores de k_e bastante inferiores, entre 0.8 e 1.5 W/(m²·K), para a mesma diferença de temperatura entre a placa do coletor e o ambiente [Andrén (2003)].

1.2 Adsorventes sólidos

A adsorção é um processo que consiste na aderência de moléculas de um gás ou vapor a uma superfície sólida, podendo nalguns casos ocorrer adsorção da fase líquida. A substância adsorvida é designada por adsorvato, sendo o material sólido em cuja superfície se dá a adsorção designado por adsorvente. Embora a adsorção ocorra em qualquer superfície sólida exposta a um vapor ou um gás, apenas nos sólidos microporosos com uma elevada superfície específica (valores entre 500 a 1000 m²/g) a adsorção é significativa, podendo nalguns casos a massa de adsorvato ultrapassar 40% do valor da massa do adsorvente.

O processo de adsorção pode ocorrer sob duas formas distintas: a adsorção química e a adsorção física. No primeiro caso existe uma reação química envolvendo a superfície e o gás ou vapor, formando-se novas espécies químicas, geralmente com libertação de uma grande quantidade de energia, várias ordens de grandeza acima da entalpia de mudança de fase do vapor. Na adsorção física as moléculas do gás ou vapor aderem à superfície apenas devido a forças de Van der Waals e eletrostáticas, sendo a energia libertada da ordem de grandeza da entalpia de mudança de fase do vapor. Ao contrário da adsorção química, a adsorção física pode facilmente ser revertida fornecendo calor ao sistema ou reduzindo a pressão, provocando assim a libertação das moléculas adsorvidas, que voltam ao estado inicial de gás ou vapor, sendo este processo inverso designado por dessorção (ou, alternativamente, regeneração do adsorvente).

Nos materiais sólidos, os átomos que estão na camada superficial têm um balanço de forças de atração desequilibrado, pois existe uma descontinuidade no material. Em contacto com um fluido, acontece geralmente que algumas moléculas do fluido vão aderir às superfícies sólidas e tendem a ficar aí retidas por algum período de tempo, sob a ação de forças de Van der Waals e de forças eletrostáticas, tratando-se, pois, de um processo essencialmente físico e facilmente reversível. Este fenómeno ocorre genericamente em qualquer superfície sólida, mas é tanto mais significativo quanto maior for a superfície livre dos materiais. Geralmente, a adsorção é caracterizada por três estágios mais ou menos bem definidos. Primeiramente forma-se uma camada única de moléculas de adsorvato na superfície do adsorvente; à medida que todos os locais propícios à aderência superficial da primeira camada de adsorvato vão ficando ocupados, começa a formar-se uma segunda camada e, até, uma terceira. Por fim, e se se tratar da adsorção de um vapor, ocorre condensação capilar até os poros ficarem repletos de adsorvato.

Capítulo 1

Os materiais adsorventes mais comuns são microporosos, i.e., caracterizam-se por uma rede de poros de muito pequeno diâmetro e uma muito grande área de superfície por unidade de massa, podendo ultrapassar os 1000 m²/g, aparecendo comercialmente sob a forma de grãos irregulares, granulados ou pequenas esferas, com diâmetros entre 1 e 8 mm. Os exemplos mais comuns desses materiais são a sílica-gel, o carvão ativado e as zeolites. Na Tabela 1.1 apresentam-se alguns exemplos de adsorventes, com a indicação da superfície específica e da dimensão dos poros.

Tabela 1.1 - Propriedades dos materiais adsorventes mais comuns. Adaptado de Ruthven (1984).

Propriedades	Sílica-gel		Zeolite		Carvão ativado		
	Poros estreito	Poros largo	X	A	microporos	transição	macroporos
Superfície específica [m ² /g]	600 - 800	300-500	800 – 1000		100 - 1000	10 - 100	0.5 - 2
Raio médio dos poros [Å]	10 - 15	25-50	7.4 – 10	4.1	< 20	20 – 500	> 500
Calor específico [kJ/(kg·K)]	0.92 - 1		0.8 – 0.9		0.4 – 0.8		
Condutibilidade térmica [W/(m·K)]	0.14 – 0.2		0.58		0.15 – 0.5		
Massa vol. [kg/m ³]	750	450	700	750	600 - 900		

A sílica-gel é composta em mais de 99% por dióxido de silício (SiO₂) e apresenta uma estrutura amorfa, com uma rede de canais ou poros muito finos, que lhe conferem uma grande superfície específica. Comercialmente, a sílica-gel aparece sob a forma granulada, com grãos de dimensões variando entre 1 e 2 mm até aos 8 mm. A aplicação mais conhecida da sílica-gel é como agente exsiccante, ou seja, é usada para o controlo da humidade relativa. Também é amplamente usada na indústria química e em laboratórios.

A zeolite apresenta uma estrutura cristalina, constituída por alumino-silicatos associados a elementos do Grupo I e II da Tabela Periódica, nomeadamente sódio, potássio, magnésio e cálcio. Pelo facto de ser composta por uma estrutura cristalina muito estável, a zeolite tem uma dimensão dos poros muito bem definida, ao contrário dos materiais amorfos que apresentam uma distribuição não uniforme do tamanho dos poros. Devido a esta característica, a zeolite tem as propriedades de um crivo molecular, permitindo apenas a passagem e conseqüente adsorção (ou dessorção) de moléculas com tamanho inferior à dimensão desses mesmos poros. O tamanho dos poros pode ser controlado a partir da variação da estrutura cristalina, que depende do tipo e da quantidade de catiões presentes. A sua principal aplicação é na indústria química, sendo utilizada para efetuar a secagem, purificação e separação de gases.

O carvão ativado é um adsorvente constituído por material carbonizado, essencialmente amorfo, podendo ser sintetizado a partir de uma diversidade de materiais contendo carbono, de

origem vegetal, animal ou mineral. Dependendo do material de origem, do tipo de ativação e dos processos de fabricação, é possível produzir carvões ativados com uma grande variedade de tamanho de poros ou de superfície específica. A superfície específica do carvão ativado pode ir de 400 a 2000 m²/g, com distribuições de porosidade igualmente diversificadas e que podem ser adaptadas especificamente para cada utilização particular. O carvão ativado é muito utilizado na indústria química para separação e purificação de gases, especialmente hidrocarbonetos, não sendo adequado para o vapor de água.

Mais recentemente surgiram os adsorventes compostos, caracterizados por uma matriz (geralmente um adsorvente) impregnada de sais com grande capacidade de retenção do adsorvato. Os exemplos mais comuns são os adsorventes designados por SWS (*selective water sorbent*), constituídos por uma matriz de sílica-gel impregnada com cloreto de cálcio, e que podem adsorver até 100% da sua própria massa. Além do cloreto de cálcio, podem ser empregues outros sais, como cloreto de lítio ou cloreto de bário.

1.2.1 Equilíbrio de adsorção – curvas teóricas

Na adsorção física de moléculas de vapor ou de um gás numa superfície sólida estão envolvidos diferentes tipos de forças, resultantes da interação entre as moléculas de adsorvato e de adsorvente e entre as moléculas de adsorvato entre si, incluindo nomeadamente forças de Van der Waals (atração – repulsão) e forças eletrostáticas (polarização, e interações dipolo e quadripolo). As forças de Van der Waals estão sempre presentes no processo de adsorção; por outro, lado as interações eletrostáticas só são significativas em alguns tipos de adsorventes como as zeolites, que têm uma estrutura iónica. No caso da adsorção de moléculas bipolares como H₂O ou NH₃ em zeolite, a contribuição eletrostática pode ser muito grande, dando origem a energias de adsorção exceccionalmente elevadas, da ordem de 100 a 125 kJ/mol [Ruthven, (1984)].

As forças envolvidas na adsorção, apesar de bem identificadas, são difíceis de determinar com exatidão, não existindo uma teoria que permita calcular de forma simples e com precisão os efeitos intermoleculares na adsorção. No entanto, para a maioria das aplicações as forças envolvidas não são tão importantes como a representação exata do equilíbrio de adsorção e a energia de adsorção, que podem ser determinados experimentalmente com suficiente precisão e reprodutibilidade. Para a representação do equilíbrio de adsorção existem vários modelos, uns puramente teóricos, como as isotérmicas de Langmuir e as isotérmicas BET, e outros obtidos através da análise dos dados experimentais [Ruthven (1984) e Do (1998)]. A entalpia de adsorção pode ser determinado experimentalmente, podendo também ser calculado através da

equação de Clausius-Clapeyron, se estiverem disponíveis dados da variação da pressão e da temperatura quando o teor de adsorvato X se mantém constante:

$$\frac{\Delta h_{ads}}{R'T^2} = \left(\frac{d \ln P}{dT} \right)_{X=const} \quad (1.11)$$

em que R' é a constante particular do vapor a ser adsorvido. À semelhança da entalpia de mudança de fase de uma substância pura, a entalpia de adsorção Δh_{ads} representa a quantidade de energia envolvida na adsorção ou dessorção de uma unidade de massa de adsorvato.

As curvas de adsorção a temperatura constante podem apresentar várias formas, de acordo com o tipo de adsorvente e as suas características, sendo possível distinguir 5 classes diferentes, de acordo com a classificação de Brunauer, mostrada na Figura 1.9 tal como é apresentada em Ruthven (1984). As isotérmicas do tipo I correspondem geralmente aos verdadeiros adsorventes microporosos, nos quais o tamanho dos poros não é muito maior que o diâmetro característico da molécula de sorvato. Isto acontece assim porque, com esses adsorventes, existe um limite de saturação definido que corresponde ao completo preenchimento dos microporos. Ocasionalmente, se os efeitos da atração intermolecular são importantes, observa-se uma isotérmica do tipo V. Uma isotérmica do tipo IV sugere a formação de duas camadas, numa superfície plana ou num poro de raio muito superior ao diâmetro das moléculas do sorvato. As isotérmicas dos tipos II e III são geralmente observadas apenas em adsorventes com uma grande variação do tamanho dos poros. Nesses últimos existe uma progressão contínua da adsorção em camadas sucessivamente sobrepostas, à medida que aumenta a concentração de sorvato, podendo mesmo ocorrer a condensação capilar. O aumento da capacidade de adsorção a pressões elevadas deve-se à ocorrência de condensação capilar, que acontece em poros de diâmetro crescente à medida que a pressão aumenta.

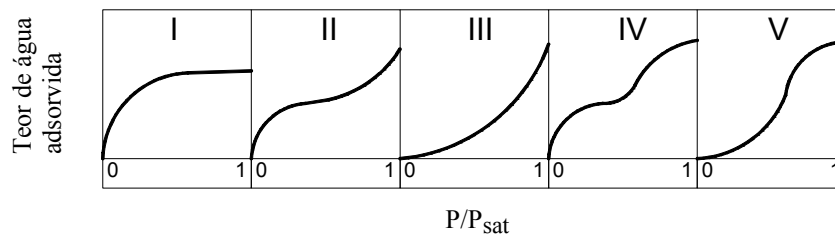


Figura 1.9 – Classificação de isotérmicas, segundo Brunauer [Ruthven (1984)].

Na adsorção de um único componente, como é o caso da adsorção do vapor de água na sílica-gel, o equilíbrio de adsorção é geralmente representado por uma função do tipo:

$$f(X, P, T) = 0 \quad \text{ou} \quad f(q, P, T) = 0 \quad (1.12)$$

onde X é o teor de água adsorvida, em kg de adsorvato por kg de adsorvente seco, q é a concentração de adsorvato em mol por m^3 , P a pressão e T a temperatura. Fixando uma das variáveis, pode-se obter experimentalmente a relação entre as restantes duas. Por exemplo, fixando a pressão obtém-se uma curva designada por *isobárica*, que descreve a variação do teor de adsorvato (ou concentração) com a temperatura, a pressão constante. Do mesmo modo, uma *isotérmica* de adsorção, representa a variação do teor de adsorvato (ou concentração) com a pressão, a temperatura constante. As curvas de teor de adsorvato (ou concentração) constante designam-se por *isostéricas*, sendo geralmente representadas num gráfico de $\ln P$ em função de $-1/T$, onde aparecem como retas quase paralelas, cuja inclinação está dependente da entalpia de adsorção, que, por sua vez, varia com o teor de adsorvato.

Não é conhecida uma equação teórica de equilíbrio de adsorção válida para todos os adsorventes e para todos os valores do teor de adsorvato, mas existem diversos modelos teóricos de equilíbrio de adsorção que permitem obter uma explicação satisfatória para o processo de adsorção, de acordo com as diferentes gamas de P/P_{sat} (v.d. Figura 1.9). A Tabela 1.2 apresenta um resumo das teorias mais conhecidas do equilíbrio de adsorção.

Tabela 1.2 – Curvas teóricas de adsorção e gama de aplicação, de acordo com Do (1998) e Ruthven (1984).

Curvas teóricas de adsorção	Gama de aplicação
Lei de Henry	Teor de adsorvato próximo de 0
Isotérmica de Langmuir	Admite uma só camada de moléculas de adsorvato
Isotérmica de BET	1ª camada e seguintes
Isotérmica de Gibbs	1ª camada e seguintes
Condensação capilar (Eq. de Kelvin)	Próximo da saturação

O modelo teórico mais conhecido é o da isotérmica de Langmuir, em que se considera que as moléculas de um vapor são adsorvidas numa superfície plana ideal, formando uma só camada. Pressupõe-se a existência de focos preferenciais, fixos, onde se dá a adsorção das moléculas de vapor, e que, uma vez adsorvidas, as moléculas permanecem fixas até serem novamente desadsorvidas. Quando todos os sítios de adsorção estiverem preenchidos com moléculas de adsorvato, então a adsorção estará completa (modelo monocamada).

As hipóteses básicas deste modelo (Langmuir) são:

1. As moléculas são adsorvidas num número fixo de sítios de adsorção bem definidos.
2. Cada sítio de adsorção só pode ter uma única molécula de adsorvato.
3. Todos os sítios são energeticamente equivalentes.
4. Não existe interação entre moléculas adsorvidas em sítios vizinhos.

Do (1998) apresenta alguns valores meramente indicativos da ordem de grandeza da quantidade de moléculas que atingem uma superfície por unidade de tempo e de área, para vários valores da pressão, de acordo com a Tabela 1.3.

Tabela 1.3 – Quantidade de moléculas que atingem uma superfície em função da pressão.

P [Pa]	[moléculas/(cm ² .s)]
101325	3×10^{23}
133	4×10^{20}
0.133	4×10^{17}

Mesmo para valores inferiores a 1 Pa, a taxa de colisão entre moléculas de vapor e a superfície sólida apresenta valores extraordinariamente grandes. Uma parte das moléculas que atingem a superfície sólida condensa e adere a esta por algum tempo, até evaporar novamente. Para uma monocamada de adsorvente, o equilíbrio dinâmico entre as taxas de adsorção e de dessorção pode ser descrito do seguinte modo [Ruthven (1984)]:

$$\frac{\alpha \cdot P}{\sqrt{2\pi MRT}}(1-\theta) = k_{d,\infty} \exp\left(-\frac{E_d}{RT}\right)\theta \quad (1.13)$$

ou seja, em condições de equilíbrio, a taxa de moléculas que atingem a superfície, afetadas de um coeficiente α (que representa a quantidade de moléculas que ficam aderentes após a colisão) e da fração de sítios de adsorção livres $(1-\theta)$, iguala a taxa de moléculas que se vaporizam, que depende de uma energia de ativação igual ao calor de adsorção E_d , de uma constante $k_{d,\infty}$ que representa a taxa de dessorção a uma temperatura infinita, e da fração de sítios de adsorção ocupados θ . Esta equação de equilíbrio pode ser reescrita numa forma mais conveniente:

$$\theta = \frac{q}{q_s} = \frac{bP}{1+bP} \quad (1.14)$$

com

$$b = \frac{\alpha \cdot \exp(\Delta h_{ads}/RT)}{k_{d,\infty} \sqrt{\pi MRT}} \quad (1.15)$$

Como a adsorção é exotérmica (Δh_{ads} é negativo), b deve diminuir com o aumento da temperatura. Esta expressão mostra o comportamento assintótico correto para a adsorção em monocamada, pois, quando se atinge a saturação, $P \rightarrow \infty$, $q \rightarrow q_s$, e, para baixas concentrações, este modelo aproxima-se da Lei de Henry:

$$\lim_{P \rightarrow 0} \left(\frac{q}{P} \right) = bq_s = K' \quad (1.16)$$

onde q_s corresponde ao preenchimento total de um número fixo de sítios de adsorção na superfície e deve, portanto, ser uma constante independente da temperatura. No caso da equação de Langmuir, a entalpia de adsorção tem de ser independente da concentração de adsorvato, pois na definição da superfície ideal considera-se que todos os locais de adsorção têm o mesmo nível de energia e igual probabilidade de adsorver uma molécula.

1.2.2 Equilíbrio de adsorção – curvas semi-empíricas

Os principais modelos semi-empíricos do equilíbrio de adsorção estão bem documentados em Do (1998) e Ruthven (1984), sendo os mais utilizados os que constam da lista da Tabela 1.4.

Tabela 1.4 – Modelos semi-empíricos de adsorção e gama de aplicação [Do (1998) e Ruthven (1984)].

Curvas semiempíricas de adsorção	Gama de aplicação
Equação de Freundlich	Não tem o comportamento correto para teores de adsorvato muito baixos, nem próximo da saturação
Equação de Sips	Não tem o comportamento correto para teores muito baixos do teor de adsorvato
Equação de Toth	Não tem nenhuma das limitações anteriores
Teoria do potencial de adsorção	Não tem nenhuma das limitações anteriores

As isotérmicas de Langmuir são desenvolvidas a partir de uma série de pressupostos ideais que, regra geral, não são válidos para os adsorventes comuns, e o mesmo é válido para as restantes curvas teóricas. Embora estas curvas consigam descrever bastante bem o comportamento dos adsorventes para baixas taxas de adsorção, na zona intermédia nem sempre são aceitáveis e, próximo da saturação, preveem valores do teor de adsorvato bastante diferentes dos obtidos experimentalmente.

De modo a contornar as limitações das curvas teóricas de adsorção e conseguir prever o equilíbrio de adsorção para todos os valores possíveis do teor de adsorvato, foram sendo desenvolvidas equações empíricas ou semi-empíricas a partir de dados experimentais. Algumas destas equações têm um fundamento teórico, possuindo parâmetros ajustáveis, outras apenas correlacionam dados experimentais. É interessante notar que para alguns valores dos parâmetros destas equações se obtém a forma da equação de Langmuir, pelo que se pode assumir que estes parâmetros refletem o desvio da superfície do adsorvente real relativamente à superfície idealizada que é considerada na derivação da equação de Langmuir. Algumas destas equações são apresentadas em seguida, de forma resumida.

A - Equação de Toth

A equação de Toth é válida em toda a gama de pressões, mostrando um comportamento correto tanto quando a pressão tende para zero como quando a pressão atinge valores elevados, próximos da saturação. Isto significa que esta equação descreve corretamente o comportamento de muitos sistemas para todos os valores da pressão, sendo por isso muito usada. A forma geral desta equação é a seguinte:

$$X = X_s \frac{bP}{[1 + (bP)^t]^{1/t}} \quad (1.17)$$

Os parâmetros b e t dependem da temperatura e são específicos para cada par adsorvente-adsorvato. No caso de o parâmetro t ter o valor 1, a equação de Toth toma a forma da equação de Langmuir.

O parâmetro b tem a forma de uma afinidade de adsorção e calcula-se do seguinte modo:

$$b = b_{\infty} \exp\left(\frac{Q}{RT}\right) = b_0 \exp\left[\frac{Q}{RT_0}\left(\frac{T_0}{T} - 1\right)\right] \quad (1.18)$$

em que b_{∞} é a afinidade a uma temperatura infinita, b_0 é a afinidade a uma temperatura de referência T_0 , e Q é uma medida do calor de adsorção. É importante notar que Q é um parâmetro fixo da equação de Toth que, de acordo com Do (1998), é igual à entalpia de adsorção para uma concentração de adsorvato igual a zero.

D - Teoria de Dubinin-Radushkevich. Potencial de adsorção.

Uma aproximação muito usada para descrever o equilíbrio do par adsorvente-adsorvato com adsorventes microporosos é a teoria de Dubinin. Considera-se que a espécie adsorvida no interior dos microporos se comporta como uma fase líquida, embora, devido ao efeito do campo de forças do adsorvente, as propriedades dessa fase líquida possam ser diferentes das propriedades da fase líquida livre. Nesta teoria, define-se uma afinidade de ligação A , a um determinado teor de adsorvato X , como o potencial que provoca a ligação, ou seja, a adsorção. Se o vapor saturado que se vai ligar puder ser considerado um gás perfeito, então a afinidade de ligação ou potencial de adsorção, define-se como:

$$A(X) = R'T \ln \frac{P_{sat}}{P} \quad (1.19)$$

em que P é a pressão de equilíbrio, P_{sat} é a pressão de saturação do vapor e R' é a constante particular do vapor. Segundo a teoria do potencial de adsorção, o volume adsorvido é independente da temperatura e apenas é função do potencial de adsorção A , podendo ser representado por:

$$\ln V = \ln V_s - BA^2 \quad (1.20)$$

Esta é conhecida como a equação de Dubinin-Radushkevich (DR) e, na forma explícita, fica:

$$V = V_s \exp \left[-\frac{1}{(\beta E_0)^2} \left(RT \ln \frac{P}{P_{sat}} \right)^2 \right] \quad (1.21)$$

em que E_0 é uma energia característica relativamente a um adsorvato de referência, que normalmente é o benzeno. O parâmetro β é função apenas do vapor a ser adsorvido, sendo o seu valor proporcional ao volume molar da fase líquida. A equação (1.21) pode também ser escrita em termos do teor de adsorvato X :

$$X = X_s \exp \left[-\frac{1}{(\beta E_0)^2} \left(RT \ln \frac{P}{P_{sat}} \right)^2 \right] \quad (1.22)$$

em que a capacidade máxima de adsorção, quando o adsorvente está saturado, é dada por:

$$X_s = \rho(T) \cdot W_0 \quad (1.23)$$

em que W_0 é o volume dos microporos por unidade de massa de adsorvente e $\rho(T)$ é a massa volúmica da fase adsorvida, que pode ser aproximada pela massa volúmica do líquido livre, admitindo que a fase adsorvida tem propriedades semelhantes às da fase líquida.

A equação de Dubinin-Radushkevich foi ligeiramente modificada para ter em conta as heterogeneidades da superfície dos materiais amorfos, como o carvão ativado, sendo sugerida a forma seguinte com a designação de equação de Dubinin-Astakhov [Sumathy (2003)]:

$$X = X_s \exp \left[-\frac{1}{(\beta E_0)^2} \left(RT \ln \frac{P}{P_{sat}} \right)^n \right] \quad (1.24)$$

com o parâmetro n , obtido por análise dos dados experimentais de adsorção, a tomar tipicamente valores entre 1.5 e 2.5.

1.2.3 Cinética de adsorção

A cinética de adsorção é controlada pelas resistências à transferência de massa dentro da partícula de adsorvente e pelas resistências à transferência de calor na partícula e no próprio leito de adsorvente. Se o processo for muito lento (tal como no caso do frigorífico solar, com um ciclo de adsorção/dessorção de 24 horas), então o teor de adsorvato no adsorvente anda sempre próximo do valor de equilíbrio. A cinética de adsorção é mais importante no caso dos *chillers* de adsorção, com ciclos de adsorção de duração entre 20 e 40 minutos e com temperaturas impostas na fronteira da camada de adsorvente. Nestas situações é importante saber se a adsorção é limitada pela transferência de massa, pela transferência de calor, ou por ambos os mecanismos.

Podem ser identificados diversos mecanismos de transporte das moléculas do vapor até ao sítio de adsorção, cujo peso relativo dependerá das características do adsorvente, nomeadamente o tamanho das partículas e a distribuição do tamanho dos poros internos. Estes mecanismos são os seguintes:

- Transporte do vapor através do meio poroso (leito de adsorvente)
- Difusão macroporosa (no interior dos poros de maior dimensão)
- Difusão microporosa (no interior dos poros de muito pequeno diâmetro)

Devido à complexidade da modelação dos fenómenos de adsorção ao nível dos microporos, é mais cómodo optar por um modelo simplificado de cinética de adsorção sempre que o pretendido seja um resultado global para a quantidade de adsorvato, indiferentemente do modo como se processa a adsorção ao nível dos microporos.

1.2.4 Modelo de cinética interna de ordem 0

O modelo de adsorção mais simples tem por base considerar simplesmente que a adsorção é instantânea, usando-se neste caso um modelo teórico ou semi-empírico de equilíbrio de adsorção.

1.2.5 Modelo de cinética interna de primeira ordem: LDF

Admitindo que a cinética de adsorção é dependente da diferença entre a concentração instantânea da fase adsorvida e a concentração de equilíbrio, a variação da concentração da fase adsorvida toma a seguinte forma:

$$\frac{dX}{dt} = k \cdot (X_{eq} - X(t)) \quad (1.25)$$

O modelo LDF (Linear Driving Force) é baseado nesta equação, em que se considera que a taxa de adsorção é linear, e a constante k representa o coeficiente efetivo de transferência entre as fases de vapor e adsorvida no interior dos poros. A equação (1.26) representa uma aproximação frequentemente usada para determinar esta constante na modelação transiente de *chillers* de adsorção [Chua *et al.* (2004)]:

$$k = \frac{15 \cdot D_e}{R_p^2} \quad (1.26)$$

onde $D_e = D_{so} \cdot \exp(-E_a/(R' \cdot T))$, sendo D_{so} um fator pré-exponencial, E_a a energia de ativação da difusão superficial, R_p o raio da partícula de adsorvente e T a temperatura em [K]. Pela sua simplicidade, o modelo LDF é muito usado na modelação de *chillers* de adsorção, situação em que não é muito relevante o que se passa ao nível do interior da partícula de adsorvente, interessando sobretudo determinar as principais trocas de energia com o exterior.

1.2.6 Modelos de difusão

Quando se deseja conhecer com mais detalhe o modo como se processa a adsorção ao nível dos grãos ou partículas de adsorvente, é necessário recorrer a modelos mais elaborados. Para a adsorção em que a difusão superficial (nos microporos) é dominante, Ruthven (1984) apresenta o seguinte modelo de difusão, considerando o caso de uma partícula esférica de adsorvente em que a transferência de calor é suficientemente rápida para serem desprezados os gradientes de temperatura e a difusividade pode ser considerada constante:

$$\frac{\partial q}{\partial t} = D_s \left(\frac{\partial^2 q}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial q}{\partial r} \right) \quad (1.27)$$

em que q é a concentração molar da fase adsorvida [mol/m³] e D_s é a difusividade [m²/s]. Ruthven (1984) apresenta também uma equação para o caso em que a difusão macroporosa é preponderante, e apresenta soluções para os casos em que ambos os tipos de difusão estão presentes em simultâneo ou o processo de adsorção não pode ser considerado isotérmico.

1.2.7 Estabilidade dos adsorventes

A capacidade dos adsorventes pode alterar-se à medida que os ciclos de adsorção se sucedem. Este facto é discutido por vários autores, como, por exemplo, Wang *et al.* (2010) que descrevem os fatores que afetam a estabilidade da sílica-gel. São referidos alguns casos em que *chillers* com ciclo de adsorção apresentam na primeira época de arrefecimento desempenhos inferiores em 20% aos testes em laboratório, na segunda época de arrefecimento, em 70% ou mais, e apresentando um desempenho quase nulo na terceira época. No entanto, Hauer (2002) também discute a estabilidade da sílica-gel, e refere dados de estudos em que após 1300 ciclos de adsorção e dessorção apenas houve uma diminuição da capacidade de adsorção de cerca de 7%, sendo que esta diminuição é mais forte nos primeiros 25 ciclos. Este mesmo autor estudou exaustivamente a estabilidade de sete tipos de zeolites, e encontrou diferenças de comportamento assinaláveis. Enquanto uma amostra apresentava uma capacidade inicial de adsorção de vapor de água de 32.9% do seu peso, ao fim de 400 ciclos a capacidade de adsorção já era de apenas 14.7%, o que resulta numa redução da capacidade de adsorção para menos de metade. Outra amostra apenas passou de 31.1% para 26.6%, ou seja, apresenta uma redução da capacidade de adsorção muito mais ligeira. Em duas das amostras a redução da capacidade é contínua ao longo dos 400 ciclos, mas nas outras cinco amostras a redução dá-se praticamente só nos primeiros 50 ciclos, mantendo apenas um quase impercetível declínio nos restantes 450 ciclos.

Os estudos sobre estabilidade dos adsorventes apontam geralmente para uma redução da capacidade de adsorção nos primeiros 50 ciclos, podendo depois a capacidade de adsorção estabilizar ou continuar a reduzir-se gradualmente. Na escolha de adsorventes dever-se-á ter o cuidado de comprovar a estabilidade de uma amostra, ou então selecionar um adsorvente que já tenha dado provas de que a sua capacidade não se deteriora continuamente. Pode existir outro

fator a influenciar o mau desempenho do ciclo de adsorção e que não deve ser confundido com a degradação do adsorvente, e que é a possibilidade de o equipamento poder perder a estanquidade ao vácuo. Se entrar ar no sistema, então vai ocorrer uma degradação do desempenho, mas que não tem nada a ver com a estabilidade do adsorvente e que pode ser corrigida eliminando as infiltrações de ar para dentro do sistema e voltando a fazer vácuo.

Relativamente aos ciclos com carvão ativado e metanol, Hu (1998) elaborou um estudo sobre a decomposição do metanol, começando por referir que, de acordo com os manuais de química, o metanol é estável quimicamente a temperaturas abaixo dos 150°C, mas que foi detetada a sua decomposição no funcionamento de frigoríficos solares por adsorção funcionando com temperaturas até 120°C. Foi construída uma instalação experimental para testar a estabilidade do metanol, com um reservatório com uma resistência elétrica contendo o leito de adsorvente de carvão ativado e um reservatório contendo metanol líquido, com ambos os reservatórios unidos por uma tubagem. Os ciclos de adsorção foram simulados aquecendo ciclicamente o leito de carvão ativado, e foram testados diferentes metais para simular o efeito de catalisadores das reações químicas de decomposição. Os resultados mostraram a decomposição do metanol, surgindo novos compostos no interior do sistema, como, por exemplo, éter dimetílico, éter metilo metoximetilo, e etanol. Verificou-se que o alumínio tem um efeito catalisador muito importante relativamente à decomposição do metanol, pelo que deve ser evitado este metal na construção de frigoríficos solares de adsorção com carvão ativado e metanol.

1.3 Revisão bibliográfica

Nesta secção faz-se uma síntese do estado de desenvolvimento das tecnologias de climatização e refrigeração com energia solar, com especial ênfase nos processos em que é utilizado um ciclo de refrigeração por adsorção.

A primeira demonstração de um sistema de refrigeração com energia solar teve lugar na Exposição Universal de Paris, no ano de 1878 (v.d. Figura 1.10). Augustin Mouchot construiu um enorme refletor parabólico para concentrar a energia solar, conseguindo assim obter a temperatura necessária para fazer funcionar um ciclo de refrigeração por adsorção com amónia e água para produzir gelo. Apesar de esta experiência ter causado muita sensação, não teve grandes repercussões na indústria devido ao facto de haver na altura grande disponibilidade de carvão mineral a baixo preço.

Apesar de a primeira demonstração da possibilidade de utilizar a energia direta do Sol para fazer funcionar um ciclo frigorífico já ter mais de cem anos, até muito recentemente o aproveitamento da energia solar para arrefecimento resumia-se a um reduzido número de sistemas de climatização, quase exclusivamente com máquinas de absorção funcionando com brometo de lítio - água ou amónia - água. Nos últimos anos tem havido um interesse crescente na utilização das energias renováveis, fruto por um lado da necessidade de encontrar uma alternativa aos combustíveis fósseis, mas também graças à consciencialização ambiental da sociedade. A refrigeração e a climatização solar acompanham essa tendência, e o interesse nestas tecnologias tem vindo a crescer, tendo aumentado consideravelmente os estudos e projetos de demonstração da aplicação da energia solar em climatização e refrigeração.

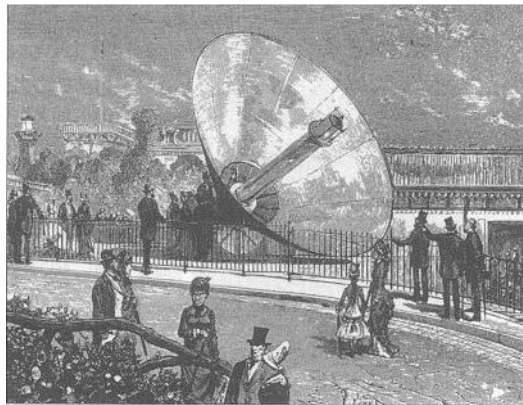


Figura 1.10 – Augustin Mouchot demonstrou a possibilidade de usar a energia solar concentrada para produzir gelo, na Exposição Universal de Paris, em 1878. [Fonte: http://en.wikipedia.org/wiki/Augustin_Mouchot]

1.3.1 Processos de refrigeração com energia solar

Conhece-se uma grande diversidade de processos que permitem produzir frio usando a energia solar, existindo uma divisão natural entre processos que utilizam diretamente energia solar térmica e processos que funcionam com eletricidade gerada a partir da energia solar. Nos processos térmicos em que é utilizada a energia solar, esta energia é recolhida através de coletores solares de diferentes tipos, e pode ser utilizada diretamente ou acumulada num reservatório através de um fluido térmico, promovendo a mudança de fase de alguns materiais (os chamados PCM – “Phase Change Materials”), permitindo assim estender a utilização da energia solar mesmo em períodos com pouca ou nenhuma radiação. O calor é utilizado para fazer funcionar um ciclo térmico, como por exemplo os ciclos de adsorção ou de absorção. Nos processos acionados a eletricidade são usadas células fotovoltaicas e acumuladores para a

produção e acumulação de energia elétrica. A energia elétrica pode então ser empregue para produzir frio a partir de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ou usando o processo termoelétrico, também designado de processo Peltier.

Na Figura 1.11 representa-se esquematicamente uma classificação dos processos de produção de frio com energia solar por grupos. No diagrama são identificáveis os dois grandes grupos principais, entre os processos acionados por energia elétrica (obtida a partir de painéis fotovoltaicos, ou outro processo de conversão da energia solar em eletricidade) e os processos acionados por energia térmica. Dentro dos processos térmicos existem os processos que produzem energia mecânica a partir do calor e os que empregam a energia térmica diretamente no ciclo de refrigeração. Os processos exclusivamente térmicos podem funcionar com ciclos abertos ou ciclos fechados, e com absorventes sólidos ou líquidos. No grupo dos processos exclusivamente térmicos com ciclos abertos destacam-se as rodas exsiccantes que empregam geralmente sílica-gel e funcionam em sistema aberto, sendo o fluido refrigerante a água presente no ar atmosférico. Existem também ciclos abertos com absorventes líquidos, mas estes ciclos são menos comuns, pois o facto de o absorvente ser um líquido significa que pode ser arrastado em parte pelo ar processado, podendo isso ter inconvenientes relativamente à qualidade do ar, e inconvenientes económicos, devido à perda de fluido absorvente. Os processos mais comuns são os ciclos térmicos fechados com sorventes líquidos, ou seja, os chamados ciclos de absorção, sendo os dois tipos mais conhecidos o ciclo com amónia e água (água é o absorvente) e o ciclo com brometo de líquido e água (brometo de lítio é o absorvente). Os ciclos térmicos de adsorção apareceram mais tarde relativamente aos ciclos de absorção, sendo, no entanto, objeto de intensa investigação nos últimos anos.

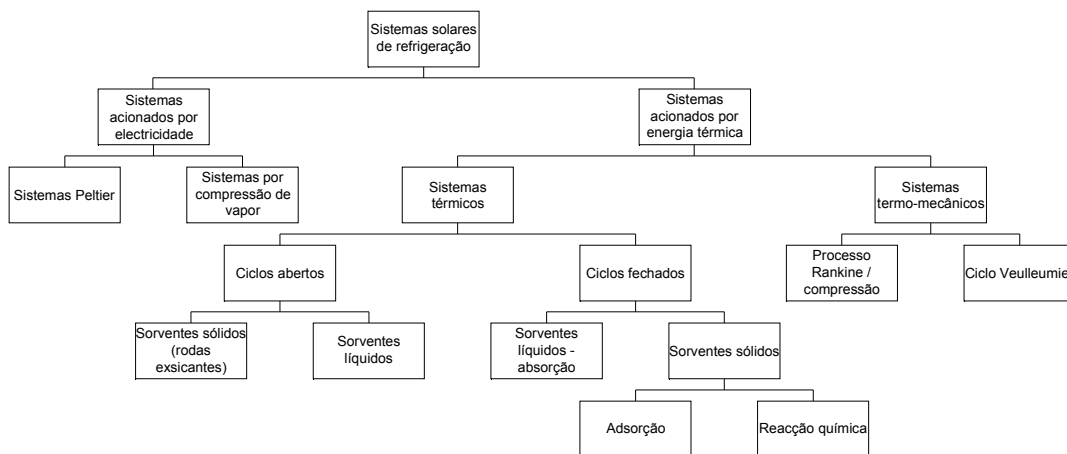


Figura 1.11 – Processos de produção de frio com energia solar.

Pridasawas (2006) apresenta uma descrição detalhada dos mais importantes sistemas de refrigeração e climatização com energia solar, e Sumathy (2003) apresenta uma descrição detalhada dos sistemas funcionando com ciclos fechados de adsorção com adsorventes sólidos.

Para utilizar um sistema de refrigeração solar é conveniente ter em atenção o facto de a radiação solar estar continuamente a variar ao longo do dia, atingindo um pico ao meio-dia solar, e decaindo depois ao longo da tarde. Este comportamento da radiação solar condiciona grandemente a utilização de sistemas solares de arrefecimento, podendo ser necessário recorrer a uma acumulação de energia durante as horas de maior radiação solar, de modo a prolongar a utilização da energia solar para além do período de maior radiação. Surgem assim diversos sistemas de acumulação de energia, sendo os mais comuns as baterias elétricas para os sistemas fotovoltaicos, os sistemas de coletores solares com uma área relativamente grande e um reservatório de fluido térmico. Uma outra alternativa é a acumulação de frio, seja através de depósitos de água arrefecida no caso da climatização, seja através da acumulação de gelo no caso da refrigeração com o frigorífico solar por adsorção.

Aplicações mais comuns

A produção de frio com recurso à energia solar permite atingir uma grande diversidade de temperaturas, cobrindo as necessidades mais comuns, como está esquematizado na Figura 1.12. Existem processos mais adequados para climatização, como por exemplo os ciclos abertos do tipo dissecante (utilizando rodas exsiccantes), o ciclo de ejetor, o ciclo Rankine e o ciclo com absorventes líquidos. Para temperaturas de conservação, próximas dos 0°C, existe igualmente uma diversidade de ciclos disponíveis, incluindo os ciclos de absorção, adsorção e reação química, o processo termoelétrico (Peltier) e o processo de compressão de vapor utilizando eletricidade de origem fotovoltaica. Para temperaturas negativas também existem ciclos mais adequados, por exemplo, o processo termoelétrico e os ciclos de compressão de vapor e de Stirling.

1.3.2 Sistemas fechados de refrigeração por adsorção

Protótipos construídos e seu desempenho

A refrigeração solar por adsorção tem sido nos últimos anos objeto de grande interesse por parte da comunidade científica, pelo que existe uma grande quantidade de artigos

publicados, a maioria deles muito recentes. Quase todos os artigos descrevem instalações experimentais, existindo algumas diferenças importantes, sobretudo ao nível do coletor/adsorisor e do par adsorvente - adsorvato. Vários pares de substâncias adsorvente - adsorvato foram estudados, bem como diferentes geometrias do adsorisor. Ao nível dos diferentes pares adsorvente - adsorvato os materiais mais utilizados são a sílica-gel (adsorvente) - vapor de água (adsorvato), e o carvão ativado (adsorvente) - metanol (adsorvato). Quanto à geometria, existem maioritariamente adsorsores de tubos com coletor plano e adsorsores planos, embora também tenham sido investigados adsorsores do tipo tubo de vácuo e com coletores concentradores.

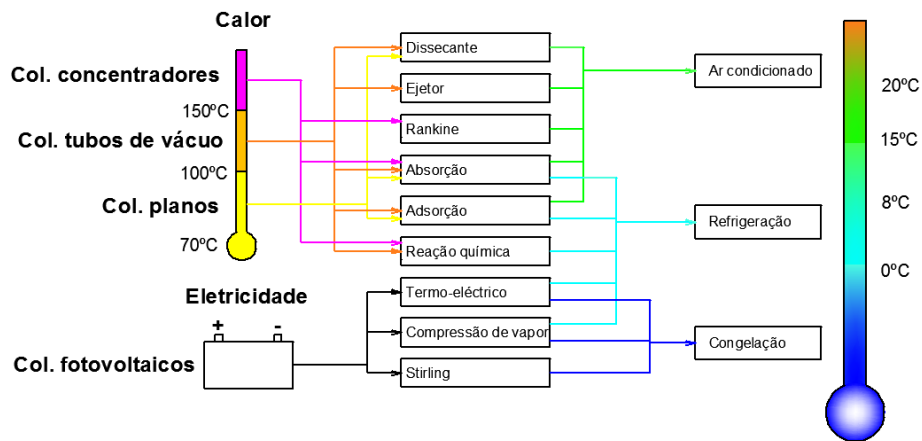


Figura 1.12 – Configurações mais comuns dos ciclos de refrigeração com energia solar.

Não obstante o grande esforço despendido a estudar este processo, o *COP* médio dos protótipos mais recentes continua a ser relativamente baixo, da ordem dos 10% a 15%. No entanto, todos os autores descrevem máquinas perfeitamente funcionais, que podem produzir vários quilogramas de gelo por dia, desde que as condições meteorológicas sejam favoráveis. Muitas destas máquinas são mesmo completamente autónomas, não precisando de eletricidade nem de qualquer outra fonte de energia que não seja a radiação solar. Vários protótipos foram testados com sucesso em países como Marrocos, Burkina-Fasso, Brasil, China ou Nigéria, por vezes em condições ambientais extremas como climas desérticos, ou em locais remotos.

Uma das primeiras descrições de um frigorífico solar aparece em Guilleminot *et al.* (1980). Trata-se de um estudo teórico de um frigorífico solar funcionando com o par zeolite - água, com um coletor plano contendo 20 kg de zeolite por m² de coletor. Neste trabalho são apresentadas em primeiro lugar algumas considerações termodinâmicas sobre a refrigeração por adsorção, nomeadamente a determinação do *COP* teórico de Carnot para um ciclo térmico, e o que os autores designaram de temperatura limiar (*température seuil*, no texto original em Francês): a temperatura mínima que o adsorisor tem de atingir para que o ciclo de refrigeração possa funcionar, sendo, num ciclo ideal de Carnot, a temperatura que permite maximizar o *COP* do

ciclo. São apresentados valores teóricos para o *COP* do sistema, com diferentes temperaturas de funcionamento, e comparados com os de outros pares adsorvente - adsorvato, como a alumina e a água. Os valores do *COP* apresentados são mais elevados do que os tipicamente observados nas instalações experimentais, mas os autores não referem qualquer validação experimental.

Mais recentemente, foi construído um protótipo de um frigorífico solar por adsorção na Suíça, ao abrigo de um programa de demonstração do solar térmico [Mayor e Dind (2002)]. Foi escolhido o par sílica-gel - água, o coletor tem uma superfície de 1 m², e a sílica-gel está colocada no interior de um conjunto de tubos de aço inox. Segundo os autores, este sistema de refrigeração permite arrefecer diariamente de 30°C o equivalente a uma carga de 2.5 a 3.7 kg de água num clima desértico quente. O sistema acumula frio sob a forma de gelo, o que permite uma autonomia de 3 dias em caso de ausência de Sol. Os autores estimam o *COP* desta máquina como variando entre 0.10 e 0.15, para um clima desértico quente, caracterizado por temperaturas elevadas, inclusive durante a noite.

Também da Suíça, Hildbrand *et al.* (2004) apresentam resultados experimentais obtidos ao longo de vários meses com um frigorífico solar por adsorção com 2 m² de área de captação de energia solar. O par empregue foi a sílica-gel e água, e a sílica foi colocada dentro de tubos de aço no interior do coletor solar. O *COP* solar variou entre zero (para dias de céu nebulado) até valores superiores a 0.2. Verificou-se que a temperatura exterior tem um efeito muito significativo no *COP*, pois, quando a temperatura ambiente é baixa, aumenta a diferença entre o teor máximo e o teor mínimo de água adsorvida, evaporando mais água, o que provoca um efeito frigorífico mais significativo. A produção média de frio por ciclo foi de 4.87 MJ, para um valor médio diário de 30.76 MJ de irradiação.

Um outro protótipo de frigorífico solar funcionando com o par carvão ativado - metanol foi desenvolvido na China por Li e Wang (2003). Os resultados experimentais mostraram que este protótipo pode produzir 4 a 5 kg de gelo num ciclo diário, recebendo 14 a 16 MJ de radiação, com uma área de coletor plano de apenas 0.75 m². Aumentando a área de coletor para 1.5 m² os autores conseguiram obter 7 a 10 kg de gelo com o coletor a receber cerca de 28 a 30 MJ de radiação solar por dia. Os autores desenvolveram um programa de simulação com base no modelo LDF de cinética de adsorção de modo a prever os resultados obtidos com o frigorífico solar, obtendo uma boa concordância entre os dados experimentais e as simulações. O programa de simulação resolve numericamente a equação de conservação da energia no leito de adsorvente, na forma bidimensional

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T + \rho_s \Delta h_{ads} \frac{dX}{dt} \quad (1.28)$$

em que dX/dt representa a cinética de adsorção, calculada através do modelo LDF e Δh_{ads} é o calor de adsorção. A concentração de equilíbrio é calculada através da equação de Dubinin. Entre as hipóteses de simplificação consideradas no modelo incluem-se a pressão uniforme no leito de adsorvente e em todo o sistema, e em cada ponto considera-se que o vapor e o adsorvente estão à mesma temperatura.

Um outro trabalho que descreve a construção de uma instalação experimental com o par carvão ativado - metanol teve lugar no Brasil [Leite *et al.* (2004)]. Trata-se da construção de um frigorífico solar capaz de produzir 6 kg de gelo por metro quadrado de coletor, num dia com céu limpo, sendo o *COP* solar de cerca de 0.085. Este frigorífico tinha características geométricas especiais, tais como refletores para concentrar a radiação solar na face do coletor não diretamente iluminada pelo Sol e um material plástico transparente em vez de vidro. Este material transparente era móvel, de modo a que à noite pudesse ser retirado e o coletor perdesse mais facilmente calor para o ambiente. O condensador tem a particularidade de estar mergulhado em água para facilitar as trocas de calor. Neste trabalho também é apresentada uma análise térmica e a determinação de alguns coeficientes de transferência de calor.

Khatab (2006) apresentou um estudo de simulação e otimização de um módulo de refrigeração solar por adsorção funcionando com o par carvão ativado/metanol. O adsorção está colocado no interior de uma caixa de vidro e um conjunto de refletores concentram a radiação solar durante o dia de modo a atingir temperaturas elevadas e a melhor desadsorver o metanol. O modelo usou dados meteorológicos para a cidade do Cairo, no Egipto, tendo sido validado por ensaios experimentais, com um *COP* solar máximo de 0.1558.

A variação do desempenho de um frigorífico solar por adsorção em função de diversos parâmetros está descrita em Li e Wang (2002), e foi efetuada com base numa simulação através de um modelo validado experimentalmente. Estes autores determinaram através de simulação que o *COP* solar atinge um máximo para cerca de 13 MJ/m² de radiação solar recebida pelo coletor, e o efeito frigorífico mantém-se constante a partir de um nível de radiação solar de 15 MJ/m². Conclui-se, portanto, que acima de um determinado valor a intensidade de radiação solar deixa de produzir efeito, desde que o adsorvente já esteja completamente regenerado. Outros resultados deste estudo indicam que o *COP* pode aumentar significativamente com a diminuição da temperatura de condensação, e o aumento é quase linear entre os 30 e os 45°C, variando o *COP* entre 0.07 com uma temperatura de 45°C e 0.27 para uma temperatura de condensação de 30°C. Relativamente ao efeito da temperatura de vaporização do metanol durante a adsorção, também foi observado um aumento linear do *COP* entre as temperaturas de vaporização de -10°C a 0°C, variando o *COP* entre 0.08 e 0.13.

Um desenvolvimento adicional é um frigorífico solar sem válvula e sem depósito de condensados, descrito em Li *et al.* (2004). Trata-se de um protótipo pré-industrial, destinado a ser fabricado em quantidade e usado nas regiões remotas da China. Este protótipo possui uma área de coletor solar plano de 1 m^2 , um condensador arrefecido a ar, e um evaporador dentro da caixa frigorífica. Os valores do *COP* solar obtidos através de medições variam entre os 0.12 e os 0.15.

Um outro trabalho [Li *et al.* (2003)] apresenta resultados de uma simulação e de uma análise económica de um frigorífico solar com o adsorvente colocado nos tubos de um coletor de tubos de vácuo. Segundo os autores, a temperatura máxima no adsorvente pode chegar aos 200°C e o desempenho global é relativamente elevado comparativamente aos frigoríficos solares por adsorção até então estudados, obtendo os autores valores superiores a 0.25 (podendo chegar a 0.3) para o *COP* solar, no caso do coletor com o diâmetro ótimo dos tubos. A capacidade de refrigeração máxima é de 4400 kJ por cada m^2 de captação de energia solar e por ciclo. É definido o parâmetro económico *SPA* (*Solar Powered Adsorption*), correspondente à capacidade frigorífica a dividir pelo custo da construção do frigorífico. Quanto maior o *SPA* mais interesse económico tem o modelo de frigorífico, ou seja, produz-se mais frio para um mesmo custo de construção ou aquisição. Este parâmetro pode ser muito útil numa análise económica de frigoríficos solares, pois estas máquinas não têm custos energéticos associados ao seu funcionamento uma vez que a única energia necessária para o funcionamento é a energia solar.

Também em Marrocos [Lemmini e Errougani (2005)] e na Nigéria [Iloeje *et al.* (1995)] foram feitos estudos da refrigeração solar por adsorção, com a construção de protótipos. No primeiro, com o par carvão ativado e metanol, o *COP* obtido varia entre 0.04 e 0.08, e no segundo, foi feita uma simulação usando cloreto de cálcio (CaCl_2) com amónia, com o *COP* a variar entre 0.12 a 0.14.

Para além dos adsorventes mais comuns, foram também usados outros pares adsorvente - adsorvato menos comuns. Erhard *et al.* (1996) descreveu uma instalação de demonstração da refrigeração por adsorção construída na Alemanha, funcionando com o par cloreto de estrôncio (SrCl_2) como adsorvente e amónia (NH_3) como refrigerante. A instalação funcionava com energia solar, com o adsorvente colocado em tubos de aço no interior do coletor. Os resultados não foram além de um *COP* solar entre 0.05 e 0.08.

Em Espanha, Martín (2006) descreve a construção experimental e simulação computacional de um sistema de refrigeração solar por adsorção com sistema de captação solar do tipo CPC e usando o par carvão ativado e metanol. Este autor descreve as principais dificuldades em conseguir obter um funcionamento satisfatório com o primeiro modelo, e

apresenta uma evolução do protótipo de frigorífico solar, com melhores resultados à medida que os métodos de construção foram sendo aperfeiçoados. Não obstante os esforços de otimização, o *COP* solar deu valores entre 0.08 e 0.10. O modelo de simulação proposto calcula as trocas de energia e de massa médias em todo o leito de adsorvente, ou seja, não faz uma discretização espacial para resolver a equação de conservação de energia.

Ahmed *et al.* (2011) descrevem a construção de um frigorífico solar de adsorção funcionando com carvão ativado - metanol, com a particularidade de o leito de adsorvente conter pequenas partículas de cobre para melhorar a transferência de calor. O adsorção é constituído por uma caixa de madeira com dupla cobertura transparente, e o adsorvente está colocado dentro de tubos dispostos paralelamente. Este frigorífico solar foi testado sob as condições meteorológicas da cidade do Cairo. Foi também usado um refletor para concentrar a radiação solar. Os testes deram como resultado uma produção de gelo de 1.38 a 3.25 kg por metro quadrado de coletor, com um *COP* solar variando de 0.07 a 0.11 enquanto a radiação solar variou entre 12.4 a 25.2 MJ/m² e a temperatura ambiente média variou entre 21°C e 35°C. Os autores observaram um aumento da quantidade de condensado de 1.1 litros quando a temperatura de regeneração do carvão ativado aumentou de 90 para 120°C.

Um frigorífico solar por adsorção com sistema de captação de energia solar do tipo painel concentrador parabólico e adsorção com formato cilíndrico (tubo de calor) utilizando o par carvão ativado - amónia, foi simulado por El Fadar *et al.* (2009). No modelo de simulação é assumida pressão uniforme no leito de adsorvente, e estes autores justificam esta hipótese não só com o trabalho de outros autores como também apresentando resultados experimentais sobre a variação da pressão no leito de adsorvente, obtendo valores de ΔP na ordem de $14.6 \times 10^{-3} Pa$, e um erro relativo ($\Delta P/P$) da ordem de 10^{-8} quando se despreza a variação de pressão no leito de adsorvente. Relativamente à pressão no interior do sistema, é admitido que os processos de adsorção e dessorção são isobáricos. Hipóteses adicionais são: todas as fases são consideradas em contínuo equilíbrio local térmico, mecânico e químico, só é considerada a transferência de calor na direção radial, e a transferência de calor por convecção devida à transferência de massa é desprezada. O modelo calcula a transferência de calor unidimensional em regime permanente no tubo de calor (parede do tubo), e calcula a transferência de calor no leito de adsorvente, também unidimensional, mas em regime transiente, na direção radial do leito de adsorvente. Foi estudada a influência de diversos parâmetros como a massa de adsorvente e a abertura do coletor parabólico no desempenho do frigorífico solar. O resultado mais favorável foi um *COP* solar de 0.18, obtido com uma abertura do coletor de 72.7 cm e uma massa de adsorvente de 14.5 kg.

Estes são alguns trabalhos seleccionados a partir da extensa lista de trabalhos publicados, e consultados, sobre protótipos de frigoríficos com ciclo de adsorção, que permitem obter uma

perspetiva bastante abrangente relativamente à diversidade e ao desempenho destes sistemas. Em jeito de resumo, apresenta-se de seguida uma tabela onde são listados os trabalhos anteriores, por ano de publicação, de modo a mais facilmente comparar a evolução dos *COP*'s obtidos.

Tabela 1.5 - Resumo dos valores do desempenho para os trabalhos apresentados neste texto.

Autor e ano	Adsorvente-adsorvato	País	<i>COP</i>
Mayor e Dind (2002)	Sílica-gel - água	Suíça	0.10 a 0.15
Hildbrand <i>et al.</i> (2004)	Sílica-gel - água	Suíça	0.20
Li e Wang (2003)	Carvão ativado - metanol	China	0.132
Leite <i>et al.</i> (2004)	Carvão ativado - metanol	Brasil	0.085
Khattab (2006)	Carvão ativado - metanol	Egipto	0.1558
Li e Wang (2002)	Carvão ativado - metanol	China	0.07 a 0.27
Li <i>et al.</i> (2004)	Carvão ativado - metanol	China	0.12 a 0.15
Li <i>et al.</i> (2003)	Carvão ativado - metanol	China	0.25 a 0.30
Lemmini e Errougani (2005)	Carvão ativado - metanol	Marrocos	0.04 a 0.08
Iloeje <i>et al.</i> (1995)	Cloreto de cálcio - amónia	Nigéria	0.12 a 0.14
Erhard <i>et al.</i> (1996)	Cloreto de estrôncio - amónia	Alemanha	0.05 a 0.08
Martín (2006)	Carvão ativado - metanol	Espanha	0.08 a 0.10
Ahmed <i>et al.</i> (2011)	Carvão ativado - metanol	Egipto	0.07 a 0.11
El Fadar <i>et al.</i> (2009)	Carvão ativado - amónia	Marrocos	0.18

Comparando estes resultados mais recentes com outros mais antigos, descritos por exemplo em Hwang e Radermacher (2008), que citam resultados do desempenho dos frigoríficos solares testados, entre outros, por Michel Pons em 1986 e 1987, Passos *et al.* em 1989, ambos com sistemas com carvão ativado e metanol e *COP* solar de, respetivamente, 0.10 a 0.12 e 0.16, Tchernev em 1979 com zeolite e água com um *COP* solar de 0.10 a 0.12, conclui-se que, apesar de surgirem trabalhos inovadores, não houve uma apreciável melhoria do desempenho dos frigoríficos solares por adsorção nas três décadas passadas. No entanto, mesmo que não seja possível melhorar consideravelmente o seu desempenho, pode ser sempre possível encontrar utilizações compatíveis e promissoras, uma vez que está perfeitamente demonstrada a viabilidade técnica desta tecnologia de produção de frio.

Investigação sobre novos pares adsorvente-adsorvato

Devido à dificuldade de melhorar o desempenho dos frigoríficos solares funcionando com os pares de trabalho já amplamente divulgados, é natural que surjam hipóteses sobre a possibilidade de encontrar materiais que permitam aumentar o desempenho dos sistemas de refrigeração por adsorção. Surgem assim trabalhos como Lo *et al.* (2009), em que é feita a comparação do desempenho de um ciclo de adsorção ideal (teórico) com 6 pares de trabalho diferentes. Os pares investigados são: carvão ativado ACF (A-15) - etanol, carvão ativado ACF

(A-20) - etanol, sílica-gel - água, Chemviron-R134a e sílica-gel - Fluka-R134a, e sílica-gel - MaxsorbII-R134a. Em termos de resultados, as conclusões mais relevantes foram as seguintes:

1. ACF (A20) - etanol dá o maior valor do parâmetro *efeito de arrefecimento específico*
2. Sílica-gel - água dá o maior valor do parâmetro *efeito de arrefecimento específico por unidade de massa de adsorvente*
3. Sílica-gel - água é o par com melhor desempenho entre os 6 pares estudados, porém, o par ACF (A20) - etanol também apresentou um bom desempenho, e aumentando a densidade deste adsorvente no adsorção pode resultar num desempenho igual ou superior ao obtido com o par sílica-gel - água.
4. Os ciclos em vácuo parcial têm um melhor desempenho em termos do *COP* que os ciclos pressurizados, para as mesmas condições e temperaturas de trabalho.
5. Os ciclos de simples efeito e dois níveis de adsorção (dois adsorções em série) apresentam um melhor desempenho a temperaturas de regeneração mais baixas (abaixo de 70°C), e podem inclusivamente funcionar com temperaturas de regeneração do adsorvente mais baixas do que os ciclos de simples efeito de um só nível.
6. A temperaturas de regeneração acima de 70°C, os ciclos de simples efeito e um só nível de adsorção apresentam um melhor desempenho do que os ciclos de simples efeito e dois níveis de adsorção.

Wang *et al.* (2009) apresentam uma comparação do desempenho de 12 pares adsorvente - adsorvato que podem ser utilizados em refrigeração por adsorção. Para além dos adsorventes mais comuns, aparecem aqui outros pares investigados como carvão ativado - amónia, cloreto de estrôncio - amónia, hidretos metálicos - hidrogénio, carvão ativado impregnado de cloreto de cálcio - amónia, e grafite impregnada de cloreto de cálcio - amónia. Os valores do *COP* do ciclo (não o *COP* solar) variam entre 0.3, para o par grafite impregnada de cloreto de cálcio - amónia, e 0.9, para o par zeolite - água. O *SCP* varia entre um mínimo de 50 W/kg de adsorvente para os hidretos metálicos - hidrogénio até um máximo de 1000 W/kg para os pares carvão ativado - amónia e grafite impregnada de cloreto de cálcio - amónia.

Frigoríficos solares por adsorção em fase pré-industrial

Relativamente à comercialização de frigoríficos solares por adsorção, a empresa Zeo-Tech, Zeolith-Technologie GmbH, registou uma patente de um equipamento de produção de gelo a

partir de energia solar por adsorção usando o par zeolite - água e coletores de tubos de vácuo (v.d. Figura 1.13).



Figura 1.13 – Máquina de produção de gelo com energia solar, patenteada em 2011 pela empresa alemã Zeo-Tech, e ainda em fase de aperfeiçoamento (Zeo-Tech, 2011).

Esta mesma empresa desenvolve um frigorífico solar por adsorção, também com zeolite e água, em que se pode utilizar um forno solar parabólico para regenerar o adsorvente, e já patenteou outros equipamentos de produção de frio por adsorção, como um mini-barril de cerveja auto-refrigerado, que já é comercializado por várias marcas de cerveja (Fonte: www.zeo-tech.de).

1.3.3 Sistemas fechados de climatização por adsorção

A climatização de um edifício requer, em permanência, uma fonte de frio durante as horas em que é necessário arrefecer. Devido à necessidade de regenerar periodicamente o adsorvente, só é possível obter uma produção de frio em contínuo para climatizar um edifício se forem usados pelo menos dois sistemas de adsorção em simultâneo, em que quando um está a adsorver e a evaporar (produzindo frio), o outro está a desadsorver e a condensar (regenerando o adsorvente), tal como está representado na Figura 1.14.

Existem diversas soluções de climatização no mercado com *chillers* de adsorção, com potências de arrefecimento desde menos de 10 kW até várias centenas de kW. Por exemplo os fabricantes japoneses Nishyodo e Mayekawa fabricam *chillers* de adsorção desde 70 kW até

400 kW, e na gama de pequenas potências existem outros fabricantes como, por exemplo, a empresa alemã SorTech AG, que fabrica *chillers* de adsorção com os pares sílica-gel - água e zeolite - água na gama de potências de arrefecimento de 5 kW a 20 kW. No entanto, os *chillers* de adsorção funcionando com energia solar continuam a ser objeto de interesse científico, com a finalidade de melhor compreender os mecanismos envolvidos nas trocas de calor e massa na camada de adsorvente, e de um modo geral melhorar o seu desempenho. Wang *et al.* (2009a) apresenta um resumo sobre diversos projetos de demonstração de climatização solar no sector residencial, incluindo *chillers* de adsorção, *chillers* de absorção e arrefecimento por rodas exsiccantes. São discutidos aspetos como o funcionamento, a adequabilidade para funcionar com energia solar, desempenho, manutenção e viabilidade económica.

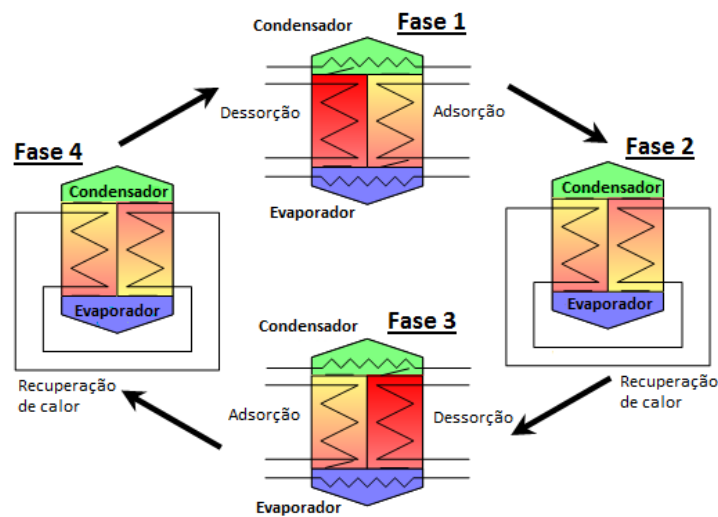


Figura 1.14 – Esquema do funcionamento de um *chiller* de adsorção.

Liu *et al.* (2005) apresenta um estudo experimental de um novo *chiller* de adsorção sem válvula de refrigerante, funcionando com duas câmaras de adsorvente, com recuperação de calor e de massa (v.d. Figura 1.15), e utilizando uma fonte de calor de baixa temperatura, entre os 70°C e os 95°C. O par operante é a sílica-gel - água. Este *chiller* é caracterizado por não ter válvulas a separar o adsorvedor do condensador e do evaporador e, por essa razão, o vapor desadsorvido pode condensar também no evaporador, quando a sua temperatura for inferior à da água de arrefecimento do condensador. A recuperação de massa (processos F-A e C-D) resulta da ligação dos dois evaporadores, uniformizando as suas temperaturas (resultando uma pressão de saturação do vapor igual nos pontos A e D). No lado do adsorvedor que estava no final da regeneração (ponto C), resulta condensação no evaporador, o que leva à diminuição da pressão e dessorção de mais adsorvato. No lado do adsorvedor que estava no final da adsorção, a temperatura do evaporador cresce, aumentando ligeiramente a pressão, o que provoca um

aumento do teor de água adsorvida. A recuperação de calor (processos A-B e D-E) consiste na transferência de calor do adsorvente no final da dessorção (ponto D) para o adsorvente no final da adsorção (ponto A), ocorrendo dessorção num dos adsorventes (processo A-B) e adsorção no outro (processo D-E). As restantes fases (processos de dessorção B-C e adsorção E-F) são semelhantes aos mesmos processos do ciclo básico de refrigeração por adsorção. Este *chiller* consegue produzir uma potência de arrefecimento de 6.3 kW com um COP_{ciclo} de 0.40. Os testes experimentais demonstraram que o COP pode ser aumentado em 34% através da recuperação de calor, enquanto que a recuperação de massa permite um aumento no COP de 18%. Neste protótipo a torre de arrefecimento foi substituída por um tanque de água de grandes dimensões.

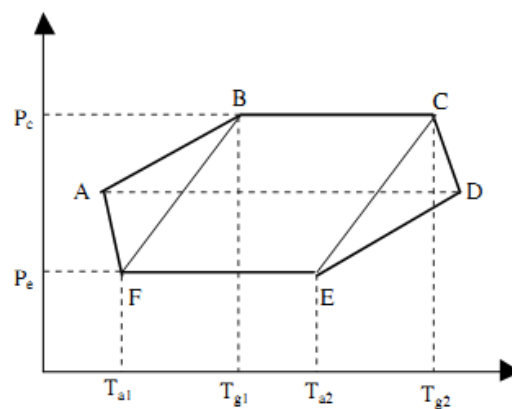


Figura 1.15 - Efeito da recuperação de calor e massa no ciclo de adsorção, tal como estudado por Liu *et al.* (2005).

Um *chiller* de adsorção com 6 câmaras de adsorvente foi simulado por Khan *et al.* (2008). Trata-se de um *chiller* de 3 estágios, com 6 câmaras de adsorvente, funcionando com o par sílica-gel - água, com temperaturas de regeneração relativamente baixas, entre os 50°C e os 70°C, e com a temperatura da água do circuito de arrefecimento de 30°C. O esquema de funcionamento deste *chiller* encontra-se representado na Figura 1.16.

Este *chiller* tem a vantagem de aproveitar a energia de fontes de calor a temperatura muito baixa relativamente aos *chillers* de adsorção comuns. Consegue-se assim aproveitar fontes de calor com temperatura a partir de 50°C, enquanto os *chillers* de adsorção típicos funcionam com temperaturas acima dos 70°C. O *chiller* foi simulado considerando o esquema básico e um esquema melhorado com recuperação de massa, obtendo-se valores do COP_{ciclo} de 0.26 com o esquema básico, quase independente da temperatura da fonte quente, e valores do COP_{ciclo} com recuperação de calor a variar entre 0.14 a 0.31 para temperaturas da fonte quente a variar, respetivamente, de 50°C a 70°C.

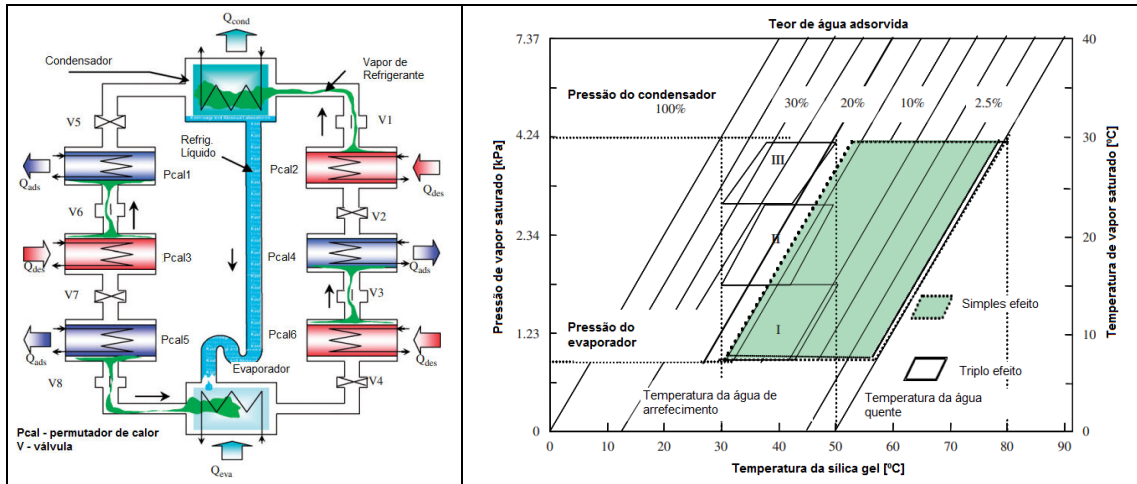


Figura 1.16 – Esquema de funcionamento do *chiller* investigado por Khan *et al.* (2008).

1.3.4 Outras aplicações com ciclos de adsorção fechados

Os ciclos fechados de climatização e refrigeração por adsorção, para além de poderem utilizar a energia solar podem também utilizar fontes de calor residual resultantes de processos industriais ou de motores de veículos. Podem ainda ser usados para produzir calor, sob a forma de bombas de calor de adsorção, e podem ainda ser usados como reservatórios de energia térmica. Daqui advém, naturalmente, um vasto leque de aplicações práticas, algumas das quais já foram investigadas, e que vale a pena apresentar aqui.

Diversas aplicações dos ciclos de adsorção fechados foram investigadas no Instituto de Refrigeração e Criogenia da Universidade Shanghai Jiao Tong [Wang (2001)]. Entre estas incluem-se uma instalação de produção de frio por adsorção, uma bomba de calor com ciclo de adsorção, um sistema de ar condicionado por adsorção para autocarros funcionando com o calor dos gases de escape do motor, sistemas de armazenamento de frio por adsorção, um sistema de climatização por adsorção para uma locomotiva, usando os gases de escape do motor como fonte de calor, uma máquina de produção de gelo usando o ciclo de adsorção para equipar os barcos de pesca, também funcionando com os gases de escape do motor, sistemas de climatização por adsorção, e um sistema híbrido de aquecimento de água e frigorífico solar por adsorção. Na altura da publicação, excetuando os dois últimos tópicos todos os outros já tinham sido testados com sucesso. A máquina de produção de gelo para barcos de pesca e o sistema híbrido solar estavam em fase de desenvolvimento.

Lu *et al.* (2003) apresenta um estudo experimental sobre a aplicação de um sistema de adsorção com zeolite - água para climatizar a cabine de uma locomotiva, em que a fonte de calor são os gases de escape do motor da locomotiva. A instalação é muito semelhante a um

frigorífico solar por adsorção, com a diferença de que o adsorver possui canais para a passagem dos gases de escape ou do ar exterior, consoante está a desadsorver (durante a regeneração do adsorvente) ou a adsorver (durante a produção do efeito frigorífico). O sistema faz uso da possibilidade de armazenar energia através da desorção da zeolite, mantendo a ligação ao evaporador fechada. Assim, ao abrir a válvula começa imediatamente a vaporização e a produção de frio (frio este que é dissipado para a cabine com a ajuda de um pequeno ventilador) até a zeolite atingir o teor de equilíbrio de água, à pressão de vaporização e temperatura do ar de arrefecimento do adsorver. A potência frigorífica média do ciclo foi avaliada em 4.1 kW, e o *COP* do ciclo de adsorção é de 0.25.

Uma aplicação de um sistema de refrigeração por adsorção para climatização de uma casa com ventilação natural através de uma chaminé solar está desenvolvido em Dai *et al.* (2003). Os autores desenvolveram um modelo de simulação computacional de forma a efetuar análises teóricas para investigar a ventilação da casa solar apenas com a chaminé solar, apenas a refrigeração por adsorção e ventilação natural, e os dois efeitos combinados. Os autores concluíram que o sistema de refrigeração por adsorção pode permitir poupanças energéticas consideráveis caso a casa também esteja equipada com um outro sistema de arrefecimento ativo. Não foi investigada a possibilidade de o sistema de adsorção conseguir climatizar a casa sem necessidade de outro sistema de arrefecimento ativo.

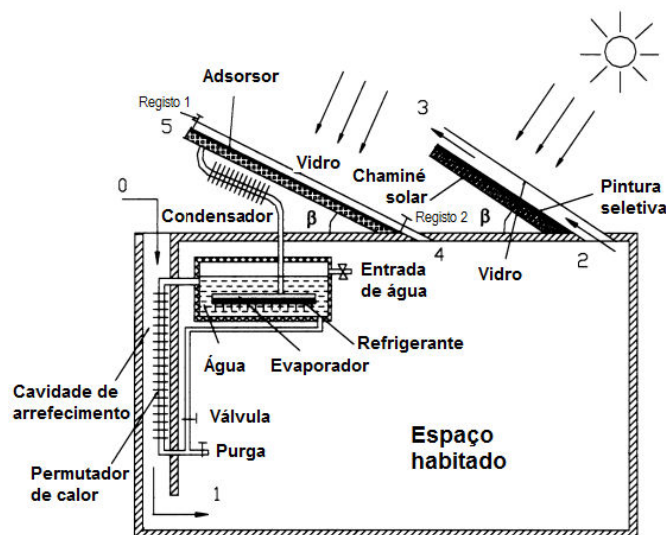


Figura 1.17 – Casa solar com ventilação natural promovida por uma chaminé solar e cavidade de arrefecimento, equipada com um sistema de refrigeração por adsorção. [Dai *et al.* (2003)].

Os adsorventes podem também ser utilizados para armazenar energia térmica para climatização, com duas vantagens importantes: o elevado calor de adsorção representa uma

grande capacidade específica de acumular energia, e como o processo de adsorção e dessorção pode ser suspenso no tempo indefinidamente, separando o adsorção do condensador e do evaporador por uma válvula, não existe perda de energia térmica acumulada, como acontece com os vulgares depósitos de água aquecida ou arrefecida, ou bancos de gelo. Para acumular energia é necessário regenerar o adsorvente e em seguida isolar o adsorção. Quando for necessário ou conveniente libertar a energia acumulada bastará abrir a válvula que contacta com o evaporador, obtendo-se um arrefecimento no evaporador e uma libertação de calor no adsorção até se atingir o equilíbrio termodinâmico entre o adsorvente e o vapor. Um sistema deste tipo para arrefecimento da cabine de uma locomotiva foi estudado por Lu *et al.* (2003). Neste estudo foi construída uma instalação experimental com 140 kg de zeolite 13X, 185 kg de água, e as partes metálicas totalizaram a massa de 250 kg. A locomotiva a gásóleo onde decorreram os ensaios viajava entre Shanghai e Hangzhou, na China, e a viagem demorava cerca de 2 horas. O adsorvente era regenerado quando a locomotiva estava em movimento, e a produção de frio ocorria apenas com a locomotiva parada. A regeneração do adsorvente era efetuada diretamente com os gases de escape do motor, e o calor de adsorção era libertado para o ambiente através da circulação de ar no adsorção. Os testes permitiram determinar uma capacidade máxima de acumulação de energia de 600 kJ por kg de zeolite. Durante o arrefecimento a potência de arrefecimento atingiu os 4.1 kW e o *COP* do ciclo foi de 0.25. Um estudo sobre a capacidade de diversos pares adsorvente – adsorvato para armazenamento sazonal de energia solar foi efetuado por Jänchen *et al.* (2004). Todos os pares revelaram boa capacidade de acumulação de energia, variando os valores obtidos entre os 536 kJ/kg e os 810 kJ/kg.

1.4 Motivação e Estrutura da Tese

1.4.1 Motivação

Este trabalho centra-se no estudo de um frigorífico solar funcionando com um ciclo de adsorção, usando como materiais do ciclo o par sílica-gel e água. Trata-se de uma tecnologia já com algum desenvolvimento, e embora já esteja demonstrada a sua viabilidade técnica, nas condições atuais de desenvolvimento não tem possibilidades de competir em termos de desempenho com os frigoríficos funcionando segundo um ciclo de compressão de vapor, usando a eletricidade como fonte de energia.

Este ciclo de adsorção tem características próprias que o tornam interessante. Em primeiro lugar, o seu funcionamento não exige energia elétrica, pois trata-se de um ciclo térmico, não

sendo sequer necessárias válvulas elétricas ou qualquer outro componente elétrico. Juntando a esta particularidade o facto de que temos uma fonte de energia térmica de origem natural – a energia solar –, mais ou menos previsível e virtualmente inesgotável, muito disponível a nível mundial precisamente onde é mais necessário produzir o efeito de arrefecimento, podemos assim produzir equipamentos de produção de frio com um funcionamento completamente sustentável em termos energéticos e ecológicos.

Usando como materiais de construção os metais (aço inox, alumínio, cobre...), vidro para o coletor solar, cortiça natural como isolamento térmico do coletor, água e sílica-gel como materiais do ciclo de adsorção, não só temos um funcionamento energeticamente sustentável como temos um equipamento totalmente reciclável, usando apenas materiais sem impactos negativos no ambiente.

Como aspetos negativos sobressai o facto de a radiação solar ser pouco concentrada, pois na melhor das hipóteses por metro quadrado de captação apenas se consegue obter até 1000 W, e apenas por um período de tempo de algumas horas por dia. Em contraste, uma pequena caldeira mural a gás instalada num espaço de mais ou menos um metro quadrado de parede consegue debitar potências térmicas superiores a 20 kW de forma constante, desde que o abastecimento de gás seja mantido.

Constatando que os combustíveis fósseis estão a ficar cada vez mais escassos e caros enquanto o consumo mundial de energia aumenta ano após ano, torna-se imperativo investigar todas as possibilidades energéticas que tirem partido das energias renováveis, uma vez que são inesgotáveis e têm menos efeitos nocivos para o ambiente do que as energias de origem fóssil. Surge assim a refrigeração e a climatização com energia solar como uma possibilidade futura de substituir os sistemas atuais, com todas as vantagens de usar energias limpas para o ambiente.

Este trabalho pretende dar um contributo para o desenvolvimento e divulgação da refrigeração solar por adsorção, e simultaneamente abrir caminho para futuros desenvolvimentos e aplicações. Pretendeu-se conceber e construir um protótipo de um frigorífico solar, estudar o seu desempenho e a sua otimização, desenvolver aplicações práticas da produção de frio por energia solar, e, não menos importante, a divulgação desta tecnologia.

No estudo que se apresenta nos capítulos seguintes é descrito o funcionamento de um frigorífico solar com ciclo de refrigeração por adsorção, captando radiação solar direta e rejeitando calor para o ambiente, sem necessitar de eletricidade ou quaisquer outras formas de energia adicionais. Foi construído um protótipo de modo a poder avaliar por via experimental o desempenho do ciclo com condições ambientais típicas da região centro de Portugal, sendo o desempenho medido em termos de um Coeficiente de Performance solar (COP_{solar}). Foi igualmente desenvolvido um modelo computacional do frigorífico solar para estudar a

influência dos parâmetros ambientais (especialmente a radiação solar horária e a temperatura do ar ambiente) e o efeito de alterações nos componentes do frigorífico solar no seu desempenho global. Posteriormente, foram estudadas várias possibilidades de melhoria e mesmo de otimização do frigorífico solar, bem como algumas das utilizações práticas do ciclo.

1.4.2 Estrutura da Tese

A presente tese encontra-se estruturada em 6 capítulos. Para além do presente capítulo introdutório, apresenta-se no Capítulo 2 um estudo teórico em que é comparado o desempenho de diferentes pares adsorvente - adsorvato a partir do cálculo das trocas de energia do ciclo básico de refrigeração por adsorção. Este estudo tem por finalidade comparar o desempenho teórico expectável para cada par de materiais de trabalho.

No Capítulo 3 é descrita a instalação experimental e os resultados obtidos experimentalmente. Começa-se por descrever os diferentes componentes da instalação e o seu dimensionamento, bem como as características principais do protótipo que foi construído. São apresentados os resultados de diversas campanhas de medições, com diferentes condições ambientais, e são extraídas algumas conclusões destes resultados.

No Capítulo 4 é descrita a simulação numérica do frigorífico solar, usando informação meteorológica com base horária. Começa-se por definir as hipóteses de simplificação usadas, as equações do modelo físico e a forma como é modelado o ciclo de refrigeração. É feita uma comparação de resultados entre a simulação computacional e o estudo experimental, de forma a validar o modelo de simulação. De seguida é apresentado um estudo paramétrico da influência de vários fatores no desempenho do frigorífico solar, de forma a otimizar o seu desempenho.

No Capítulo 5 são apresentados estudos de outras possíveis aplicações práticas do ciclo básico de refrigeração solar por adsorção. Num deles foi determinada a área necessária de coletor para que um sistema semelhante ao frigorífico solar possa ajudar a melhorar o conforto térmico de uma casa de baixo consumo de energia. Outras aplicações investigadas são a possibilidade de usar o sistema para obter “frio instantâneo”, o que se consegue regenerando o adsorvente e mantendo fechada a válvula do evaporador, situação de grande utilidade prática em alguns casos. Ao abrir esta válvula começa o processo de adsorção, parte da água contida no evaporador evapora, e ocorre um arrefecimento rápido.

Finalmente, no Capítulo 6 são apresentadas as principais conclusões, bem como algumas sugestões para trabalho futuro.

Capítulo 2:

Estudo teórico do ciclo de adsorção

2.1 Introdução

Neste capítulo faz-se uma análise teórica do desempenho dos ciclos de adsorção, com o intuito de estabelecer as linhas gerais para o dimensionamento do protótipo que se pretende construir. Foram selecionados 5 pares de materiais e calculadas as trocas de energia, considerando o sistema sempre em equilíbrio termodinâmico, para um ciclo com temperatura de condensação de 35°C, temperatura de vaporização de 0°C, temperatura máxima de regeneração do adsorvente de 80°C e temperatura de adsorção de 25°C. Estas temperaturas foram escolhidas para representar o funcionamento do frigorífico solar sujeito às condições climáticas típicas da região centro de Portugal no verão, considerando-se também a utilização de um coletor solar plano como fonte de energia térmica de baixa temperatura. Foram escolhidos para análise os seguintes pares operantes: Sílica-gel A - água, Sílica-gel RD - água, Selective Water Sorbent SWS - água, zeolite - água e carvão ativado - metanol. Os parâmetros de desempenho obtidos com os diferentes pares de materiais foram comparados de modo a averiguar quais os mais adequados para trabalhar nas condições escolhidas. No final deste capítulo é estudada a associação de um coletor solar de baixo custo aos ciclos de refrigeração por adsorção estudados, de modo a obter uma estimativa do desempenho global do frigorífico solar com os diferentes pares adsorvente - adsorvato, de modo a selecionar o par mais adequado para a construção do frigorífico solar por adsorção.

2.2 Trocas de energia e COP do ciclo teórico de adsorção

O ciclo ideal de Carnot é muito usado para determinar o desempenho máximo teórico de uma máquina térmica ou de uma máquina frigorífica. Juntando uma máquina térmica de Carnot com a correspondente máquina frigorífica é possível obter uma correspondência do ciclo ideal de Carnot para um ciclo de refrigeração por adsorção, como se esquematiza na Figura 2.1.

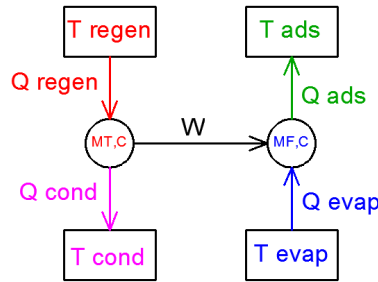


Figura 2.1 – Esquema do acoplamento de dois ciclos ideais de Carnot para obter o ciclo ideal equivalente a um ciclo de adsorção básico.

O rendimento de uma máquina térmica reversível e o coeficiente de desempenho de uma máquina frigorífica reversível funcionando segundo um ciclo ideal de Carnot são calculados do seguinte modo [Çengel e Boles (2007)], respetivamente:

$$\eta_{th,rev} = 1 - \frac{T_F}{T_Q}; \quad COP_{R,rev} = \frac{1}{T_Q/T_F - 1} \quad (2.1)$$

sendo T_F e T_Q as temperaturas da fonte fria e da fonte quente, respetivamente, em [K].

Seguindo a definição da Eq. (2.1) para o coeficiente de desempenho de uma máquina frigorífica ideal, designado por COP , então para o ciclo combinado da Figura 2.1 ter-se-á:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{regen}} = \frac{\frac{1}{T_{regen}}(T_{regen} - T_{cond})}{\frac{1}{T_{evap}}(T_{ads} - T_{evap})} = \frac{T_{evap}(T_{regen} - T_{cond})}{T_{regen}(T_{ads} - T_{evap})} \quad (2.2)$$

A Figura 2.2 mostra a influência da temperatura de regeneração no valor do COP ideal para a máquina de refrigeração esquematizada na Figura 2.1, fixando-se a temperatura de adsorção em 25°C e a temperatura de vaporização em 0°C . Verifica-se que o COP aumenta com o aumento da temperatura de regeneração, ultrapassando o valor unitário mesmo para baixas temperaturas, inferiores a 100°C .

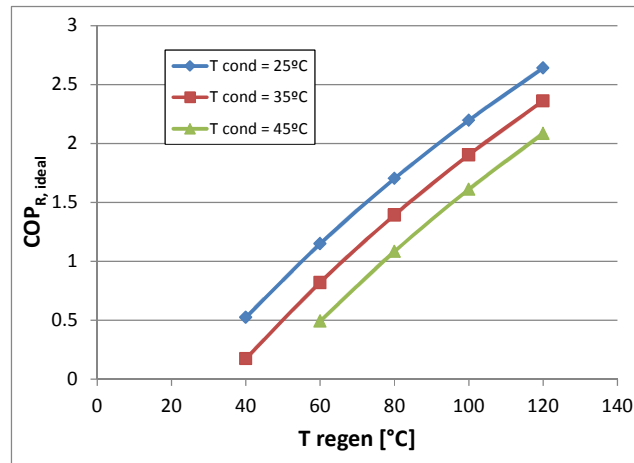


Figura 2.2 – COP ideal de uma máquina de refrigeração segundo o princípio da Figura 2.1, fixando a temperatura de adsorção em 25°C e a temperatura de vaporização em 0°C .

No ciclo real de refrigeração por adsorção, as trocas de energia podem ser mais facilmente entendidas recorrendo ao gráfico da Figura 2.3, onde estão representadas as 4 fases do ciclo.

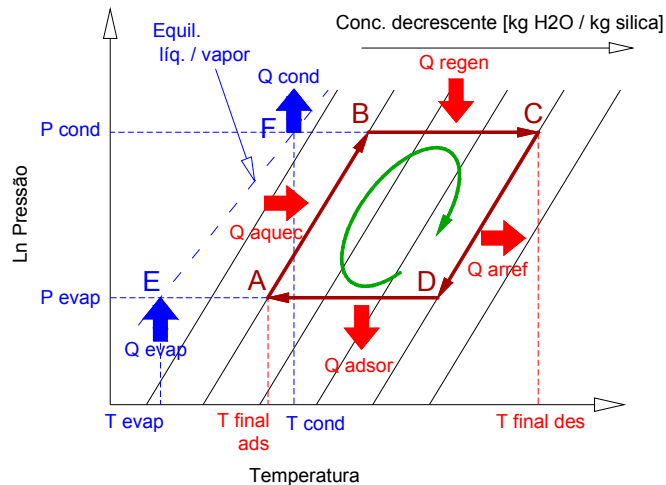


Figura 2.3 – Representação do ciclo de adsorção no Diagrama de Clapeyron, e indicação das trocas de energia que ocorrem no adsorvente. Fase A-B: Aquecimento, Fase B-C: Dessorção e regeneração do adsorvente, Fase C-D: Arrefecimento, Fase D-A: Adsorção.

Fase A-B: Aquecimento

Partindo do ponto A, é necessário fornecer calor sensível ao adsorvente, Q_{aquec} , de modo a aumentar a temperatura do adsorvente, do vapor existente no adsorvente e das partes metálicas deste, até atingir o ponto B, definido pela pressão de condensação (pressão de saturação à temperatura a que ocorre a condensação no condensador). Nesta fase o teor de adsorvato permanece constante. Q_{aquec} pode ser calculado do seguinte modo, desprezando a massa de vapor de água presente no adsorvente:

$$Q_{aquec} = \int_{T_A}^{T_B} (m_{col}c_{P,col} + m_{ads}c_{P,ads} + m_{adsorvato}c_{P,adsorvato})dT \quad (2.3)$$

em que m_{ads} e $c_{P,ads}$ são, respetivamente, a massa e o calor específico do adsorvente (seco). Devido à baixa densidade do vapor de água presente no adsorvente, a sua parcela tem muito pouco peso no valor total e pode, portanto, ser desprezada. A quantidade Q_{aquec} é positiva, e, portanto, representa energia térmica transferida para o sistema.

Fase B-C: Dessorção e regeneração do adsorvente

A partir do ponto B começa o vapor de água a condensar no condensador, a pressão constante, o que significa que, se continuarmos a fornecer calor Q_{regen} , vai ocorrer a regeneração do adsorvente, com a libertação de parte da água adsorvida sob a forma de vapor. Q_{regen} é formado por duas parcelas: calor sensível, que corresponde ao aumento de temperatura das partes metálicas, massas de adsorvente e de adsorvato e massa de vapor, ao longo do processo de dessorção, e calor latente – o chamado calor de adsorção – necessário para libertar as moléculas de água da fase adsorvida para a fase de vapor. Pode ser calculado da seguinte forma:

$$Q_{regen} = \int_{T_B}^{T_C} (m_{col}c_{P,col} + m_{ads}c_{P,ads} + m_{adsorvato}c_{P,adsorvato})dT + m_{ads} \int_{X_B}^{X_C} \Delta h_{ads} dX \quad (2.4)$$

em que, tal como no caso anterior, m_{ads} e $c_{P,ads}$ são, respetivamente, a massa e o calor específico do adsorvente (seco). Δh_{ads} é negativo porque a regeneração do adsorvente é um processo endotérmico, e o seu valor pode variar em função do teor de adsorvato. A variação do teor de adsorvato também é negativa nesta fase, pelo que o valor final da parcela do calor latente é positivo, adicionando-se assim à parcela do calor sensível, e representa a quantidade mínima de energia térmica que é necessário fornecer ao sistema para que a temperatura e o teor de adsorvato passem de T_B e X_B para T_C e X_C , respetivamente.

Fase C-D: Arrefecimento

Ao atingir a temperatura máxima de dessorção no ponto C começa a fase de arrefecimento a concentração constante, libertando o calor Q_{arref} para o ambiente, até atingir a temperatura de início de adsorção, que é imposta pela pressão de vaporização. O calor perdido para o ambiente nesta fase, Q_{arref} , pode ser calculado por:

$$Q_{arref} = \int_{T_C}^{T_D} (m_{col}c_{P,col} + m_{ads}c_{P,ads} + m_{adsorvato}c_{P,adsorvato})dT \quad (2.5)$$

em que, tal como nos casos anteriores, m_{ads} e $c_{P,ads}$ são, respetivamente, a massa e o calor específico do adsorvente (seco). Como $T_C > T_D$, o valor de Q_{arref} é negativo, ou seja, é calor perdido pelo sistema.

Fase D-A: Adsorção

Na fase de adsorção, o adsorção continua a perder calor para o ambiente Q_{adsor} , que é constituído por duas parcelas: a primeira parcela representa o calor sensível que é necessário retirar à caixa do adsorção, ao leito de sílica-gel e à água adsorvida de modo a diminuir globalmente a temperatura do adsorção de T_D para T_A , e a segunda parcela é o calor que resulta da passagem das moléculas de vapor à fase adsorvida.

Capítulo 2

$$Q_{adsor} = \int_{T_D}^{T_A} (m_{col}c_{col} + m_{ads}c_{P,ads} + m_{adsorvato}c_{P,adsorvato})dT + m_{ads} \int_{X_D}^{X_A} \Delta h_{ads} dX \quad (2.6)$$

em que, tal como nos casos anteriores, m_{ads} e $c_{P,ads}$ são, respetivamente, a massa e o calor específico do adsorvente (seco). Q_{adsor} é uma quantidade negativa, por se tratar de energia transferida do sistema para o exterior.

Calor rejeitado para o ambiente no condensador

No condensador, todo o calor de condensação é rejeitado para o ambiente, considerando-se que este processo ocorre a uma temperatura constante. A energia total rejeitada no condensador é ainda constituída por mais uma parcela, que corresponde ao arrefecimento do vapor desde a temperatura no adsorvisor até à temperatura do condensador, considerando-se para a primeira um valor médio entre as temperaturas de início e fim de adsorção. Assim, a energia transferida pelo condensador é dada por:

$$Q_{cond} = -m_{adsorvato,des} \cdot c_{adsorvato,vap} \cdot (T_{med,des} - T_{cond}) - m_{adsorvato,cond} \cdot L_{cond} \quad (2.7)$$

Calor retirado pelo evaporador

No evaporador ocorre a vaporização devido ao decréscimo de pressão no circuito, causado pela adsorção de vapor no adsorvisor. A vaporização traduz-se por um efeito frigorífico, visto que o evaporador absorve do ambiente onde está colocado o calor latente para a vaporização, arrefecendo esse espaço. Assim, o calor absorvido no evaporador é considerado positivo. No entanto, há água no reservatório de condensados a uma temperatura superior à do evaporador, pelo que quando adicionamos esta água temos de considerar a sua energia sensível:

$$Q_{evap} = m_{adsorvato,evap} \cdot L_{evap} - m_{adsorvato,evap} \cdot c_{adsorvato,liq} \cdot (T_{cond} - T_{evap}) \quad (2.8)$$

2.3 Equilíbrio termodinâmico dos diferentes adsorventes

O equilíbrio termodinâmico dos pares adsorvente - adsorvato é descrito, em termos teóricos, por uma função do tipo $f(X, P, T) = 0$. No entanto, não existe uma equação teórica capaz de descrever o equilíbrio em todas as fases do processo de adsorção, ou seja, desde $X = 0$ até à completa saturação do adsorvente. Por essa razão torna-se necessário recorrer a equações empíricas ou semi-empíricas, que possuem alguns parâmetros que podem ser ajustados de modo a obter uma boa correspondência com os resultados experimentais obtidos em ensaios de laboratório. Existem várias técnicas para determinar experimentalmente as curvas de adsorção dos pares adsorvente - adsorvato e a entalpia de adsorção. Algumas dessas técnicas vão ser aqui descritas.

Núñez (2001) usou um método designado por termogravimetria, em que é usada uma instalação experimental constituída por uma câmara de vácuo, câmara de teste com temperatura controlada (onde é colocada uma amostra de adsorvente), um reservatório de adsorvato, uma balança magnética, uma bomba de vácuo e válvulas. Através deste método foi possível o autor controlar a pressão e a temperatura da câmara do adsorvente, estando este exposto unicamente ao vapor do adsorvato. Uma balança magnética permitiu efetuar a monitorização da massa da amostra. A mesma instalação permitiu determinar a entalpia de adsorção através de um calorímetro diferencial acoplado à instalação de vácuo. Neste trabalho foram determinadas as curvas de equilíbrio de adsorção do vapor de água para os seguintes adsorventes: sílica-gel Grace 125, zeolite 13X e Selective Water Sorbent SWS.

Hauer (2002) descreve, além de um sistema equivalente ao anterior, um sistema aberto, com ar atmosférico, para determinar as curvas de equilíbrio do par sílica-gel - água. Neste caso é variada a pressão de vapor do ar que é forçado a passar pela câmara que contém a amostra de adsorvente, existindo a possibilidade de controlar também a temperatura da amostra. A massa de adsorvente (mais o vapor adsorvido) é registada através de uma balança. Este trabalho apresenta resultados experimentais das curvas de adsorção para os seguintes adsorventes: sílica-gel Sizeo 2748, sílica-gel Trockenperlen N, *Selective Water Sorbent* SWS, Zeolite 13X, Zeolite 5A, e Zeolite 4A/Y.

Para além dos pares de adsorventes com vapor de água, existem resultados na literatura para outros adsorventes como o carvão ativado e outros adsorvatos como o metanol, o etanol, o CO_2 , o SO_2 , ou a amónia [Wang *et al.* (2009)]. Recentemente surgiram resultados para novos tipos de adsorventes constituídos por uma matriz macroporosa de sílica-gel e sais higroscópicos [Gordeeva *et al.* (2009)].

Daou *et al.* (2006) apresenta um estudo sobre o desenvolvimento de novos adsorventes compostos por sílica-gel impregnada com cloreto de cálcio. Foram testadas diversas amostras, com diferentes quantidades de cloreto de cálcio, e os resultados foram comparados com a capacidade de adsorção da sílica-gel pura. Verificou-se que a adição de cloreto de cálcio podia até quadruplicar a capacidade máxima de adsorção, o que permite melhorar os parâmetros do desempenho dos *chillers* de adsorção, reduzindo a quantidade de adsorvente necessária. Verificou-se, no entanto, que estes novos adsorventes compostos não seguem as curvas típicas de adsorção, nomeadamente as curvas de Dubinin-Astakhov.

Por sua vez, Wang *et al.* (2004) apresentam resultados experimentais e curvas de equilíbrio segundo a equação de Toth para as sílicas-gel do tipo A e do tipo RD e para a adsorção do vapor de água, usando os métodos experimentais designados por Termogravimetria (TG) e Volume Constante e Pressão Variável (CVVP). Devido à existência de resultados experimentais com os tipos de adsorventes mais comuns, é desnecessário fazer testes adicionais, bastando seleccionar os resultados do equilíbrio obtidos na literatura.

A entalpia de adsorção a concentração constante, Δh_{ads} , para uma dado teor de adsorvato, pode ser calculada através da equação de Clausius-Clapeyron, também conhecida por equação de Van't Hoff (Equação 1.11), que pode ser escrita numa forma mais prática para usar com dados experimentais. Para um dado teor de adsorvato constante, a entalpia de adsorção pode ser calculada pela Equação (2.9), conhecendo o valor da temperatura e da pressão nos estados 1 e 2, cujos valores devem ser muito próximos:

$$\Delta h_{ads} = \left(\frac{R' \ln(P_2/P_1)}{(1/T_1 - 1/T_2)} \right)_x \quad (2.9)$$

O valor da entalpia de adsorção pode variar com o teor de adsorvato e com a pressão. Para calcular o calor libertado durante a fase de adsorção é necessário conhecer de que forma varia o calor ou entalpia de adsorção com a concentração. Esta informação pode ser calculada a partir da Equação (2.9) e das curvas de adsorção.

2.4 Análise dos ciclos teóricos para diversos pares

Para o estudo comparativo do desempenho dos diferentes pares adsorvente - adsorvato, define-se em todos os casos o ciclo teórico com os mesmos limites de temperatura de adsorção,

de condensação, e de vaporização, escolhendo-se valores que se espera serem característicos de um ciclo real. Assim, admite-se uma temperatura ambiente de 30°C, pelo que o condensador a ar poderá estar a uma temperatura de 35°C, ou seja, 5°C acima da temperatura ambiente. A temperatura do evaporador corresponde à temperatura do ponto triplo da água, uma vez que se espera que nele venham a coexistir as 3 fases em equilíbrio (gelo, água líquida e vapor). A temperatura mínima do adsorção depende da temperatura mínima do ar, que no verão andarà pelos 15°C no final da noite, sendo razoável esperar que o adsorvente esteja, em média, 10°C acima desse valor (para esta grande diferença de temperatura contribui a baixa condutibilidade térmica dos adsorventes). Considera-se 80°C para a temperatura no final da dessorção, sendo este valor típico da temperatura de serviço atingida por um coletor solar plano (temperatura de serviço representa aqui a temperatura razoável a que é usual extrair energia térmica com coletores solares planos). A Tabela 2.1 apresenta os valores das condições impostas na análise do ciclo teórico de adsorção. Estes valores vão corresponder aos pontos mais importantes do ciclo de adsorção.

Tabela 2.1 – Condições impostas no estudo de um ciclo teórico de adsorção. As pressões-limite do ciclo (pressões de condensação e de vaporização) representam a pressão de saturação à temperatura imposta, respetivamente, para a condensação e para a vaporização.

Condensador	
Temperatura de condensação	$T_{cond} = 35.0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Pressão de condensação	$P_{cond} = 7394 \text{ Pa}$
Evaporador	
Temperatura de vaporização	$T_{evap} = 0.01 \text{ } ^\circ\text{C}$
Pressão de vaporização	$P_{evap} = 612 \text{ Pa}$
Adsorção	
Temperatura no final da adsorção	$T_{min,ads} = 25.0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Temperatura no final da dessorção	$T_{max,ads} = 80.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Nos cálculos de Q_{aquec} , Q_{regen} , Q_{arref} , e Q_{adsor} foram consideradas as seguintes massas: a massa do adsorção, construído em aço inox, é de 54 kg, a massa das alhetas de alumínio, que servem de reforço estrutural ao adsorção, é de 7 kg, e a massa de adsorção (seco) é de 30 kg. Estes valores correspondem a um adsorção de 1 m² de superfície de captação.

2.4.1 Sílica-gel e água

Para a sílica-gel dos tipos A e RD, a caracterização em termos de equilíbrio é muito bem representada para todos os valores do teor de água na sílica-gel pela equação de Toth (Equação (2.10)), com os parâmetros da Tabela 2.2 [Wang *et al.* (2004)]:

$$X_{equilíbrio} = \frac{K_0 \cdot \exp[\Delta h_{ads}/(RT)] \cdot P}{\{1 + [K_0/X_m \cdot \exp(\Delta h_{ads}/(RT))] \cdot P\}^{1/t}} \quad (2.10)$$

Tabela 2.2 – Parâmetros da equação de Toth para a sílica-gel dos tipos A e RD, de acordo com Wang *et al.* (2004).

Tipo de adsorvente	Sílica do tipo A	Sílica do tipo RD
K_0 [kg · kg ⁻¹ · kPa ⁻¹]	$(4.65 \pm 0.9) \times 10^{-10}$	$(7.3 \pm 2) \times 10^{-10}$
Δh_{ads} [kJ/kg ⁻¹]	$(2.71 \pm 0.1) \times 10^3$	$(2.693 \pm 0.1) \times 10^3$
X_m [kg/kg ⁻¹]	0.4	0.45
t	10	12

Para as condições impostas ao ciclo teórico com sílica-gel do tipo A (v.d. Tabela 2.1) obtém-se um ciclo de adsorção limitado pelos 4 pontos listados na Tabela 2.3:

Tabela 2.3 – Pontos que limitam o ciclo de adsorção teórico com sílica-gel do tipo A e água.

Ponto	T [°C]	P [kPa]	X [kg água/kg ads seco]
1	25.0	0.612	0.101
2	62.9	5.636	0.101
3	80.0	5.636	0.043
4	38.4	0.612	0.043

A Figura 2.4 mostra a representação do ciclo teórico no gráfico $\ln P - T$ com sílica-gel do tipo A e água.

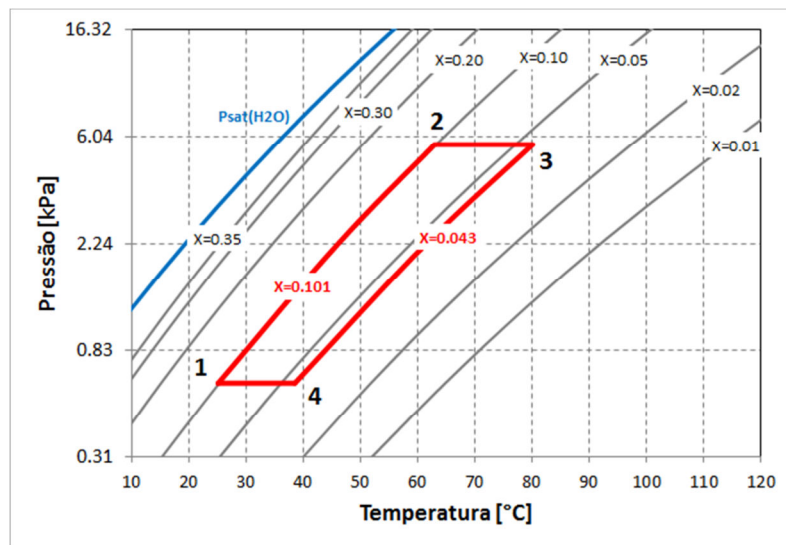


Figura 2.4 – Ciclo teórico de adsorção com sílica-gel do Tipo A e água.

Para a sílica-gel do tipo RD, os 4 pontos que limitam o ciclo teórico, para as condições impostas à partida, são ligeiramente diferentes, sendo o teor de água na sílica-gel substancialmente mais elevado, de acordo com os dados listados na Tabela 2.4:

Tabela 2.4 – Pontos que limitam o ciclo de adsorção teórico com sílica-gel do tipo RD e água.

Ponto	T [°C]	P [kPa]	X [kg água/kg ads seco]
1	25.0	0.612	0.140
2	63.2	5.636	0.140
3	80.0	5.636	0.061
4	38.2	0.612	0.061

A Figura 2.5 mostra a representação do ciclo teórico no gráfico $\ln P - T$ para o par sílica-gel do tipo RD e água.

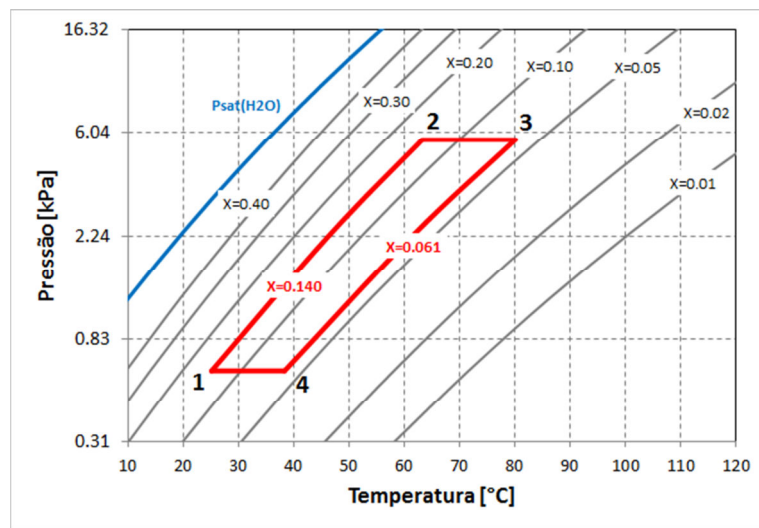


Figura 2.5 – Ciclo teórico de adsorção com Sílica-gel do Tipo RD e água.

O ciclo teórico de adsorção com sílica-gel do tipo RD e água tem uma maior variação do teor de água na sílica-gel, e no final da adsorção atingem-se valores mais elevados do teor de água. Conclui-se, assim, que a sílica-gel do tipo RD tem uma maior capacidade de adsorver e desadsorver água para as temperaturas do ciclo teórico, mas apenas a análise energética permitirá comparar o desempenho do ciclo de adsorção com os dois tipos de sílica-gel.

Calor de adsorção

O calor de adsorção é calculado através da Equação de Toth e da Equação de Clausius-Clapeyron. Assumindo que a Equação de Toth permite representar corretamente o processo de adsorção entre o estado do adsorvente seco e o estado do adsorvente completamente saturado de adsorvato, verifica-se que o valor da entalpia de adsorção é praticamente constante para qualquer concentração de equilíbrio. Através de um cálculo numérico, uma vez que a Equação de Toth não é fácil de derivar, obtiveram-se os valores médios da Tabela 2.5:

Tabela 2.5 - Calor de adsorção e dessorção da água nas sílicas-gel do tipo A e tipo RD.

	Sílica-gel tipo A - água	Sílica-gel tipo RD - água
Adsorção: Δh_{ads} [kJ/kg]	2712.37 (± 0.01)	2695.35 (± 0.01)
Dessorção: Δh_{ads} [kJ/kg]	2712.66 (± 0.01)	2695.64 (± 0.01)

Parcelas energéticas e COP solar

Os parâmetros do desempenho do ciclo são os que constam da Tabela 2.6. Por cada ciclo é condensada e evaporada uma massa de 1.74 kg de água para a sílica-gel do tipo A e uma massa de 2.37 kg de água para a sílica-gel do tipo RD. O calor retirado ao evaporador, Q_{evap} , permite produzir uma reserva de gelo no evaporador de 12.38 kg para a sílica-gel do tipo A e 16.88 kg para a sílica-gel do tipo RD, considerando o calor latente de solidificação da água igual a 330 kJ/kg. Esta reserva de gelo permitirá manter a temperatura do evaporador próxima dos 0°C durante as restantes fases do ciclo até nova produção de frio, e refrigerar os produtos colocados no interior da caixa frigorífica.

Tabela 2.6 – Parâmetros do desempenho do ciclo de refrigeração com sílica-gel dos tipos A e RD e vapor de água.

	Q_{evap} [kJ]	Q_{util} [kJ]	COP	m_{cond} [kg]
Sílica-gel tipo A - água	4088.34	8566.51	0.477	1.74
Sílica-gel tipo RD - água	5569.35	10430.80	0.534	2.37

Conclui-se que a sílica-gel do tipo RD apresenta um melhor desempenho, porém ambos os tipos de sílica-gel são adequados para funcionar com ciclos de refrigeração por adsorção.

2.4.2 Zeolite-água e Carvão ativado-metanol

Relativamente ao par carvão ativado e metanol, deve ser salientada aqui uma característica importante: a temperatura do ponto triplo do metanol é de $-97.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, o que significa que com este par adsorvente-adsorvato a temperatura do evaporador não está limitada aos 0°C como acontece quando se utiliza água como adsorvato. Para avaliar o comportamento em termos de equilíbrio de adsorção dos pares carvão ativado-metanol e zeolite-água foram usadas as equações de Dubinin-Astakhov (Eq. (2.11) e (2.12)), cujos coeficientes foram retirados de Wang *et al.* (2009). As propriedades termodinâmicas do metanol foram obtidas a partir de Goodwin (1987).

$$X = X_0 \cdot \exp \left[-k \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^n \right] \quad (2.11)$$

Esta equação também se pode escrever do seguinte modo:

$$X = X_0 \cdot \exp \left[-D \left(T \cdot \ln \frac{P_s}{P} \right)^n \right] \quad (2.12)$$

em que X_0 , k , D e n são coeficientes que dependem do adsorvente e do adsorvato, T é a temperatura [K], T_s é a temperatura de saturação do refrigerante [K], P_s é a pressão de saturação do refrigerante [Pa], P é a pressão do sistema [Pa] e X é o teor de adsorvato no adsorvente [kg/kg]. Os coeficientes para os pares em estudo são os da Tabela 2.7:

Tabela 2.7 - Coeficientes da Equação de Astakhov para os pares carvão ativado - metanol e zeolite - água.

	X_0	k	n
Carvão ativado (YKAC, 14-20 mesh) e metanol	0.45	13.38	1.5
Zeolite (4-8 mesh) e água	0.261	5.36	1.73

Os pontos do ciclo de refrigeração por adsorção com carvão ativado e metanol, com temperatura de condensação de 35°C , temperatura de vaporização de 0°C , temperatura de adsorção de 25°C e temperatura de regeneração de 80°C estão listados na Tabela 2.8. O ciclo está representado na Figura 2.6.

Tabela 2.8 – Pontos que limitam o ciclo de adsorção teórico com carvão ativado e metanol.

Ponto	T [°C]	P [kPa]	X [kg metanol/kg ads seco]
1	25.0	4.052	0.311
2	63.2	27.978	0.311
3	80.0	27.978	0.213
4	39.9	4.052	0.213

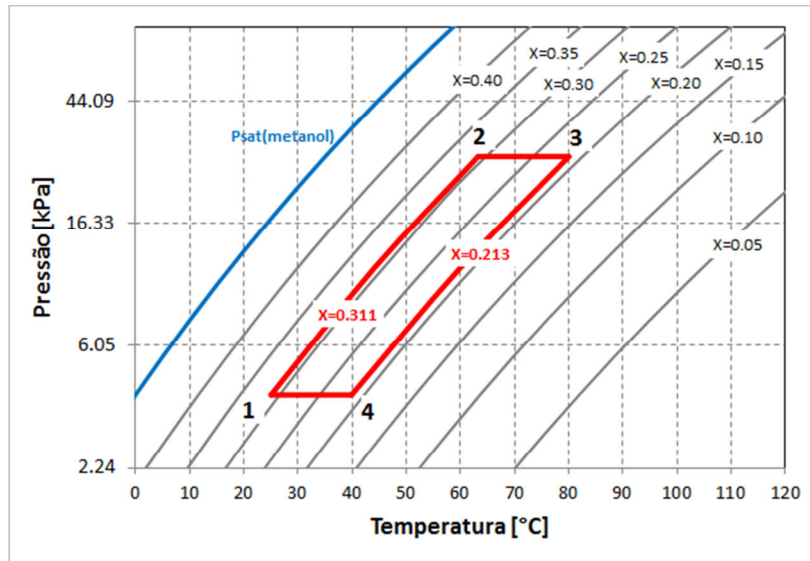


Figura 2.6 – Ciclo de adsorção teórico com o par carvão ativado e metanol.

Os pontos do ciclo de refrigeração por adsorção com zeolite e água, com temperaturas de condensação de 35°C, de vaporização de 0°C, de adsorção de 25°C e de regeneração de 80°C estão listados na Tabela 2.9. O ciclo está representado na Figura 2.7.

Tabela 2.9 – Pontos que limitam o ciclo de adsorção teórico com zeolite e água.

Ponto	T [°C]	P [kPa]	X [kg água/kg ads seco]
1	25.0	0.612	0.240
2	63.2	5.636	0.240
3	80.0	5.636	0.213
4	39.9	0.612	0.213

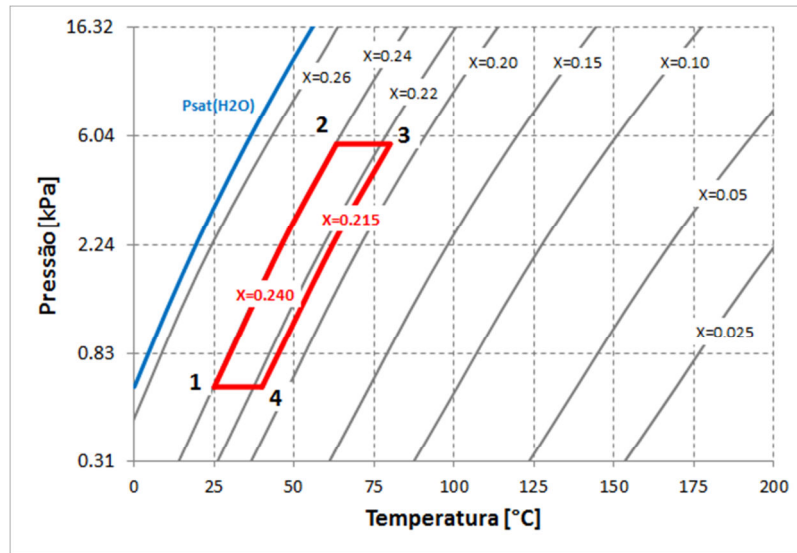


Figura 2.7 – Ciclo de adsorção teórico com o par zeolite e água.

Calor de adsorção

O calor de adsorção dos pares carvão ativado - metanol e zeolite - água, para as pressões de condensação e de vaporização, está representado nas Figuras 2.8 (a) e (b), respetivamente. Verifica-se que o calor de adsorção é muito superior no caso do par zeolite - água, o que é natural uma vez que a entalpia de mudança de fase da água é muito superior à do metanol. Para além disso, o calor de adsorção em ambos os casos varia com a pressão imposta pelo condensador ou pelo evaporador, e varia com a concentração. No limite, quando o adsorvente está saturado, o calor de adsorção aproxima-se da entalpia de mudança de fase líquido-vapor.

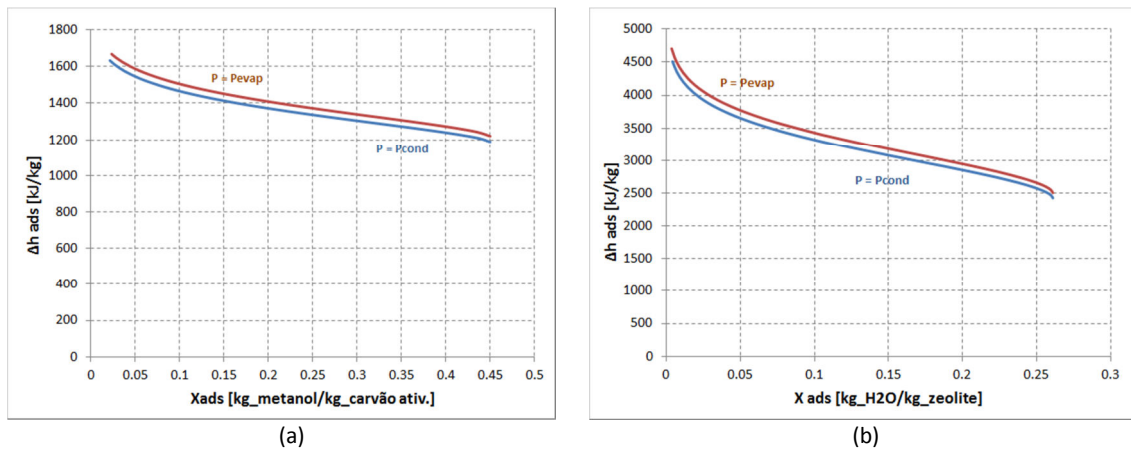


Figura 2.8 – Entalpia de adsorção dos pares (a) carvão ativado - metanol e (b) zeolite - água, para as pressões de saturação do evaporador ($P_{sat}(0^{\circ}\text{C})$) e do condensador ($P_{sat}(35^{\circ}\text{C})$) no ciclo estudado.

Parcelas energéticas e COP solar

Os parâmetros do desempenho do ciclo são os que constam da Tabela 2.10. Por cada ciclo é condensada e evaporada uma massa de 2.94 kg de metanol no ciclo com carvão ativado e uma massa de 0.73 kg de água para a zeolite. O calor retirado ao evaporador, Q_{evap} , permite produzir uma reserva de gelo no evaporador de 9.67 kg com o par carvão ativado - metanol e 5.18 kg com o par sílica-gel do tipo RD - água, considerando o calor latente de solidificação da água igual a 330 kJ/kg. Esta reserva de gelo permitirá manter a temperatura do evaporador próximo dos 0°C durante as restantes fases do ciclo até nova produção de frio, e refrigerar os produtos colocados no interior da caixa frigorífica.

Tabela 2.10 – Parâmetros do desempenho do ciclo de refrigeração com os pares carvão ativado - metanol e zeolite - água.

	Q_{evap} [kJ]	Q_{util} [kJ]	COP	m_{cond} [kg]
Carvão ativado - metanol	3189.61	7872	0.405	2.94
Zeolite - água	1710.45	6583	0.260	0.73

Conclui-se que os pares carvão ativado - metanol e zeolite - água apresentam um pior desempenho do que o conseguido com a sílica-gel, para a temperatura de regeneração de 80°C. O desempenho da zeolite é inferior em 50% ao da sílica-gel, mas no caso do par carvão ativado-metanol, a diferença para as sílicas-gel não é muito significativa.

2.4.3 SWS 1L-água

O adsorvente SWS 1L, constituído por uma matriz de sílica-gel impregnada do sal cloreto de cálcio, está caracterizado em Núñez (2001), sendo o equilíbrio dado por:

$$W \begin{cases} f_1(A), & \text{para } 0 < A < 170 \\ f_2(A), & \text{para } 170 \leq A \leq 275 \\ f_3(A), & \text{para } A > 170 \end{cases} \quad (2.13)$$

com

$$f_1(A) = \frac{a + cA + eA^2 + gA^3 + iA^4}{1 + bA + dA^2 + fA^3 + hA^4}$$

a	1.2653
b	-0.0078104
c	-0.0191162
d	1.898931×10^{-4}
e	8.75765×10^{-5}
f	$-1.3082419 \times 10^{-6}$
g	1.9100697×10^{-6}
h	$2.81501167 \times 10^{-8}$
i	$-1.4661594 \times 10^{-9}$

$$f_2(A) = a + bA + cA^2 + dA^3$$

a	1.2073
b	-0.0085456
c	2.8201×10^{-5}
d	-3.6364×10^{-8}

$$f_3(A) = \frac{a + cA + eA^2 + gA^3}{1 + bA + dA^2 + fA^3 + hA^4}$$

a	0.2806
b	-9.1955×10^{-3}
c	-1.0464×10^{-3}
d	4.62258×10^{-5}
e	1.2928×10^{-6}
f	-9.73041×10^{-8}
g	-4.956×10^{-10}
h	6.99610×10^{-11}

em que A , em [J/kg], é o potencial de adsorção, que representa a diferença do potencial químico do adsorvato e do líquido livre, e pode ser calculado por:

$$A = -\Delta G = -(\mu_{ad} - \mu_{liq}) = R'T \ln \frac{P_s}{P} \quad (2.14)$$

Os pontos do ciclo de refrigeração por adsorção com SWS-1L e água, definidos igualmente para as temperaturas de condensação de 35°C de vaporização de 0°C, de adsorção de 25°C e de regeneração de 80°C estão listados na Tabela 2.11. O ciclo está representado na Figura 2.9.

Tabela 2.11 – Pontos que limitam o ciclo de adsorção teórico com SWS-1L e água.

Ponto	T [°C]	P [kPa]	X [kg água/kg ads seco]
1	25.0	0.612	0.296
2	64.1	5.636	0.296
3	80.0	5.636	0.162
4	39.9	0.612	0.162

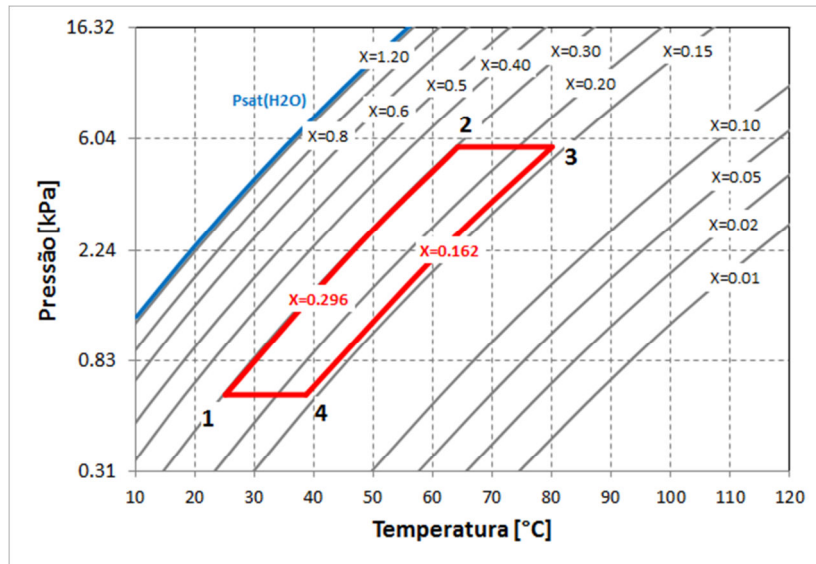


Figura 2.9 – Ciclo de adsorção teórico com o adsorvente SWS 1L e água.

Calor de adsorção

O calor de adsorção do par SWS-1L - água, para as pressões de condensação e de vaporização, calculado através da curva de equilíbrio e da Equação (2.9), está representado na Figura 2.10. Verifica-se que o calor de adsorção é praticamente constante para teores de água superiores a 0.6; porém, para valores inferiores, e até à regeneração completa, o calor de adsorção aumenta com a diminuição do teor de água adsorvida, até cerca dos 3000 kJ/kg.

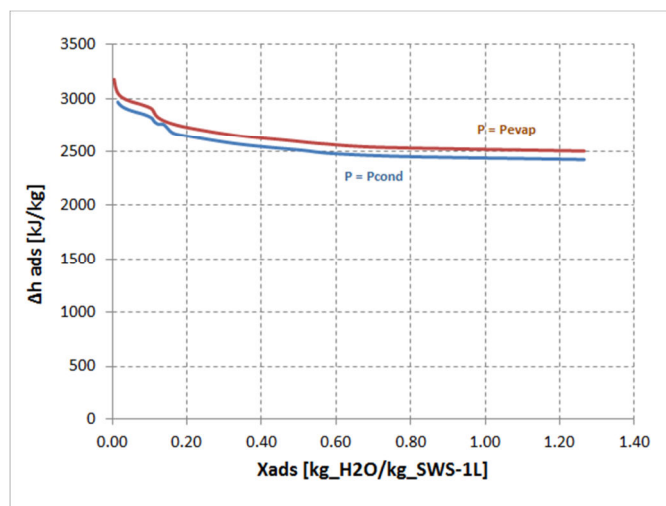


Figura 2.10 – Entalpia de adsorção do par SWS-1L – água, para as pressões de saturação do evaporador ($P_{sat}(0^{\circ}\text{C})$) e do condensador ($P_{sat}(35^{\circ}\text{C})$) no ciclo estudado.

Parcelas energéticas e COP solar

Os parâmetros do desempenho do ciclo são os que constam da Tabela 2.12. Por cada ciclo é condensada e evaporada uma massa de 4.03 kg de água. O calor retirado ao evaporador, Q_{evap} , permite produzir uma reserva de gelo no evaporador de 28.76 kg, considerando o calor latente de solidificação da água igual a 330 kJ/kg.

Tabela 2.12 – Parâmetros do desempenho do ciclo de refrigeração com o adsorvente SWS-1L e água.

	Q_{evap} [kJ]	Q_{util} [kJ]	COP	m_{cond} [kg]
SWS-1L - água	9492.52	15400.85	0.616	4.03

Conclui-se que o adsorvente SWS-1L não só tem uma extraordinária capacidade de adsorção relativamente à sílica-gel simples, como também apresenta um melhor desempenho a baixa temperatura. No entanto, a energia útil a fornecer ao ciclo é bastante elevada, cerca de 50% maior que no caso da sílica-gel. Como o frigorífico solar apenas pode receber uma quantidade limitada de energia por unidade de área devido ao movimento aparente do Sol, seria necessária uma área de coletor superior em 50% relativamente ao ciclo com a sílica-gel para conseguir atingir a mesma temperatura.

2.5 Comparação de resultados

A Figura 2.11 apresenta uma comparação das trocas de energia no ciclo de adsorção, para os 5 pares adsorvente - adsorvato estudados, considerando o ciclo teórico definido com os mesmos valores-limite das temperaturas características (adsorção, condensador e evaporador). Destacam-se especialmente o SWS-1L, com valores cerca de 50% mais elevados do que a média dos restantes adsorventes nos processos de regeneração, adsorção, condensação e vaporização, e a zeolite, com valores um pouco mais baixos do que a média. O facto de o calor de adsorção ser muito elevado no caso do SWS-1L pode levantar problemas durante a fase de adsorção, uma vez que o calor de adsorção tem de ser libertado para o ambiente, pelo que com este adsorvente pode não ser possível conseguir obter os 25°C no final do processo de adsorção,

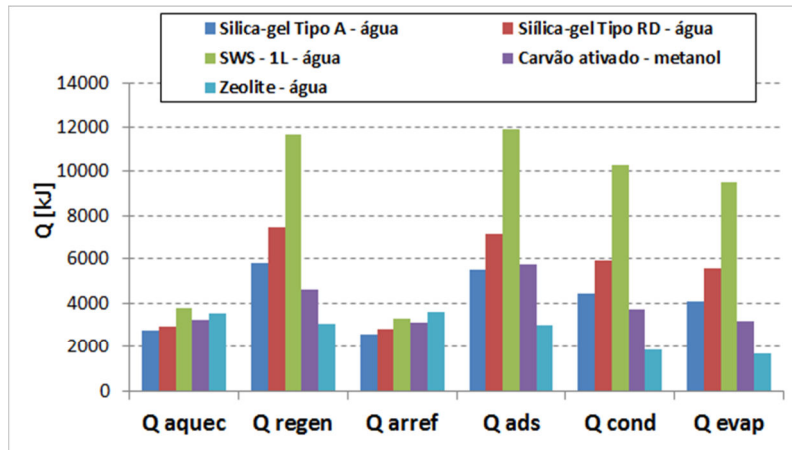


Figura 2.11 – Comparação das quantidades de energia do ciclo de adsorção.

o que reduziria a vantagem de utilizar este adsorvente, pois o *COP* e o gelo produzido seriam então substancialmente inferiores ao esperado. Também a zeolite, com uma produção de frio relativamente inferior, devido sobretudo aos baixos níveis de temperatura obtidos com um coletor solar plano, parece ter pouco interesse para a construção de um frigorífico solar. O desempenho dos diferentes ciclos está representado na Figura 2.12, onde é notório o melhor desempenho dos dois tipos de sílica-gel e do SWS-1L.

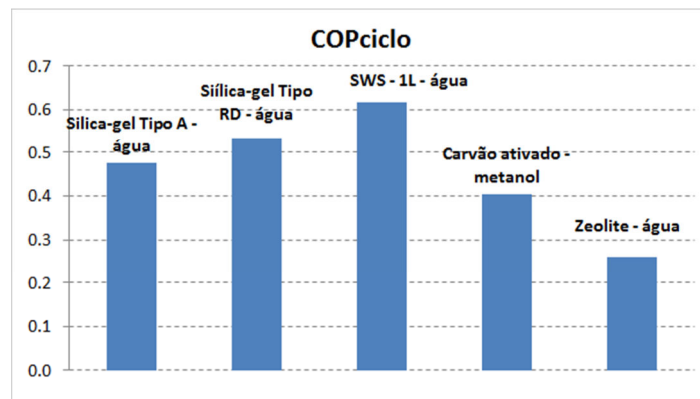


Figura 2.12 – Comparação do desempenho dos diferentes ciclos de adsorção.

2.5.1 Influência da temperatura de regeneração no desempenho do ciclo

A Figura 2.13 mostra a variação do desempenho do ciclo de adsorção com a temperatura de regeneração do adsorvente, para os pares estudados. Como a dessorção (regeneração) só começa próximo dos 65°, então esse é o valor mínimo de temperatura de regeneração para que o ciclo cumpra as 4 fases. Qualquer pequeno acréscimo a partir de 65°C produz um forte aumento

no COP , que atinge um máximo entre os 80°C e os 90°C para as sílicas-gel e SWS-1L, enquanto que para o carvão ativado-metanol o COP máximo só é atingido por volta dos 120°C. No caso da zeolite, o COP aumenta lentamente até atingir 0.44 a 140°C.

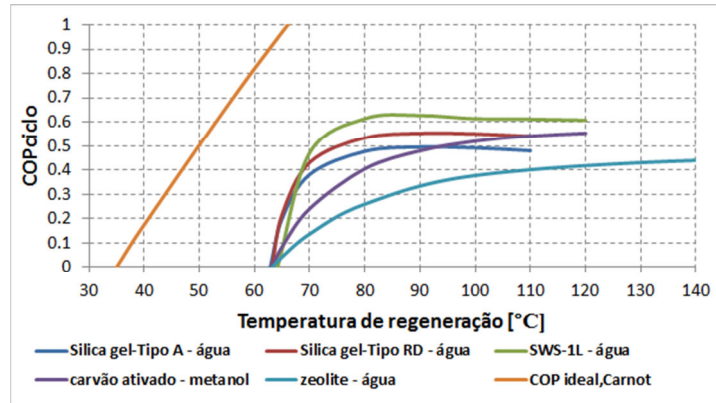


Figura 2.13 – Efeito da temperatura de regeneração no COP do ciclo de adsorção. Comparação com o COP teórico do ciclo de Carnot.

Quanto ao efeito da temperatura de regeneração no calor retirado ao evaporador, verifica-se, como mostra a Figura 2.14, que há um aumento contínuo, pelo menos até desadsorver completamente todo o adsorvato contido no adsorvente. A partir daqui fornecer mais calor ao ciclo para aumentar a temperatura de regeneração não só é inútil como até pode ser danoso para o adsorvente.

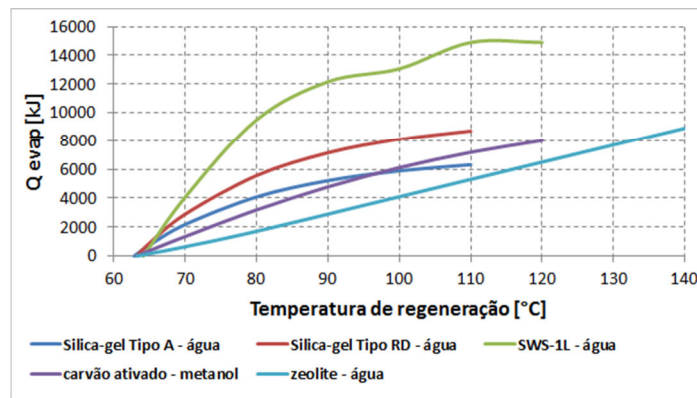


Figura 2.14 – Variação da energia retirada ao evaporador com a temperatura de regeneração, para os pares adsorvente-adsorvato estudados.

A Figura 2.15 apresenta os valores do calor a fornecer ao ciclo de adsorção de modo a atingir a temperatura de regeneração pretendida. Destaca-se sobretudo o par SWS-1L-água por necessitar do dobro da energia térmica relativamente aos outros pares adsorvente - adsorvato. A

sílica-gel do tipo RD também requer uma quantidade de calor ligeiramente superior à sílica-gel do tipo A e ao carvão ativado. Para utilizar estes dois pares pode ser necessário utilizar um coletor solar com uma área mais elevada, de modo a só assim captar toda a energia requerida.

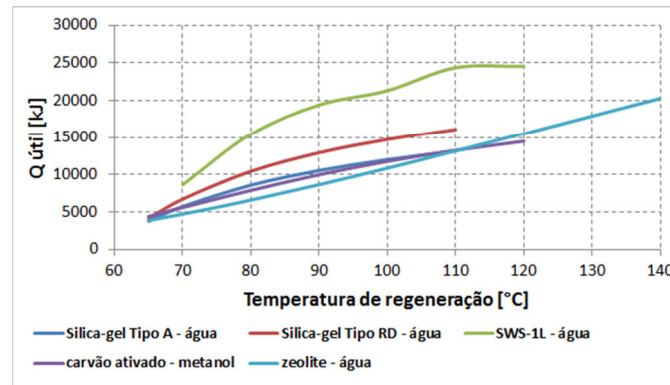


Figura 2.15 – Energia que é necessário fornecer ao ciclo de adsorção para atingir a temperatura de regeneração pretendida.

2.6 Expetativas do *COP* global do ciclo de refrigeração com energia solar

Antes de construir o frigorífico solar é interessante obter uma estimativa do seu desempenho global. Para esse efeito foi escolhido um dia de céu limpo para fazer uma medição da radiação solar e da temperatura ambiente ao longo das 24 horas. O rendimento de um coletor solar pouco sofisticado pode ser obtido, em primeira aproximação, pela curva de eficiência de um coletor padrão, cujos parâmetros podem ser retirados do programa SolTerm¹. Sabendo calcular o rendimento do coletor solar, é possível obter uma estimativa da energia solar disponível para fazer funcionar o ciclo e, assim, determinar a temperatura máxima de dessorção que pode ser alcançada. Para os cálculos foi considerada uma área de abertura do coletor solar de 1m².

A medição da radiação solar e da temperatura ambiente foi efetuada hora a hora, para o dia 15 de Setembro, em Coimbra. Através do modelo HDKR [Duffie e Beckman (2006)] foi calculada a radiação no plano de um coletor solar orientado para Sul com um ângulo igual à latitude do lugar. Para calcular a eficiência do coletor solar, considerou-se que, de manhã, o coletor estava à temperatura ambiente, que a temperatura sobe linearmente desde o nascer do sol até aos 65°C às 12:00h (hora aproximada para o fim do aquecimento e início da dessorção) e

¹ O SolTerm é um programa de análise de desempenho de sistemas solares. É desenvolvido e distribuído pelo LNEG.

finalmente a temperatura sobe linearmente dos 65°C ao meio dia até atingir os 80°C pelas 17:00h, hora a que ocorre a temperatura máxima no adsorção. As horas aqui indicadas correspondem à hora convencional e não ao tempo solar verdadeiro (no Verão ocorre um desfasamento de quase uma hora e meia entre a hora convencional e o tempo solar verdadeiro. Os resultados mais importantes estão listados na Tabela 2.13.

Dos resultados apresentados na Tabela 2.13 obtém-se uma eficiência de conversão da energia solar em calor útil para o ciclo de adsorção de 31.4%, o que é um valor manifestamente baixo. Para além disso, é necessário ter em conta que os cálculos foram efetuados considerando processos em equilíbrio; porém, numa instalação real vão existir outras perdas, por exemplo associadas ao fato de o coletor solar ter de estar mais quente do que 80° de modo a conseguir transferir calor suficiente para vencer as resistências térmicas de contato e internas do próprio adsorvente.

Tabela 2.13 – Resultados das medições e dos cálculos efetuados para determinar a energia solar disponível para fazer funcionar o ciclo (coletor de 1 m²).

$Q_{solar,h,total}$ [kJ]	$Q_{solar,col}$ [kJ]	Q_{util} [kJ]	$T_{amb,max}$ [°C]	$T_{amb,min}$ [°C]
20819.5	25228.3	7921.1	29.7	15.0
Medida no plano horizontal, hora a hora, com piranómetro	Calculada para o plano do coletor, com o modelo HDKR	Calculada a partir do rendimento de um coletor solar padrão	Medida com um termopar. Ocorreu às 17:00h.	Medida com um termopar. Ocorreu às 01:00h.

Recalculando os parâmetros do desempenho do ciclo, agora com a quantidade de calor útil fornecida ao ciclo que é possível obter com um coletor padrão do SolTerm com 1 m² de área de captação, os resultados são os que constam da Tabela 2.14. O melhor desempenho é conseguido com a sílica-gel do tipo RD, pois apresenta o melhor *COP* e, além disso, a uma temperatura de regeneração bem inferior a 80°C, o que pode permitir rendimentos do coletor solar ligeiramente melhores. A sílica-gel do tipo A também apresenta um bom desempenho, e mesmo os outros dois pares apresentam desempenhos bastante aceitáveis. O par zeolite - água não foi considerado nesta análise por ter pouco interesse quando se utilizam fontes de calor a baixa temperatura.

Tabela 2.14 – Desempenho esperado do ciclo com o calor útil de acordo com o obtido com o desempenho de um coletor padrão do SolTerm.

	Q_{util} [kJ]	Q_{evap} [kJ]	T_{regen} [°C]	COP_{ciclo}
Sílica-gel A - água	7956.06	3703.03	77.5	0.465
Sílica-gel RD - água	7994	3851.36	73	0.482
SWS-1L - água	7823.64	3381.42	69	0.432
Carvão ativado - metanol	7872.69	3189.61	80	0.405

Finalmente é possível obter uma estimativa do desempenho global do frigorífico solar, ou seja, do *COP* solar, uma vez que temos valores para a energia total no plano do coletor, e o calor retirado pelo ciclo ao evaporador. De acordo com a Tabela 2.15, o *COP* solar previsto, em termos médios, deverá andar entre os 0.12 e os 0.15. Evidentemente, nos dias com temperaturas do ambiente mais baixas e forte radiação solar o *COP* poderá ser um pouco superior, assim como nos dias com menos radiação e muito quentes especialmente à noite, o *COP* poderá ser um pouco inferior a estes valores. Temperaturas elevadas à noite diminuem a perda de calor necessária ao processo de adsorção, e temperaturas elevadas durante o dia dificultam a condensação, pelo que são fatores determinantes no desempenho do ciclo.

Tabela 2.15 – Desempenho médio previsto para o frigorífico solar.

	$Q_{solar, col}$ [kJ]	Q_{evap} [kJ]	COP_{solar}
Sílica-gel A - água	25228.29	3703.03	0.147
Sílica-gel RD - água		3851.36	0.153
SWS-1L - água		3381.42	0.134
Carvão ativado - metanol		3189.61	0.126

2.7 Notas conclusivas

Através de uma análise teórica do ciclo de adsorção foi possível determinar que para os pares estudados (exceto para o par zeolite - água) o desempenho do ciclo de adsorção num frigorífico solar exposto às condições ambientais da região centro de Portugal apresenta valores satisfatórios, desde que se consiga atingir uma temperatura de regeneração de pelo menos 70°C, conseguindo-se valores muito bons com temperaturas de regeneração de 80°C. Não é necessário utilizar coletores solares muito sofisticados para conseguir atingir estas temperaturas, pelo que é exetável que, com um coletor solar simples, se consiga obter um bom funcionamento.

O par de trabalho que parece ter um melhor desempenho para as condições estudadas é o par sílica-gel do tipo RD e água, mas os restantes pares apresentam valores do *COP* também bastante aceitáveis à exceção do par zeolite - água, que necessita de temperaturas de regeneração de pelo menos 140°C para se obter um bom desempenho do ciclo. Como os coletores solares planos são adequados para temperaturas até 100°C, o desempenho de um frigorífico solar por adsorção com zeolite - água será sempre significativamente inferior ao obtido com os outros pares estudados.

Em termos globais espera-se obter um *COP* solar médio global entre 0.12 a 0.15 num dia de céu limpo. Este valor está de acordo com os resultados que constam da literatura analisada e, apesar de parecerem pouco favoráveis, ainda assim permitem produzir cerca de 10 kg de gelo por ciclo, o que é suficiente para se obter uma reserva de frio, que permita manter a temperatura numa caixa frigorífica, mesmo que carregada com produtos a refrigerar, próximo dos 0°C durante alguns dias sem funcionamento do ciclo (por falta de radiação solar).

Capítulo 3:

Construção e teste de um frigorífico solar por adsorção

3.1 Introdução

No capítulo anterior foi feita uma análise comparativa de vários pares adsorvente - adsorvato que podem ser utilizados para construir um frigorífico solar por adsorção com coletor solar plano de baixa temperatura. Para conseguir um funcionamento aceitável do frigorífico solar é necessário que o adsorvente atinja uma temperatura de regeneração de pelo menos 70°C, sendo que o máximo desempenho, em termos do *COP* do ciclo, pode ser obtido com temperaturas um pouco mais altas. O efeito frigorífico cresce de forma contínua com a temperatura de regeneração até o adsorvente ficar completamente regenerado, o que acontece por volta dos 110°C para a sílica-gel, 120°C a 130°C para o carvão ativado, e mais de 200°C para a zeolite.

Neste capítulo descreve-se a construção de um protótipo de um frigorífico solar funcionando com um ciclo de adsorção, para a qual foram considerados vários aspetos práticos e ambientais. Acima de tudo, pretendeu-se que a construção do frigorífico solar fosse à base de materiais usuais, e sem recurso a técnicas muito sofisticadas. Os materiais a utilizar deveriam, tanto quanto possível, ser recicláveis e sem efeitos nocivos para o meio ambiente, princípio que fica respeitado selecionando o par sílica-gel - água.

Os restantes materiais de constituição do frigorífico solar são: aço inox e alumínio no adsorisor; perfis de aço, isolamento em cortiça, vidro e chapa zincada no coletor solar; cobre no condensador; aço inox no reservatório de condensados e no evaporador; e tubagens em tubo flexível de aço inox. A caixa frigorífica foi construída com paredes de 12 cm de espessura de poliestireno expandido extrudido (XPS) protegidas mecanicamente por chapa de aço zincada. Foram colocados 5 litros de água no evaporador, e foi feito vácuo no sistema.

O frigorífico solar foi testado sob condições climáticas características da zona centro de Portugal, em Coimbra. Foi instalado um piranómetro para medir a radiação horizontal e sete termopares para registar as temperaturas do adsorisor, do condensador, do evaporador e do ar ambiente. Foram efetuados registos dos dados da radiação solar e das diferentes temperaturas de cinco em cinco minutos, durante várias semanas consecutivas. A análise e processamento dos dados permitiu determinar o desempenho global do ciclo.

3.2 Características principais do protótipo do frigorífico solar

3.2.1 Adsorisor

As dimensões da caixa do adsorisor são as adequadas para a colocação de 30 kg de sílica-gel (massa de adsorvente de acordo com os cálculos apresentados no Capítulo 2), formando uma camada com uma espessura de cerca de 4 cm, em contacto direto com a placa coletora. Na parte posterior encontra-se um espaço livre de 3 cm, que serve como um *plenum* para facilitar a movimentação do vapor de água quando ocorre a adsorção ou a dessorção e, simultaneamente, para alojar um conjunto de molas helicoidais que pressionam fortemente chapas de aço inox perfuradas (tabuleiros) que, por sua vez, comprimem a camada de adsorvente contra a placa coletora. Assim, o adsorisor tem a forma de uma caixa de secção quadrada, hermeticamente fechada, em chapa de aço inox de 2 mm de espessura, com o tampo pintado de preto fosco na sua face exterior para funcionar como placa de captação da radiação solar. Tem dimensões de 1 metro de lado e de 70 mm de espessura, e possui 9 alhetas interiores de reforço com 4 mm de espessura, em alumínio, que dividem o espaço interior em 10 partes iguais. No interior estão colocados 30 kg de sílica-gel, distribuídos uniformemente pelos espaços entre as alhetas em camadas de 40 mm, ficando a sílica-gel comprimida contra o tampo coletor. Existe uma ligação para um tubo, no tampo inferior, que serve para fazer a ligação com os outros componentes e permitir a livre entrada e saída do vapor no adsorisor. A sílica-gel utilizada é semelhante à sílica-gel do tipo A; é vendida comercialmente sob a forma de grânulos aproximadamente esféricos,

de cor branca ligeiramente translúcida, com diâmetros a variar entre 3 a 5 mm. As propriedades da sílica-gel utilizada estão listadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Propriedades da sílica-gel de poro fino TS6 (dados fornecidos pelo distribuidor):

Massa volúmica	730 kg/m ³
Superfície específica de adsorção	650 – 800 m ² /g
Volume específico dos poros	0.35 – 0.45 L/kg
Diâmetro médio dos poros	2.0 – 3.0 nm
Calor específico	0.92 kJ/(kg.°C)
Condutibilidade térmica (sílica-gel completamente seca)	0.175 W/(m.°C)

Na primeira versão do frigorífico solar a tampa era amovível, sendo fixada por parafusos e vedada com um silicone especial para altas temperaturas. Porém, nos primeiros testes, em 2009, observou-se que o ciclo frigorífico não se realizava, aparentemente por bloqueio da vaporização, o que resulta posteriormente na ausência de adsorvato para desadsorver e condensar (ausência de condensado no visor do reservatório), apesar de se verificarem as condições ambientais propícias. Pela análise dos parâmetros medidos, e verificada a boa estanquidade do sistema, concluiu-se que a causa deveria ser a presença de gases não condensáveis – um fator que pode reduzir ou mesmo bloquear a vaporização a baixas pressões – , provavelmente voláteis libertados pelo silicone usado na vedação, sob efeito do aquecimento durante as horas de radiação solar mais intensa. Esta hipótese foi posteriormente confirmada fazendo um teste num pequeno recipiente hermético onde foram colocados, sob vácuo, uma pequena quantidade de sílica-gel e, posteriormente, alguns gramas de silicone já completamente seco, efetuando em cada um dos casos alguns ciclos de aquecimento e arrefecimento. Verificou-se que, com a sílica-gel, a pressão regressava sempre ao valor inicial após o arrefecimento; porém, no teste com o silicone, a pressão mínima aumentava significativamente de ciclo para ciclo, o que indicava a libertação de gases por parte do silicone. Esta experiência simples demonstrou a necessidade de precauções na seleção de materiais para funcionamento em vácuo, pois os materiais poliméricos como os plásticos, borrachas ou silicones têm tendência a libertar vapores, especialmente quando a temperatura é mais elevada que a temperatura ambiente. Para que o frigorífico solar possa funcionar sem problemas devem apenas ser empregues materiais completamente inertes em toda a gama de pressão e de temperatura característicos do funcionamento, sendo também importante prever que estes materiais não reajam quimicamente com o adsorvente ou com o adsorvato.

As Figuras 3.1 e 3.2 mostram um desenho e uma foto da caixa do adsorção com a tampa, as alhetas de reforço, os tabuleiros (em chapa perfurada) para a sílica-gel e as molas de compressão do meio poroso. As alhetas de reforço têm uma dupla função: por um lado servem de reforço à caixa para suportar o esforço de esmagamento a que está sujeita, pela diferença de pressão entre

o exterior e o interior, e por outro para melhorar a transferência de calor entre a placa coletora e a sílica-gel.

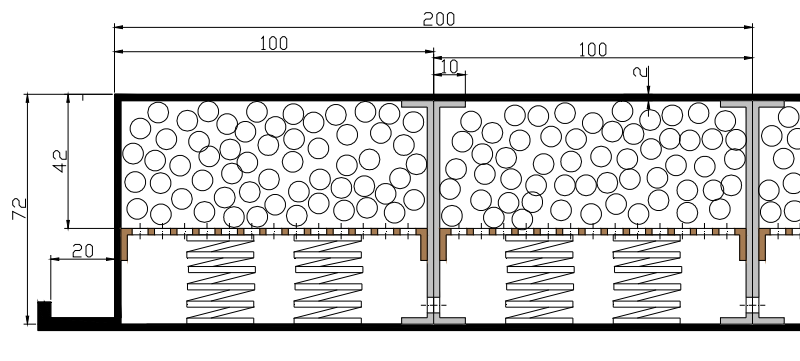


Figura 3.1 – Esquema da caixa do adsorvedor com as alhetas de alumínio, as prateleiras para a sustentação da sílica-gel e as molas de aperto de compressão. Dimensões em [mm].



Figura 3.2 – Fotografia da caixa do adsorvedor em posição invertida, mostrando as alhetas de reforço, tabuleiros da sílica-gel, molas de compressão, e flange lateral aparafusada (no modelo inicial).

A caixa do adsorvedor está colocada no interior de uma outra caixa, com paredes e fundo isolados termicamente com 30 mm de cortiça natural, sendo a parte superior coberta por um vidro branco normal de 5 mm de espessura.

3.2.2 Condensador

O condensador, representado na Figura 3.3, foi dimensionado para manter a temperatura de condensação próxima da temperatura ambiente; mais precisamente, para que a temperatura de condensação não ultrapasse a temperatura ambiente em mais de 10°C e, mesmo em períodos de forte dessorção. É formado por dois coletores principais em tubo de cobre afastados de 900 mm, 6 tubos transversais de 16 mm de diâmetro em cobre e alhetas retangulares também em cobre com comprimento de 800 mm e largura de 57 mm, espaçadas de 10 mm.



Figura 3.3 – Esquema e foto do condensador. Dimensões em [mm].

O condensador foi colocado inclinado para que o condensado possa escorrer naturalmente por gravidade para o depósito de condensados.

3.2.3 Depósito de condensados

O depósito de condensados tem por função permitir a visualização da quantidade de água na fase líquida que se forma durante a fase da dessorção. Trata-se de um pequeno reservatório cilíndrico com 3 litros de capacidade máxima, equipado com um visor de nível de líquido que permite, através da medição do nível, calcular a quantidade de água condensada em cada ciclo diário. Por baixo do reservatório existe uma válvula, que é aberta ao final da tarde, ficando aberta durante toda a noite, e que é fechada ao nascer do sol, ficando fechada durante o dia.

Este componente pode ser substituído por uma válvula automática que deixe passar a água condensada para o evaporador (mas não o vapor a condensar, a fim de evitar que este se condense na superfície livre da água do evaporador). Esta válvula automática terá de permitir a livre passagem do vapor no sentido inverso, do evaporador para o adsorção, durante a fase de adsorção.

3.2.4 Evaporador e caixa frigorífica

O evaporador, representado na Figura 3.4, tem uma configuração muito simples. Trata-se de uma caixa fechada em aço inox, com dimensões 450 x 450 x 100 [mm³], reforçada interiormente, para suportar melhor a diferença de pressão entre o exterior e o interior. O evaporador está localizado na parte superior da caixa frigorífica, contendo um volume de água permanente e tendo apenas uma abertura para fazer a ligação ao reservatório de condensados.

Parte da água existente no evaporador mantém-se na fase sólida durante todo o ciclo, o que permite obter uma reserva de frio para manter a temperatura da caixa frigorífica constante e próxima de 0°C durante todo o dia, não sendo possível determinar as frações das fases líquida e sólida da água (todas as paredes do evaporador são opacas). Os reforços interiores têm furos para não limitar o movimento da água e do vapor contidos no interior.

A caixa frigorífica, também ilustrada na Figura 3.4, foi construída em poliestireno expandido extrudido (XPS), com paredes de 120 mm de espessura, e com uma proteção mecânica exterior em chapa de aço galvanizada. As dimensões interiores são 500 x 500 x 500 [mm], correspondendo a um volume de 125 litros. A este volume tem de ser subtraído o espaço ocupado pelo evaporador, resultando num volume útil de aproximadamente 94 litros.

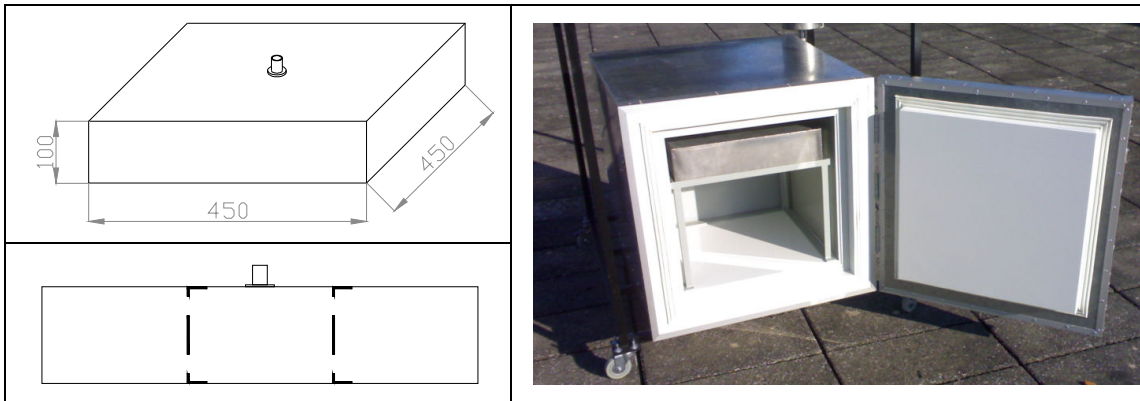


Figura 3.4 – Esquema do evaporador com dimensões, esquema em corte mostrando os reforços e aspeto da caixa frigorífica, já com o evaporador colocado no seu interior.

3.2.5 Instalação experimental completa

Os componentes do frigorífico solar foram montados numa estrutura de suporte em aço, com rodas para permitir a sua deslocação e o fácil posicionamento. A Figura 3.5 mostra o frigorífico solar, podendo identificar-se os seguintes componentes: o coletor/adsorção colocado na parte superior com um ângulo de inclinação de 40° e orientado para sul, o condensador colocado por baixo do coletor, inclinado para melhor escoar os condensados, o reservatório de condensados colocado abaixo do condensador e, na parte inferior, a caixa frigorífica em cujo interior está o evaporador. Os componentes estão ligados, sequencialmente, por tubos de aço inox. Duas válvulas são indispensáveis: uma para se poder ligar a bomba de vácuo de modo a retirar o ar do interior, e uma outra na parte inferior do reservatório de condensados para separar o evaporador do resto do sistema durante as fases de aquecimento e adsorção (e, especialmente, durante a condensação), e também para permitir medir a quantidade de água condensada.

Devido a problemas ocorridos na primeira versão do protótipo do frigorífico solar, foi necessário proceder a alterações: a caixa do adsorção que anteriormente tinha uma tampa apertada com parafusos e vedada com silicone de alta temperatura foi posteriormente vedada com uma junta plana em *viton*, e mais tarde, na versão final, completamente soldada. As tubagens na primeira versão eram constituídas por tubos de inox e acessórios de latão, mas verificou-se que não eram suficientemente estanques, pelo que foi feita uma tentativa de as vedar com um material para calafetar roscas, depois por silicone de alta temperatura, e na versão final todas as tubagens foram substituídas por tubagens flexíveis em aço inox com ligação por flange DIN 16 KF e acessórios adequados para trabalhar com vácuo, constituídos por um O-Ring de vedação em neoprene ou viton, anel de centragem em aço inox (o viton é preferível por resistir melhor a temperaturas mais elevadas), e acessórios de aperto manual.

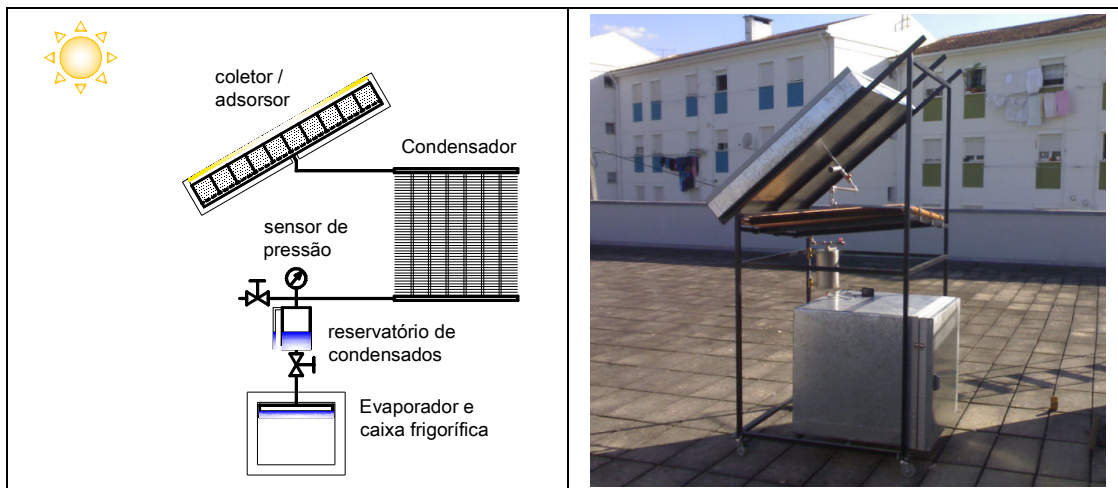


Figura 3.5 – Esquema do frigorífico solar e aspeto do primeiro protótipo construído.

A Tabela 3.2 apresenta um resumo das alterações que foram efetuadas no protótipo de frigorífico solar, até conseguir uma versão com um funcionamento satisfatório. A versão final apresentou ainda defeitos nas soldaduras, obrigando à utilização de silicone de alta temperatura para calafetar os poros das soldaduras mal executadas. Foi conseguida a vedação perfeita, mas ainda assim existe alguma exposição interna ao silicone, com a consequente possibilidade de libertação de vapores prejudiciais ao bom funcionamento, o que poderá estar parcialmente relacionado com o facto de os resultados do desempenho obtidos serem inferiores aos esperados.

A instalação foi instrumentada com um conjunto de 7 termopares, posicionados nos locais referidos na Tabela 3.3, um piranómetro e um sensor de pressão, sendo a aquisição de dados efetuada com um computador, com registo dos valores num ficheiro de dados de 5 em 5 minutos.

Tabela 3.2 – Evolução das várias versões do protótipo de frigorífico solar.

	Adsorisor	Tubagens
1ª versão (2009)	Tampo aparafusado e vedado com silicone	Tubos de aço inox e acessórios em latão, vedação com pasta de calafetar roscas ou silicone
2ª versão (2010)	Tampo aparafusado e vedado com junta de viton	Tubos de aço inox e acessórios em latão, vedação com pasta de calafetar roscas ou silicone
3ª versão (2011)	Tampo completamente soldado, com silicone apenas para vedar, pelo exterior, possíveis poros nas soldaduras	Tubos flexíveis em aço inox, uniões por flanges DIN ISSO KF, anel de centragem e vedante de neopreno ou viton.

Tabela 3.3 – Colocação dos termopares

	Colocação	Observações
Termopar 1	Placa do coletor	Colocado na superfície exterior, fixado com silicone preto.
Termopar 2	Camada de adsorvente / Carga a refrigerar.	Colocado a 1 cm da placa, dentro de bainha metálica de 20 cm de comprimento. / Colocado na carga a refrigerar.
Termopar 3	Camada de adsorvente	Colocado a 2 cm da placa, dentro de bainha metálica de 20 cm de comprimento (paralelamente à placa coletora).
Termopar 4	Camada de adsorvente	Colocado a 3 cm da placa, dentro de bainha metálica de 20 cm de comprimento (paralelamente à placa coletora).
Termopar 5	Condensador	Colocado no centro geométrico
Termopar 6	Ambiente	Mede a temperatura do ar ambiente
Termopar 7	Evaporador	Colocado na parede exterior do evaporador

O piranómetro ficou colocado num telhado plano a menos de 2 metros do frigorífico solar, num local não sombreado durante todo o dia. Mede a radiação total numa superfície horizontal.

Na versão inicial foram colocados dois sensores de pressão, um junto ao adsorisor e outro junto do evaporador. Nas versões seguintes colocou-se apenas um sensor de pressão junto do reservatório de condensados. Após dificuldades em obter medições fiáveis com um sensor de pressão do tipo Pirani foi escolhido um sensor de membrana de elevada qualidade e que permite medir pressões absolutas entre os 200 Pa e a pressão atmosférica. Este sensor revelou-se mais fiável do que o anterior.

3.2.6 Problemas detetados durante os testes

A primeira versão do protótipo do frigorífico solar foi concluída nos últimos meses de 2008. Já só foi possível testá-lo em março de 2009, devido ao facto de a radiação solar no inverno ser demasiado baixa. Durante estes testes o protótipo apresentou um funcionamento deficiente, pois após inicialmente ter começado por funcionar bem, completando alguns ciclos diários, foi perdendo a capacidade de produzir frio. Não sendo detetadas infiltrações de ar para o interior do sistema, o problema teria de estar relacionado com os materiais utilizados,

suspeitando-se de alguns materiais, com o aquecimento do coletor, libertarem vapores ou gases não condensáveis, o que pode contribuir para aumentar a pressão para além do valor da pressão de saturação do vapor de água. Verificou-se a possibilidade de o silicone de vedação libertar vapores não condensáveis através de um teste simples: em vácuo foram feitos vários ciclos de aquecimento e arrefecimento num pequeno contentor contendo uma amostra do silicone. O resultado foi comparado com um teste semelhante efetuado com o contentor contendo unicamente uma amostra de sílica-gel. A Figura 3.6 apresenta esta comparação, em que a linha vermelha representa o valor inicial da pressão, sendo notória a diferença de comportamento entre a sílica-gel e o silicone. Com efeito, uma vez que a sílica-gel contém água adsorvida, ao ser aquecida vai libertar parte da água sob a forma de vapor, o que aumenta a pressão para valores bastante mais elevados do que os obtidos com o silicone. No entanto, quando a sílica-gel arrefece, volta a adsorver o vapor e a pressão regressa aos valores iniciais. No caso do teste com o silicone verificou-se que a pressão aumentava ligeiramente durante o aquecimento, mas com o arrefecimento já não regressava aos valores iniciais, e o valor mínimo da pressão aumentava ligeiramente de ciclo para ciclo. Deste teste concluiu-se que alguns materiais podem libertar gases durante o ciclo de aquecimento, sendo naturalmente este efeito mais notório por se trabalhar com pressões de vácuo. É, pois, recomendável utilizar materiais comprovadamente inertes, como aço inox, alumínio, cobre ou vidro. Vedantes e colas deverão ser testados antes de serem aplicados. Na versão final do frigorífico solar foram retirados todos os materiais plásticos das zonas mais quentes, embora tenha sido necessário vedar com silicone, pelo exterior do adsorisor, alguns poros muito finos na soldadura. Esta não terá sido a opção perfeita, mas serviu para evitar o adiamento dos testes finais.

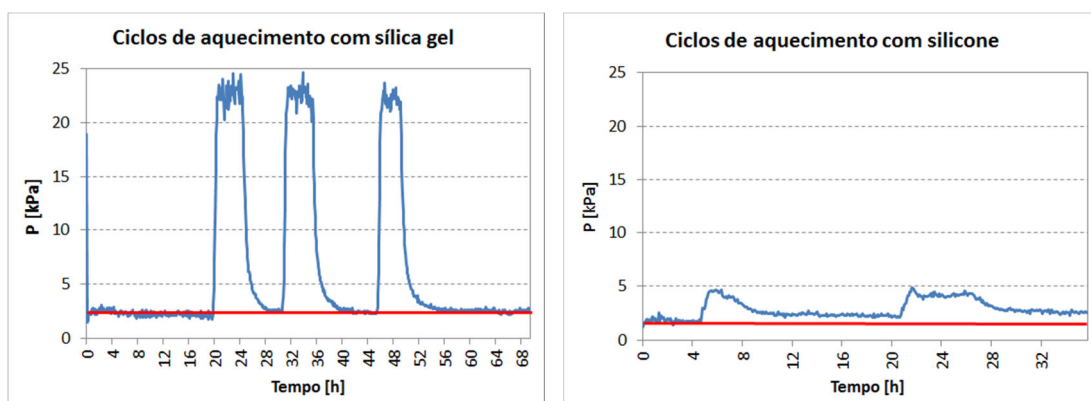


Figura 3.6 – Testes efetuados com a sílica-gel e com o silicone para verificar a possibilidade de libertação de vapores não condensáveis após vários ciclos de aquecimento e arrefecimento destes materiais.

3.3 Características dos instrumentos de medição e análise de incertezas

Para efetuar as medições de temperatura e de radiação solar foi necessário usar o seguinte conjunto de instrumentos:

- Computador portátil
 - Placa de aquisição de dados NI USB 6009
 - Sensor de pressão de vácuo Edwards ASG 1000 mbar
 - Placa de aquisição de dados Pico TC08 Thermocouple data logger
 - Termopares do tipo K
 - Piranómetro Kipp & Zonen CM11

O sensor de pressão permite medir pressões na gama 1 mbar a 1000 mbar, com uma exatidão de $\pm 0.2\%$ do fim de escala (± 2 mbar, ou ± 200 Pa) e saída de 0 a 10 V DC. Este sensor é ligado a um canal analógico da placa de aquisição de dados NI USB 6009 com uma resolução de 14 bits e uma incerteza na leitura dos canais diferenciais a ± 10 V de 14.7 mV. Somando as duas incertezas obtemos uma incerteza total na medição da pressão de 34.7 mV, que corresponde a um valor de 347 Pa de incerteza máxima de medição. Este valor é muito significativo ao medir pressões muito baixas, por exemplo na fase de adsorção, em que a pressão é inferior a 600 Pa. Na fase de dessorção, onde é expectável que a pressão atinja valores da ordem dos 50 mbar (5000 Pa), a incerteza máxima é de cerca de 7% do valor medido. Foi adquirido um sensor do tipo Pirani, capaz de medir pressões na gama 10^{-4} Pa a 100 000 Pa, mas não foi possível utilizá-lo efetivamente porque, durante a dessorção, ocorria condensação no sensor e, devido ao tipo de funcionamento destes sensores, a condensação produzia disparidades significativas na leitura da pressão. Assim, optou-se por utilizar exclusivamente o sensor de membrana.

A placa de aquisição para os dados dos termopares apresenta uma incerteza máxima de medição correspondente a 0.2% do valor medido + 0.5°C. Na medição de temperaturas entre os 0°C e os 100°C podemos esperar uma incerteza máxima de ± 0.5 °C para uma medição de 0°C, e de ± 0.7 °C para uma medição de 100°C.

A medição da radiação solar é efetuada com o piranómetro Kipp & Zonen, com uma resposta de $4.54 \mu\text{V}/(\text{W}\cdot\text{m}^2)$, com um desvio de não-linearidade de $\pm 0.6\%$, a que corresponde uma incerteza de 0.027 mV a $1000 \text{ W}/\text{m}^2$, equivalendo a $\pm 6 \text{ W}/\text{m}^2$ de desvio máximo. A esta

incerteza acrescenta-se a incerteza da placa de aquisição, que é de $\pm 0.2\%$ do valor medido $\pm 10 \mu\text{V} = 0.019 \text{ mV}$. Assim, a incerteza máxima é de 10.13 W/m^2 quando a leitura é de 1000 W/m^2 , correspondendo a uma incerteza de aproximadamente 1% .

Existe uma incerteza importante associada à medição da quantidade de água condensada em cada ciclo, uma vez que é determinada por medição no tubo de visor de líquido com uma régua graduada em milímetros. Como a resolução da medição é de 1 mm , espera-se que a incerteza máxima associada à leitura da quantidade de água seja o volume correspondente à incerteza de leitura de nível de $\pm 1 \text{ mm}$, e sendo o diâmetro do reservatório de condensados de 150 mm , resulta uma incerteza de 1.767×10^{-2} litros. Este volume, considerando a massa volumica da água aproximadamente 1000 kg/m^3 , resulta numa massa de 18 g de água. A influência desta variação no *COP* solar pode ser estimada para um determinado ciclo diário de refrigeração. Por exemplo, tendo em atenção os dados recolhidos no dia 11-09-2011, a variação do *COP* solar será então entre um máximo de 0.0576 e um mínimo de 0.0537 , isto significa uma incerteza de $\pm 3.5\%$ apenas devido à incerteza na medição do volume de água. A esta incerteza deve somar-se a do cálculo da radiação solar e medição da temperatura, o que resulta num *COP* solar máximo de 0.0583 e um *COP* mínimo de 0.0531 , correspondendo a uma incerteza total de $\pm 4.7\%$. Em termos da ordem de grandeza do *COP*, esta variação não é muito significativa, até porque a variação de dia para dia do *COP* solar (com diferentes condições climatéricas) é bastante superior.

Desta análise conclui-se que a incerteza mais significativa resulta da medição da pressão na fase de adsorção, pois a diferença do valor medido para o valor real pode variar 347 Pa , para valores reais inferiores a 612 Pa . Para evitar esta incerteza foi testado um sensor de pressão do tipo *Pirani*, muito mais exato a pressões abaixo de 1 mbar , mas para pressões acima de 10 mbar apresentava um funcionamento erróneo que foi atribuído à possibilidade de existir condensação no interior do sensor. Os sensores do tipo *Pirani* medem a pressão através da variação da condutibilidade térmica do vapor, logo dependem do tipo de vapor, são não lineares e podem dar valores erróneos caso ocorra condensação no sensor. Não se verificou a viabilidade de utilizar o sensor *Pirani*, pelo que foi mesmo necessário utilizar um sensor de membrana. A incerteza no cálculo do *COP* solar é aceitável, mas requer algum cuidado na comparação do desempenho com diferentes processos de produção de frio com energia solar, caso os valores do *COP* solar sejam bastante próximos.

3.4 Metodologia usada nas medições experimentais

Durante o funcionamento regular do frigorífico solar é necessário proceder a duas ações diárias. É necessário abrir a válvula do reservatório de condensados ao final da tarde, para possibilitar a drenagem dos condensados para o evaporador, ficando esta válvula aberta a noite toda para permitir a passagem do vapor de água produzido no evaporador até ao adsorção, onde é adsorvido pela sílica gel. No dia seguinte, é necessário fechar a válvula do reservatório de condensados logo no início do dia, aos primeiros raios de sol, para que o vapor desadsorvido seja condensado no condensador e fique armazenado no depósito de condensados. Caso a válvula permaneça aberta, a condensação ocorre no evaporador por ser a zona mais fria; em vez de ser libertado para o ambiente, o calor latente da condensação será cedido à água no evaporador, aumentando a sua temperatura, perdendo-se capacidade de refrigeração. Em alternativa à abertura manual da válvula, é possível utilizar uma válvula automática com flutuador que deixe passar o vapor para o adsorção e apenas o líquido para o evaporador. Outra possibilidade é acoplar um pequeno painel fotovoltaico e um acumulador elétrico à instalação, e instalar válvulas comandadas eletricamente através de um sistema de controlo.

Para determinar o desempenho do frigorífico solar foram efetuadas as medições das temperaturas características do funcionamento do frigorífico (temperatura do adsorção, do condensador e do evaporador), temperatura ambiente, radiação solar no plano horizontal e pressão do vapor de água no interior do sistema. O registo dos valores ocorreu a cada 5 minutos.

Os termopares colocados no adsorção estão no interior de bainhas metálicas soldadas em posição paralela à parede coletora, de modo que medem a temperatura na camada de sílica-gel em diferentes planos: junto à placa do adsorção, a meio da camada, e num plano mais interior. Os termopares do condensador e do evaporador estão colados com fita de alumínio nas superfícies exteriores respetivas. O termopar que mede a temperatura ambiente ficou suspenso por debaixo do condensador e revestido com película de alumínio, a fim de minimizar as trocas de calor por radiação.

Durante alguns dos testes foram colocadas 4 garrafas de litro e meio de água à temperatura ambiente dentro da caixa frigorífica, para simular uma carga diária a refrigerar. Nesses dias, as 4 garrafas de água foram colocadas ao final da tarde, antes de começar a fase de adsorção (fase em que é produzido o frio). No dia seguinte, as 4 garrafas do dia anterior, arrefecidas, foram trocadas por outras 4 garrafas à temperatura ambiente e à mesma hora, de modo a simular a carga a refrigerar durante o ciclo seguinte.

3.5 Resultados experimentais obtidos com a primeira versão

O frigorífico solar foi testado durante vários dias consecutivos, e por diversos períodos. O primeiro teste com sucesso foi efetuado com a primeira versão construída, em 2009; o sistema funcionou corretamente apenas por um período curto de tempo, deixando de conseguir produzir gelo após alguns dias de funcionamento, enquanto se verificava um aumento gradual da pressão mínima, de dia para dia. Repondo o nível de vácuo, voltava a funcionar, mas apenas por alguns dias. A Figura 3.7 apresenta resultados relativos ao funcionamento do frigorífico solar neste período, confirmando-se que o evaporador produziu gelo, uma vez que a temperatura do evaporador se mantém próxima dos 0°C. No caso da pressão, o sensor utilizado, do tipo *Pirani*, apresentou um funcionamento deficiente, que se traduziu na medição de valores incorretos da pressão, tendo sido substituído por um sensor de membrana. O fraco desempenho do frigorífico solar não correspondeu às expectativas, pelo que o frigorífico solar foi alvo de várias intervenções de modo a melhorar o seu funcionamento.

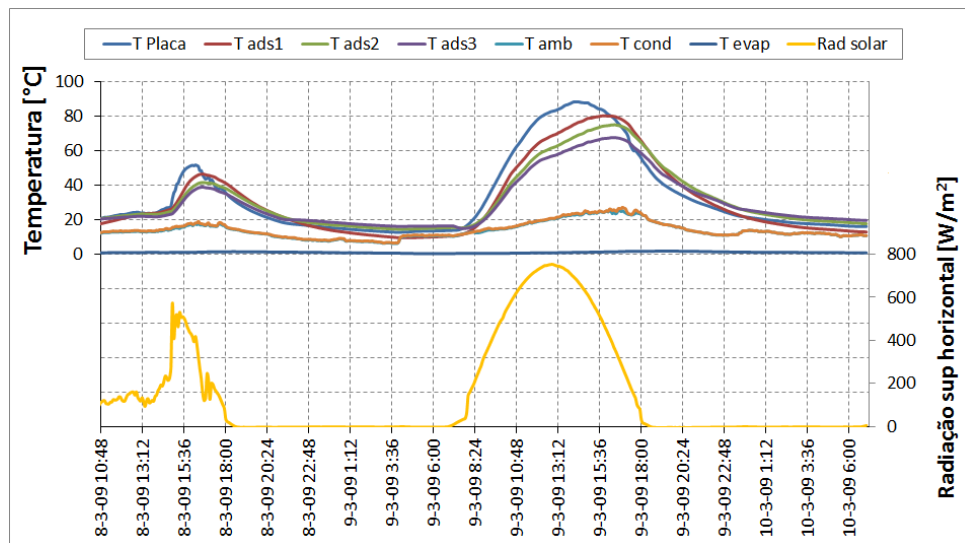


Figura 3.7 – Resultados das medições de temperatura e radiação em Março de 2009.

Em termos do desempenho, para o dia 09-03-2009 foi medida uma quantidade de água condensada de 0.9 litros. O cálculo do *COP* solar é efetuado através da Equação (3.1), já anteriormente definida no Capítulo 1:

$$COP = \frac{m_{H_2O, evap} L_{evap} - m_{H_2O, evap} c_{P, H_2O} (T_{cond} - T_{evap})}{Q_{solar}} \quad (3.1)$$

Q_{solar} é a energia solar total incidente no coletor/adsorisor (ângulo de inclinação de 40° , com azimute sul), sendo necessário calculá-la a partir dos dados relativos à radiação no plano horizontal. Para esse efeito é utilizado o modelo HDKR de radiação solar, e correlações recomendadas em Duffie e Beckman (2006). Assim, para uma radiação total diária no plano horizontal de 5.15 kWh obteve-se o valor $Q_{solar} = 7.25$ kWh (26097.4 kJ) no plano do coletor. Completando a equação anterior, obtém-se um COP solar de 0.083.

O valor obtido para o COP está ligeiramente abaixo dos valores médios expectáveis, obtidos por consulta da literatura, mas ainda assim está dentro do intervalo de variação deste parâmetro neste tipo de aplicação. Nos dias seguintes não foi no entanto possível voltar a obter valores tão satisfatórios para o desempenho do frigorífico solar, uma vez que o COP se foi degradando gradualmente, pelo que foi feita uma intervenção com vista a eliminar os problemas que afetavam o seu funcionamento.

3.6 Resultados experimentais obtidos com a versão final

Durante o ano de 2010 foram efetuadas melhorias no frigorífico solar, sem no entanto obter resultados aceitáveis. O frigorífico funcionava corretamente durante um dia ou dois, e depois perdia a capacidade de fazer gelo. Notou-se também um problema com um sensor de pressão de vácuo do tipo *Pirani*, que na fase de condensação registava valores erróneos. Foi decidido instalar um sensor de membrana, mas ao contrário dos sensores *Pirani* que podem medir valores da pressão de vácuo desde a pressão atmosférica até 10^{-4} Pa, este tipo de sensor tem capacidade de medição limitada inferiormente, no melhor dos casos, a 200 Pa. Para esta aplicação este limite não põe em causa as medições, mas estas são afetadas por um maior grau de incerteza, por se trabalhar no limiar inferior de resposta do sensor. Por avaria do sensor de membrana foi necessário esperar até ao final do verão de 2011 por um novo sensor, e só então foi efetuada uma nova campanha de ensaios experimentais. Embora o frigorífico solar possa funcionar perfeitamente sem sensor de pressão, sendo até possível estimar o seu desempenho, obter o valor da pressão é essencial para representar o ciclo no gráfico $\text{Log } P$ vs. T , verificar a estanquidade do sistema e, ainda, para comprovar, ou não, a existência de outros gases ou vapores, para além do vapor de água, no interior do sistema.

3.6.1 Análise de um ciclo de adsorção: trocas de energia e COP do ciclo

Nesta secção apresenta-se o estudo de dois ciclos diários de refrigeração: o primeiro, para um dia com temperaturas amenas e algumas nuvens dispersas, e um segundo dia com temperaturas elevadas e céu limpo.

Caso 1 – Dia ameno e algumas nuvens dispersas no céu

As temperaturas, pressões e radiação solar do ciclo de funcionamento do frigorífico solar no dia 11-09-2011 estão representados no gráfico da Figura 3.8, e na Figura 3.9 está representado o respetivo ciclo de adsorção. Neste dia existiu alguma nebulosidade, mas isso não impediu o funcionamento normal do frigorífico solar. A temperatura ambiente variou entre um mínimo de 14.4°C às 01:00h e um valor máximo de 28.5°C às 15:25h. A temperatura máxima no adsorção chegou aos 73.3°C, enquanto a temperatura da placa coletora se manteve praticamente constante nos 80°C, durante a dessorção. A fase de dessorção é visível no gráfico, pois começa quando a taxa de aumento da temperatura no adsorção sofre uma quebra brusca (cerca das 12:30h) e termina quando se atinge a temperatura máxima no adsorção (perto das 17:30h). Durante esta fase, a pressão permanece quase constante pois está a ocorrer a condensação do vapor. O evaporador permaneceu sempre próximo dos 0°C, mesmo quando se introduziu a carga a refrigerar (primeira subida ligeira da temperatura do evaporador) e quando se abriu a válvula do reservatório de condensados (segunda subida ligeira da temperatura do evaporador). A carga a refrigerar consistiu em 4 garrafas com 1.5 litros de água cada, que foram trocadas às 18:30h por outras 4 garrafas de água à temperatura ambiente.

A radiação total diária numa superfície horizontal totalizou 19293.4 kJ/m², enquanto que no plano do coletor a radiação {estimada pelo modelo HDKR [Duffie e Beckman (2006)]} foi de 21950.6 kJ. A água condensada no ciclo foi de 0.51 litros. O COP do ciclo, calculado através da Equação (3.1), é de 0.056.

Este valor do COP solar é relativamente baixo. Pela análise do gráfico da Figura 3.9 seria de esperar um resultado algo diferente, pois a diferença de teor da água adsorvida é de 0.05 kg por kg de sílica-gel, o que, após multiplicar pelos 30 kg de sílica-gel usados, resultaria numa massa de condensado de 1.5 kg.

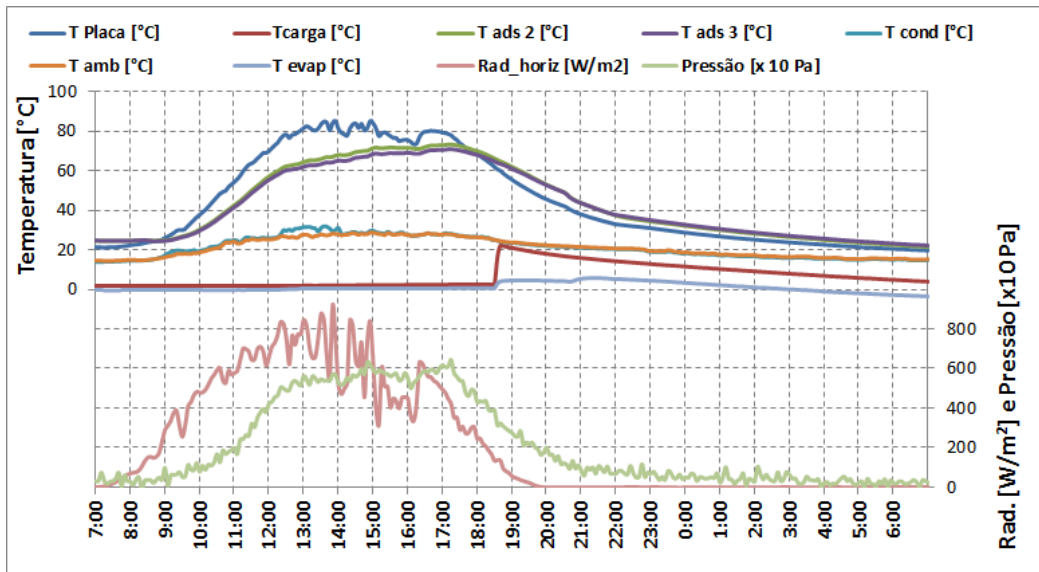


Figura 3.8 – Temperaturas, pressão e radiação solar medidos durante o ciclo do dia 11-09-2011.

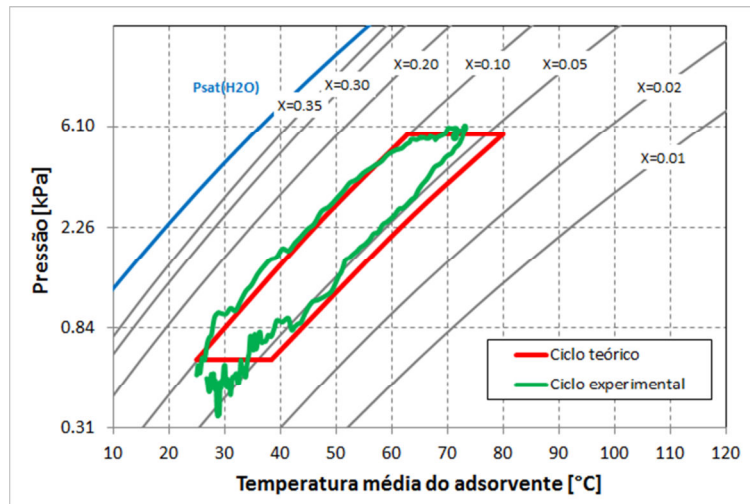


Figura 3.9 – Ciclo do dia 11-09-2011 (a verde) e ciclo teórico (a vermelho) no gráfico T – Ln P.

Fazendo um balanço de energia à câmara frigorífica, para um ciclo completo, é possível estimar a capacidade de arrefecimento resultante, conhecendo ou estimando as trocas de energia:

$$\Delta E_{ciclo} = Q_{parede} + Q_{carga} - Q_{evap} \quad (3.2)$$

O calor transferido no evaporador, Q_{evap} , foi calculado para determinar o COP solar do ciclo, e o seu valor é de 1221.52 kJ. O calor que atravessa a parede da caixa frigorífica Q_{parede} pode ser estimado usando a lei de Fourier para a transmissão de calor por condução e a lei de

Newton para a convecção no exterior e interior, com valores médios da temperatura do ar e valores típicos para as resistências superficiais. As trocas de calor por radiação não são consideradas em virtude de se ter protegido a caixa frigorífica com uma película refletora de alumínio. O calor que atravessa as paredes pode ser calculado de forma simplificada através da Equação (3.3):

$$Q_{parede} = U \cdot A_{parede} \cdot (T_{ar,ext} - T_{ar,int}) \cdot t \quad (3.3)$$

em que o coeficiente global de transmissão de calor U é calculado como sendo o inverso da soma das resistências térmicas (Equação (3.4)), considerando uma parede constituída por 12 cm de poliestireno expandido extrudido (XPS) com condutibilidade térmica de 0.037 W/(m·°C). As resistências térmicas interior e exterior não são mais que o inverso do coeficiente de transferência de calor por convecção h , e consultando literatura especializada sobre preservação de alimentos em caixas frigoríficas [Karel (2003)], sabe-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção natural no interior de um frigorífico fechado sem ventiladores varia entre 5 e 10 W/(m²·°C). Como as dimensões da caixa frigorífica do frigorífico solar são muito reduzidas e as variações de temperatura no interior também são baixas, o valor de 5 W/(m²·°C) é adequado. Para o exterior da caixa frigorífica pode ser usado o valor máximo de 10 W/(m²·°C). Assim,

$$U = \frac{1}{R_{t,ext} + \frac{l_{parede}}{k_{parede}} + R_{t,int}} = 0.282 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)} \quad (3.4)$$

em que l_{parede} é a espessura da parede da caixa frigorífica. A área de parede pode ser aproximada pelas dimensões interiores da caixa frigorífica, o que resulta em 6 superfícies quadradas com 0.50 m de lado. Considerando uma diferença de 21°C entre as temperaturas médias do ar, no exterior e no interior, para todo o ciclo, virá:

$$Q_{parede} = 0.282 \times (6 \times 0.5^2) \times 21.0 \times (24 \times 3600) = 767.5 \text{ kJ} \quad (3.5)$$

A este valor deve ser somado o efeito das pontes térmicas lineares existentes nas arestas e vértices da caixa frigorífica. Foi usado o método recomendado por Çengel (2007), com

Capítulo 3

$Q_{PTL} = F \cdot k_{isol} \cdot (T_{sup,ext} - T_{sup,int}) \times t$, em que F é um fator de forma para situações de condução de calor não-unidimensional: $F_{aresta} = 0.54 \times l_{aresta}$, no caso de arestas, e $F_{vértice} = 0.15 \times e_{parede}$ no caso de vértices [Çengel (2007)]. Assim, para as condições do dia 11-09-2011, e tomando como 13.8°C a diferença entre as temperaturas superficiais das paredes planas (estimada pelo resultado da eq. (3.5), a partir da respetiva resistência térmica), o calor total que atravessa a envolvente da caixa frigorífica é de 917.8 kJ.

A energia térmica introduzida pela carga a refrigerar, Q_{carga} , é calculado do seguinte modo:

$$Q_{carga} = m_{carga} \times c_{p,H_2O} \times \Delta T = 6 \times 4.18 \times (24.7 - 1.7) = 576.84 \text{ kJ} \quad (3.6)$$

Com estes valores determina-se que ΔE_{ciclo} é +273.1 kJ. Trata-se de uma estimativa, mas o facto de a variação de energia ser positiva indica que a carga a refrigerar é superior à que o frigorífico conseguiria refrigerar nestas condições, uma vez que os ganhos de energia são superiores ao calor retirado ao evaporador. Isto pode indicar que o funcionamento ainda não está otimizado, ou então deverá ser construída uma câmara frigorífica com paredes melhor isoladas termicamente.

Caso 2 – Dia muito quente e com intensa radiação solar

É interessante também analisar os resultados do desempenho para um dia de céu limpo, com temperaturas elevadas e intensa radiação solar. Escolheu-se o dia 14-09-2011, que pertence à mesma série de aquisição de dados do ciclo analisados anteriormente, com a diferença de a temperatura ambiente quase atingir os 40°C e a radiação solar ser muito elevada por o céu estar permanentemente limpo.

A Figura 3.10 apresenta os resultados das medições para o dia 14-09-2011, enquanto que a Figura 3.11 mostra o ciclo de adsorção para este dia. É notório o facto de a radiação solar ser muito intensa, correspondendo a um dia de céu limpo, e a temperatura ambiente chegar quase aos 40°C. A placa coletora do adsorção atingiu os 100°C, e o adsorvente ultrapassou os 80°C. A temperatura no evaporador deixou de estar a 0°C às 19:00h e passou a subir lentamente, atingindo os 5.9°C antes de ser trocada a carga de 4 garrafas de água a refrigerar. Isto aconteceu quando foi introduzida a água condensada no evaporador, por a quantidade de gelo ser

insuficiente para manter a temperatura nos 0°C. Quando as garrafas de água à temperatura ambiente foram introduzidas, a temperatura do evaporador subiu ligeiramente mas voltou logo a descer porque entretanto começou a fase de adsorção.

A radiação total diária numa superfície horizontal totalizou 20262.4 kJ/m², enquanto que no plano do coletor a radiação {estimada pelo modelo HDKR [Duffie e Beckman (2006)]} foi de 24418.2 kJ/m². A água condensada no ciclo foi de 0.63 litros. O COP do ciclo, calculado pela Equação (3.1), é de 0.061.

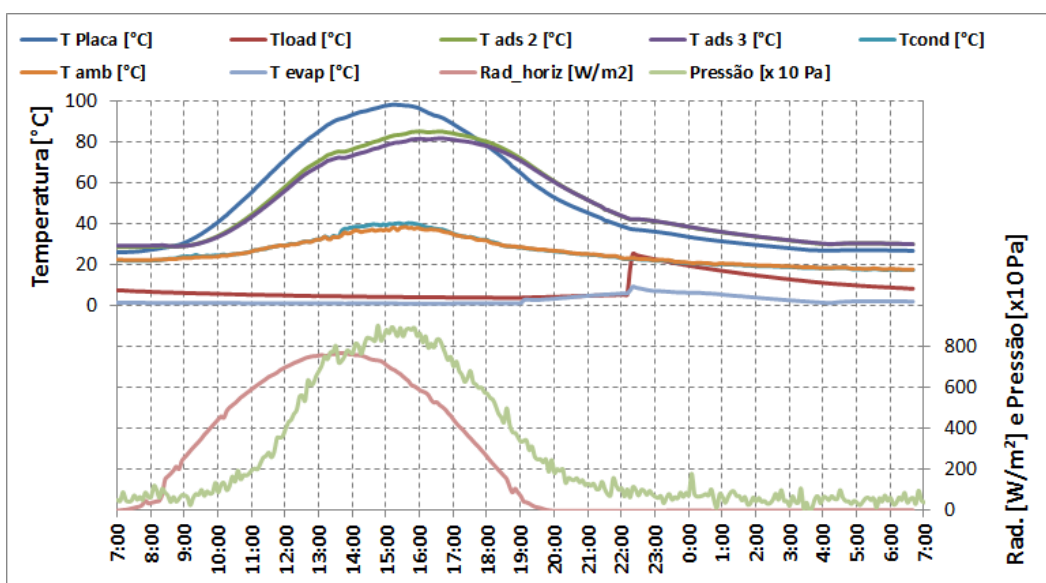


Figura 3.10 – Temperaturas, pressão e radiação solar medidos durante o ciclo do dia 14-09-2011.

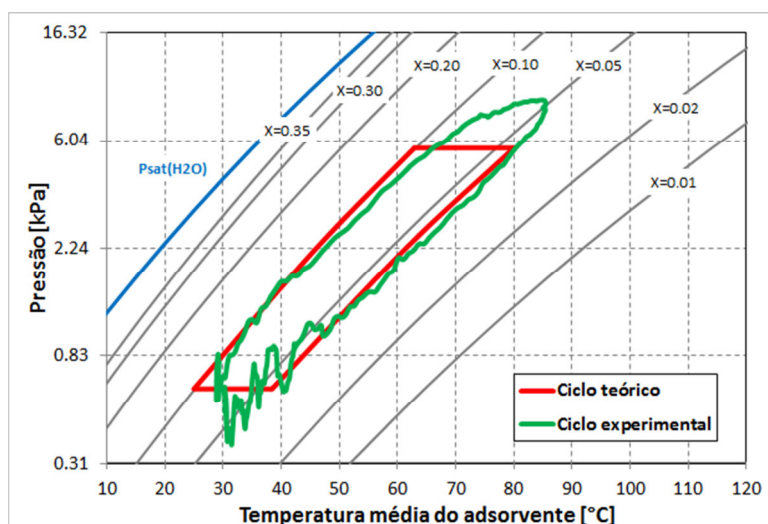


Figura 3.11 – Ciclo do dia 14-09-2011 (a verde) e ciclo teórico (a vermelho) no gráfico T – Ln P.

Capítulo 3

O calor retirado ao evaporador, Q_{evap} , foi calculado para determinar o COP solar do ciclo, e o seu valor é de 1490.0 kJ. O calor que atravessa a parede da caixa frigorífica Q_{parede} pode ser estimado usando o parâmetro U já calculado anteriormente. Assim,

$$Q_{parede} = 0.282 \times (6 \times 0.5^2) \times 25.88 \times (24 \times 3600) = 945.8 \text{ kJ} \quad (3.7)$$

Tal como efetuado para o dia 11-09-2013, a este valor soma-se o calor que atravessa as paredes através das pontes térmicas lineares, localizadas nas arestas e nos vértices da caixa frigorífica, resultando num ganho total de 1132.0 kJ.

A energia térmica introduzida pela carga a refrigerar, Q_{carga} , é calculada do seguinte modo:

$$Q_{carga} = m_{carga} \times c_{H_2O} \times \Delta T = 6 \times 4.18 \times (25.54 - 4.0) = 540.2 \text{ kJ} \quad (3.8)$$

Com estes valores determina-se que ΔE_{ciclo} é +181.2 kJ. Tal como no caso anterior, a capacidade de arrefecimento não foi suficiente para contrabalançar as perdas. Foi efetuado um teste para determinar a possibilidade de ainda existir uma deficiência no funcionamento, tendo sido diagnosticado apenas que a pressão durante a dessorção excedia largamente a pressão de condensação, pelo que seria possível existirem vapores estranhos ao funcionamento e que estariam a dificultar o normal funcionamento da instalação.

3.7 Análise da variação dos ciclos com as condições meteorológicas

A Figura 3.12 apresenta a variação das temperaturas do frigorífico solar e do ar ambiente, bem como a radiação solar no plano horizontal, medida com o piranómetro, para quatro dias consecutivos, sendo também visíveis no gráfico os dias em que foi introduzida a carga a refrigerar. São apresentados, também, os principais valores do coeficiente de desempenho. Ao longo dos quatro dias a temperatura ambiente máxima foi subindo gradualmente de dia para dia, e a radiação solar também aumentou do primeiro dia para o segundo, mantendo-se depois sempre elevada. No entanto, o COP solar apresenta uma variação mais aleatória, o que indica que haverá outros fatores para além do clima a influenciar o desempenho do frigorífico solar e que serão investigados na secção seguinte. Outro aspeto interessante é o facto de a temperatura

do evaporador não se manter aproximadamente constante nos 0°C, apresentando por vezes uma subida de aproximadamente linear, o que indica que todo o gelo de reserva terá desaparecido e a temperatura da água líquida aumenta até começar a ser produzido o arrefecimento seguinte. Isto confirma os cálculos da secção anterior, em que se determinou que nos dias em que houve introdução da carga a refrigerar pode acontecer uma variação positiva da energia térmica da caixa frigorífica, podendo ocorrer consumo do gelo acumulado dos dias anteriores em vez de ser produzido gelo adicional.

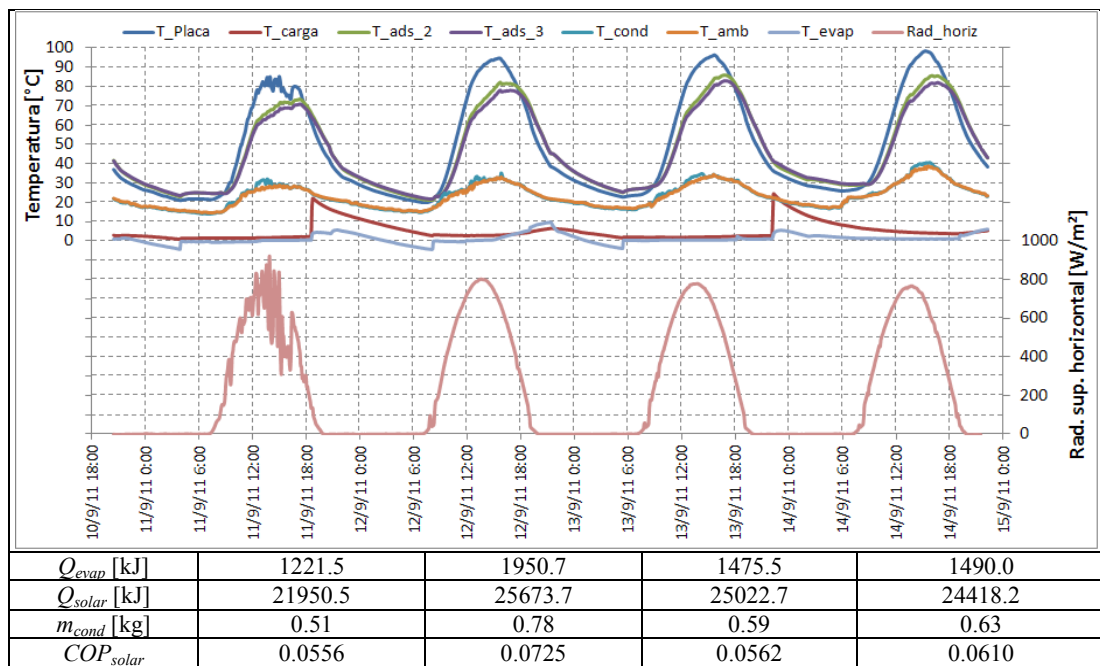


Figura 3.12 – Análise da variação dos ciclos de adsorção ao longo de 4 dias consecutivos.

3.8 Problemas detetados no funcionamento e soluções propostas

A análise dos resultados experimentais demonstra um sucesso relativo com a última versão do protótipo do frigorífico solar. Por um lado obteve-se um funcionamento razoável, conseguindo refrigerar uma carga diária de 6 kg de água, mas por outro os valores do coeficiente de desempenho revelaram-se um pouco mais baixos que o previsto a partir da análise teórica. Tinha sido previsto um COP solar médio de 0.12, mas apenas foi atingido um valor máximo de 0.07, ou seja, pouco mais de metade do valor esperado. Por esta razão foi feita uma análise de deficiências de funcionamento do frigorífico solar.

Já eram conhecidos os problemas com os vedantes poliméricos desde os testes do primeiro protótipo. Resta confirmar se a pressão no interior do frigorífico solar acompanha a pressão de

saturação do vapor de água à temperatura do condensador, ou se pelo contrário tende a assumir valores mais elevados. Podemos usar os resultados do dia 14-09-2011 e fazer esta comparação. A pressão máxima atingida no interior do sistema é de 9047.7 Pa. A temperatura de condensação máxima é de 40.62°C, a que corresponde uma pressão de saturação do vapor de água de 7642.0 Pa. A diferença é de 1405.7 Pa, o que indica uma variação de 18.4%, e sendo a incerteza máxima expectável de 7% significa que os problemas com vapores no interior do sistema não ficaram definitivamente resolvidos, apesar de se ter melhorado bastante.

Outra questão que surgiu da análise dos dados é o facto de a pressão durante a vaporização descer muito abaixo dos 610 Pa, que é a pressão do ponto triplo da água. Apesar de a incerteza na medição da pressão ser elevada para pressões baixas, o que impossibilita conhecer o valor correto da pressão durante a fase em que ocorre a vaporização, fica a impressão de existir uma resistência à vaporização da água contida no evaporador. Isso pode acontecer devido a diversos fatores: uma válvula de secção reduzida que estrangula o caudal de vapor a baixa pressão, uma área de superfície livre demasiado pequena, ou até a formação de uma superfície livre completamente gelada. Finalmente, a quantidade de água condensada não corresponde à variação do teor de água no gráfico $\ln P - T$, tendo sido obtido apenas cerca de metade do valor de condensado que corresponde ao ciclo teórico.

Para comprovar se efetivamente o funcionamento do frigorífico solar estava a ser afetado por estes problemas foi desenvolvida uma técnica de diagnóstico muito simples, e que consiste em tapar o coletor dia sim, dia não, de modo a que o ciclo passe a 48 horas, e a vaporização passe a demorar quase dois dias, de forma a dar tempo suficiente para ocorrer na totalidade. Se existir um aumento notório da água condensada, isso comprova que existem fatores a dificultar o funcionamento do ciclo.

A Figura 3.13 apresenta os resultados com ciclos de 48 horas, deixando o coletor no segundo dia tapado para maximizar a adsorção, esperando-se assim obter um máximo de água condensada, e um limite para o desempenho do ciclo. É possível notar uma melhoria no COP solar, ainda que não muito expressiva.

Após a verificação de que havia possibilidades de melhorar o ciclo, foi efetuada uma tentativa de melhorar o funcionamento do frigorífico solar, com ciclos normais de 24 horas. Na impossibilidade de alterar a superfície livre de vaporização, ou as tubagens, tentou-se melhorar o nível de vácuo retirando os vapores estranhos ao sistema com uma bomba de vácuo de maior potência que a anteriormente utilizada. Foi estudado novamente o funcionamento e, desta vez, como mostra a Figura 3.14, o frigorífico solar tem capacidade de refrigerar a carga de 6 kg de água, introduzida todos os dias, sem que haja uma subida da temperatura no evaporador que

indique que todo o gelo armazenado tenha sido consumido. No entanto, o *COP* solar pouco melhorou relativamente aos primeiros ensaios.

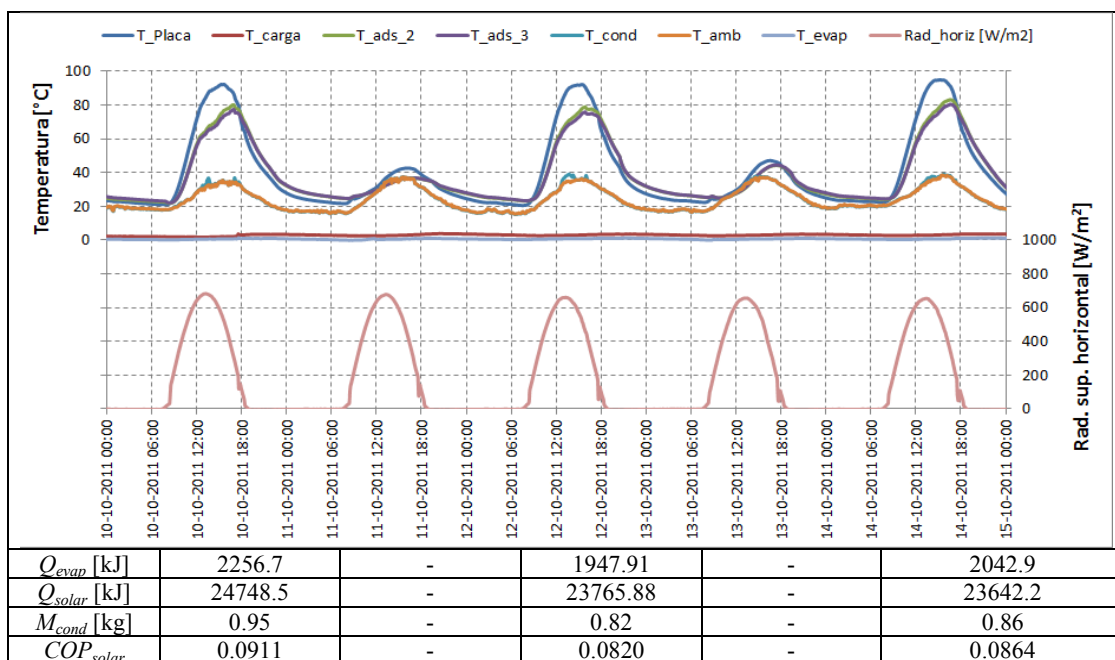


Figura 3.13 – Medições no frigorífico solar com ciclos de 48 horas. Num dia o coletor está exposto ao sol, no dia seguinte fica tapado para que ocorra a máxima adsorção. Não foi trocada a carga a refrigerar.

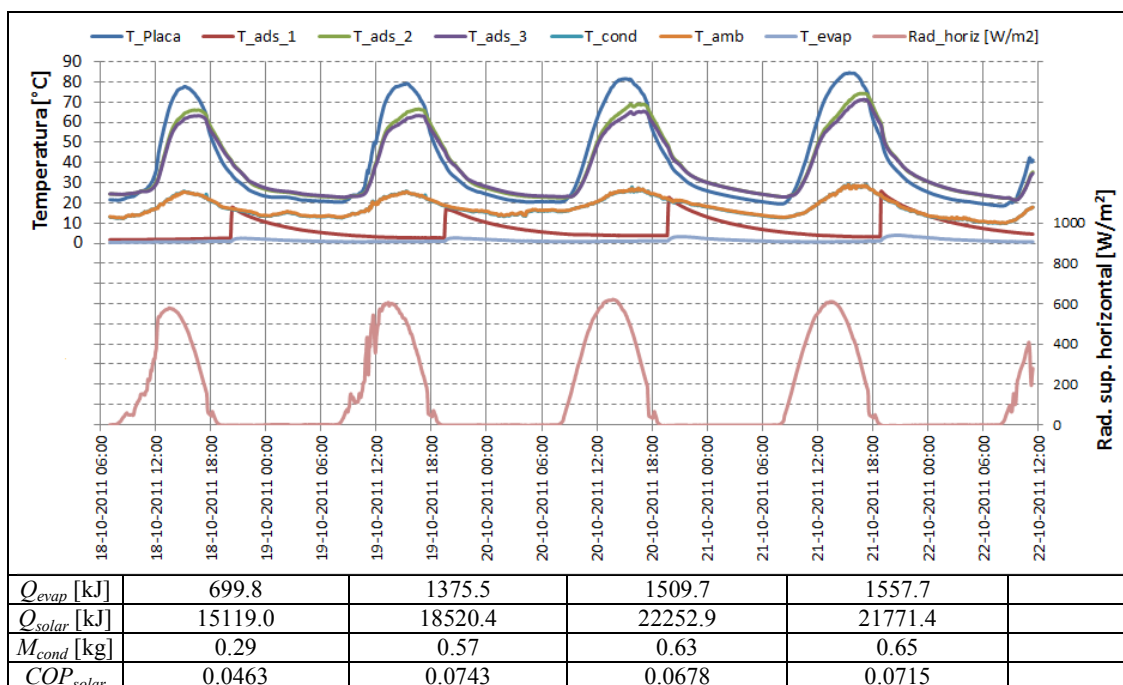


Figura 3.14 – Resultados das medições no frigorífico solar após usar a bomba de vácuo mais potente.

Capítulo 3

Repetindo o balanço de energia na caixa frigorífica para o ciclo que começa em 20-10-2012, o calor que atravessa as paredes planas da caixa frigorífica, Q_{parede} , é de 720.0 kJ, totalizando 861 kJ ao incluir o efeito das pontes térmicas lineares. A energia térmica introduzida pela carga a refrigerar, Q_{carga} , é de 475.1 kJ.

Como o valor de Q_{evap} é de 1509.7 kJ, determina-se que ΔE_{ciclo} é -172.2 kJ, o que indica que, desta vez, o frigorífico solar não só conseguiu arrefecer a carga de 6 kg de água em cerca de 20°C, como ainda foi acrescentado algum gelo à reserva de gelo no evaporador. Conclui-se também que com este protótipo esta carga a refrigerar representa, aproximadamente, a capacidade frigorífica máxima que o frigorífico solar pode fornecer.

Para melhorar o funcionamento do frigorífico solar devem ser estudadas novas medidas de melhoria. Para além da melhoria no nível de vácuo, foi compilado um conjunto adicional de medidas que podem ser implementadas para aumentar o coeficiente de desempenho do frigorífico solar:

- Retirar o vidro ou providenciar a ventilação da placa do adsorção durante a noite para um maior arrefecimento do adsorção durante a noite, o que fará diminuir a temperatura de adsorção, aumentando a quantidade de água adsorvida.
- Revestir a placa adsorção do coletor com uma pintura seletiva apropriada para coletores solares, de modo a aumentar a temperatura de dessorção, o que faz com que aumente a quantidade de água condensada.
- Melhorar o isolamento térmico do coletor para aumentar a temperatura de dessorção. Esta medida também contribui para aumentar a quantidade de água condensada.
- Melhorar o isolamento térmico da caixa frigorífica, aumentando a espessura do isolamento ou usando por exemplo painéis de vácuo.
- Aumentar o diâmetro das tubagens e válvulas. Diminui a resistência à passagem do vapor, especialmente na fase de adsorção, quando a pressão é mais baixa, esperando-se um aumento da quantidade de água condensada.
- Aumentar a superfície do evaporador, usando, por exemplo, dois evaporadores sobrepostos ligados por um tubo, dentro da caixa frigorífica. Quando o primeiro atinge determinado nível de água, o resto da água condensada flui para o segundo evaporador. Ambos evaporam água em simultâneo, o que facilita a adsorção e aumenta a quantidade de água condensada.
- Testar a sílica-gel numa instalação para determinar as curvas de adsorção, de modo a verificar se a sílica-gel está em boas condições, e se é a mais apropriada. Neste caso

pode ser necessário trocar a sílica-gel, caso a capacidade de adsorção esteja abaixo do normal.

- Substituir ou eliminar qualquer material que possa libertar compostos voláteis para o interior do sistema, como vedantes à base de materiais poliméricos, colas, mas também gorduras, óleos ou quaisquer impurezas estranhas ao sistema. Pretende-se, assim, melhorar a condensação, diminuindo a pressão no interior do sistema, o que aumenta a quantidade de água condensada.
- Estudar a melhor orientação do coletor do frigorífico solar, bem como a inclinação mais adequada. Pode ser interessante orientar o azimute do coletor ligeiramente para poente de modo a captar mais radiação solar no período em que a temperatura do ar é mais elevada, na tentativa de prolongar um pouco mais a fase de dessorção e obter uma melhor regeneração da sílica-gel.
- Estudar o aumento da quantidade de sílica-gel, aumentando a espessura da sua camada no adsorção.
- Estudar a influência do número de alhetas de reforço do adsorção no desempenho da instalação.

Devido, por um lado, à falta de recursos e, por outro, à indisponibilidade de tempo, não foi possível proceder às alterações conducentes à melhoria do desempenho do protótipo construído. Quase todas as medidas de melhoria tendem a aumentar a quantidade de água adsorvida e condensada em cada ciclo, contribuindo assim para melhorar a capacidade de arrefecimento e aumentar o valor do COP_{solar} .

3.9 Conclusões

Os resultados experimentais obtidos com o protótipo de frigorífico solar construído e ensaiado mostram que é possível refrigerar uma carga diária de 6 kg de água e manter a sua temperatura próxima de 0°C desde que as condições meteorológicas sejam favoráveis, ainda que com um coeficiente de performance relativamente baixo. Mesmo com um dia de céu nublado entre dois dias de céu limpo, o frigorífico solar pode funcionar satisfatoriamente.

O desempenho obtido está de acordo com os valores médios que constam da literatura, nomeadamente um COP entre 0.06 a 0.12, embora tenham ficado por implementar algumas medidas de melhoria. Com essas medidas de melhoria seria de esperar um aumento do COP de

Capítulo 3

valores próximos de 0.07 e 0.08 para valores mais próximos de 0.12, que foi o valor previsto na análise teórica.

Não tendo sido possível implementar as medidas de melhoria propostas na instalação experimental, vai ser descrito, no final do capítulo seguinte, um estudo efetuado com recurso a simulação computacional onde pode ser testado o efeito de algumas destas medidas, bem como a influência de diversos parâmetros no desempenho do frigorífico solar. Será então proposta a construção de um protótipo otimizado, e previsto o seu coeficiente de desempenho.

Capítulo 4:

Modelação computacional

4.1 Introdução

Após testar com sucesso o protótipo de frigorífico solar em condições ambientais de final de verão e princípio de outono, em Coimbra, ficaram em aberto diversas questões relativas ao desempenho conseguido, relativamente modesto, tendo sido formuladas algumas medidas de melhoria. Não se afigura fácil testar experimentalmente todas as possibilidades, tanto em termos temporais, como em termos de materiais necessários, optando-se por tirar partido da modelação computacional dos fenómenos físicos em análise.

Assim, a modelação numérica tem por objetivo obter, com uma aproximação tão boa quanto possível, uma estimativa do funcionamento do frigorífico solar através das equações que representam as trocas de energia e de massa no sistema. Pretende-se construir um modelo matemático a partir de um modelo físico simplificado que segue o ciclo teórico sujeito às condições ambientais reais, de forma a calcular os valores das variáveis (temperaturas, pressões, teor de adsorvato, etc) e das trocas de energia com o exterior em cada instante, para as condições que se pretendem estudar. Este estudo computacional permite, por um lado, prever a capacidade do equipamento em termos de produção de frio, e por outro, estudar o efeito de alterações ao sistema sobre o seu desempenho, sem os custos adicionais de ter de construir e ensaiar novos protótipos.

Pretende-se, no final deste capítulo, reunir um conhecimento pormenorizado dos fatores que influenciam o desempenho do frigorífico solar, o que permitirá conceber protótipos futuros com o máximo aproveitamento do potencial facultado pela energia solar disponível.

4.2 Estrutura do programa de simulação

O programa de simulação pretende reproduzir o ciclo de funcionamento do frigorífico solar por adsorção conhecendo à partida os valores horários de duas variáveis ambientais (temperatura do ar e irradiância solar numa superfície horizontal), que podem ser obtidas a partir de ficheiros de dados meteorológicos (disponíveis apenas para algumas localizações) ou através de medições no local onde se pretende simular o funcionamento. A partir destes dados, o programa simula o comportamento dos vários componentes ao longo de um ciclo de 24 horas, de forma sequencial, em intervalos de tempo constantes e que podem ser configurados de 10 a 300 segundos, e em que os resultados de um instante são os valores iniciais do instante seguinte.

O programa determina primeiramente, para cada nível de tempo, a radiação total (direta + difusa + refletida) no plano do adsorção e afeta o respetivo valor pelo coeficiente de transmissão do vidro, tendo em conta o ângulo de incidência, de modo a determinar a potência útil da radiação recebida. Em seguida é efetuado um balanço energético à placa coletora do adsorção, tendo em conta a radiação solar recebida e as perdas de calor para o ambiente, de forma a determinar o fluxo de calor na superfície superior do adsorção (condição de fronteira). No cálculo das temperaturas e concentrações no adsorção considera-se um domínio de cálculo bidimensional simplificado, com as dimensões de meia célula, em que na face superior se conhece o fluxo de calor, e nas faces laterais se considera que o fluxo de calor é nulo devido a condições de simetria. O programa resolve iterativamente a equação de conservação da energia, de modo a determinar a distribuição de temperatura no domínio de cálculo. O teor de água na sílica-gel é calculado com recurso ao modelo de cinética de primeira ordem, conhecido por modelo LDF.

Para efetuar o seguimento do ciclo de adsorção considera-se que a pressão é uniforme em todo o interior do sistema (variando apenas no tempo), e são consideradas no cálculo da pressão as propriedades médias no adsorção (temperatura média do leito de adsorvente e teor de água médio na sílica-gel). O cálculo da pressão é efetuado do seguinte modo: primeiro determinam-se os limites inferior e superior para a pressão, estabelecidos, respetivamente, pelas pressões de vaporização e de condensação, para o instante de tempo atual. Seguidamente compara-se o valor das pressões de condensação e de vaporização com o calculado pela equação de Clausius-

Clapeyron, usando a pressão e a temperatura média do adsorvente na iteração anterior, e a temperatura média do adsorvente na iteração atual. Quatro situações podem ocorrer:

1. Se o valor calculado for superior à pressão de condensação, então o sistema está na fase de dessorção (regeneração do adsorvente) e condensação do vapor a pressão constante. A pressão no sistema passa a ser a pressão de condensação e é calculado o novo teor de água na sílica-gel em cada ponto.
2. Se o valor calculado for inferior à pressão de vaporização, está a ocorrer adsorção e vaporização de água a pressão constante (no evaporador). A pressão passa a ser a pressão de vaporização e é atualizado o valor do teor de água na sílica-gel em cada ponto.
3. Se o valor calculado se situar entre a pressão de vaporização e de condensação, e estiver a ser fornecido calor ao adsorção, o sistema está na fase de aquecimento a concentração constante.
4. Se o valor calculado se situar entre as pressões de vaporização e de condensação, e o adsorção estiver a perder calor para o ambiente, o sistema está na fase de arrefecimento a concentração constante.

Segundo o modelo, o sistema é livre de não executar as fases pela ordem normal; por exemplo, se alguma nebulosidade temporária provocar um arrefecimento do adsorvente a meio da fase de dessorção (ou seja, o ciclo passa para a fase de arrefecimento a meio da fase de dessorção), o modelo do frigorífico solar permite que o ciclo volte à fase de dessorção minutos após regressarem novamente condições de céu limpo (situação comum na prática, com tempo pouco nebulado).

As trocas de energia no evaporador e no condensador são introduzidas nos cálculos relativos a cada ciclo, de modo a simular o comportamento global do sistema e, assim, determinar para um ciclo completo os valores do *COP* solar, a massa de água evaporada ou condensada por ciclo, o calor total absorvido pelo adsorção, e o calor total perdido no condensador ou ganho pelo evaporador. Pode ser introduzida uma carga a refrigerar, tal como foi feito durante as campanhas experimentais com o protótipo ensaiado. A Figura 4.1 apresenta esquematicamente as trocas de energia e de massa consideradas na simulação do ciclo do frigorífico solar, bem como a forma como é efetuado o cálculo da pressão no interior do sistema.

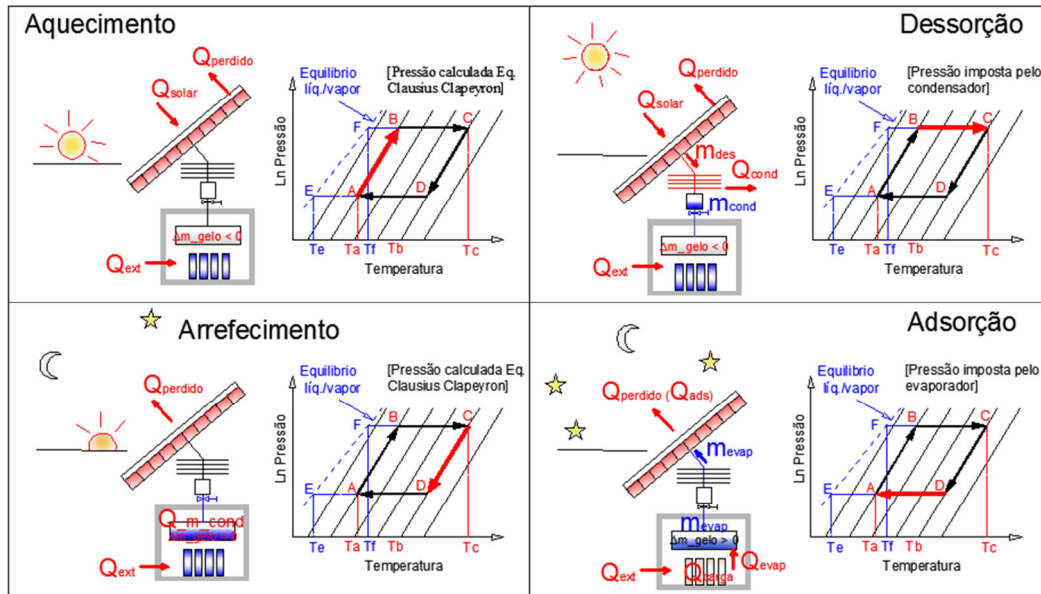


Figura 4.1 – Trocas de energia e de massa consideradas na simulação computacional, e cálculo da pressão no sistema.

O programa envia para ficheiros de dados as variáveis principais do programa em termos dos valores médios (pressão, temperatura e concentração de adsorvato) para todos os níveis de tempo da simulação. São guardados também os valores das trocas de energia, quantidades de gelo, água líquida e água adsorvida em cada instante, bem como o coeficiente de desempenho do ciclo. O programa guarda em memória a distribuição dos valores das temperaturas e dos teores de adsorvato em cada volume de controlo, permitindo no final enviar para ficheiros específicos os dados referentes a instantes de tempo selecionados.

A Figura 4.2 apresenta um fluxograma do programa de simulação. O programa parte de condições de equilíbrio total do adsorvente com a temperatura ambiente, e calcula várias vezes o mesmo ciclo diário até estabilizar as variáveis.

Inicialmente são definidas a geometria e as condições iniciais. Para cada instante na simulação, são primeiro atualizados os valores da temperatura ambiente e da radiação. Em seguida, o programa passa à subrotina de modelação do adsorvente, onde, por sua vez, são chamadas as subrotinas que calculam a radiação solar e o calor útil que chega ao adsorvente, bem como as perdas energéticas para o ambiente, sendo efetuado um ciclo de iterações para resolver a equação de conservação de energia, o que permite atualizar os valores da temperatura do adsorvente e do teor de adsorvato em cada ponto do adsorvente, para esse instante. Seguidamente, o programa passa à subrotina que modela o condensador, onde é calculada a água condensada (se existir), através da diferença entre o teor adsorvido no instante anterior e no atual. O objetivo principal desta subrotina é determinar a temperatura de condensação, que, durante a fase da condensação, pode ser vários graus Celsius superior à temperatura ambiente, o que, por sua vez,

vai influenciar os cálculos da pressão ao estabelecer uma nova pressão de condensação. Seguidamente o programa passa à subrotina que calcula a nova pressão, que irá ser utilizada no intervalo de tempo seguinte e determina a fase do ciclo. Finalmente, o programa passa às subrotinas que calculam as trocas de energia no evaporador e atualizam as massas de água sólida, líquida e adsorvida. No final de cada intervalo de tempo, o programa passa ao instante seguinte caso não se tenha atingido o fim do ciclo (diário) e, no final de cada ciclo, verifica se já foram calculados ciclos suficientes para que as variáveis estabilizassem, parando a execução do programa. O início de um ciclo é determinado pelo instante, após o nascimento do Sol, em que passa a ser fornecido calor à placa do adsorisor. É neste instante que é calculado o desempenho global do ciclo anterior.

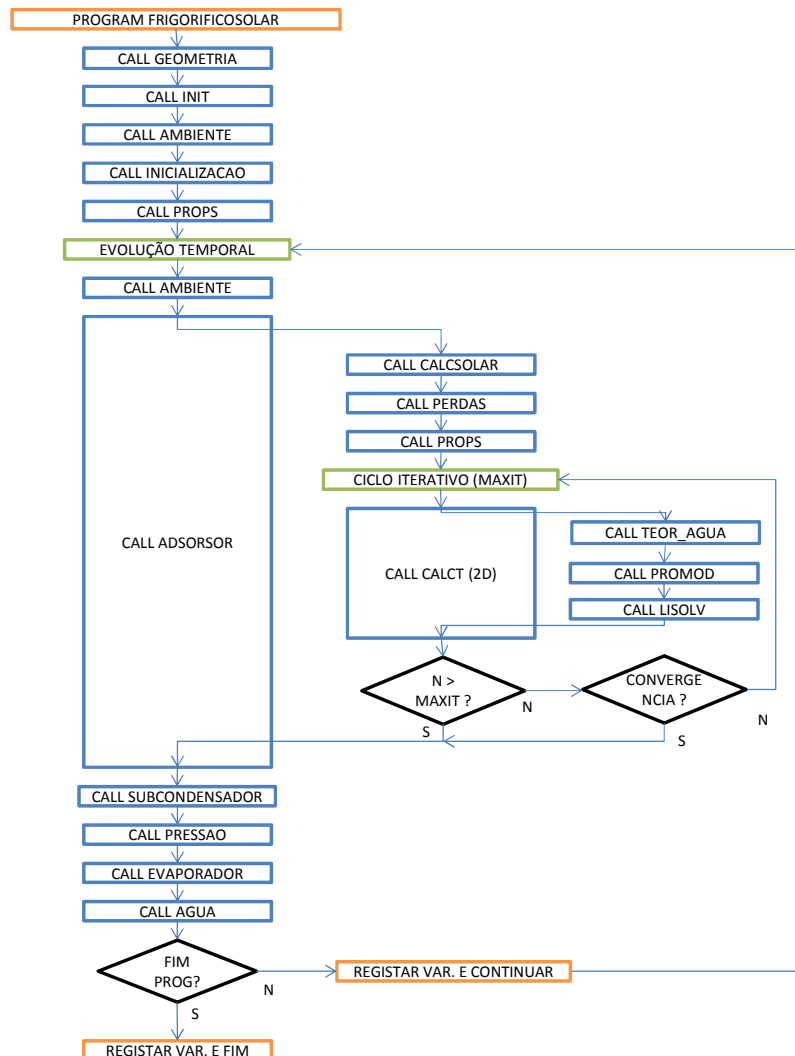


Figura 4.2 – Fluxograma do programa de simulação do frigorífico solar.

4.3 Modelação dos componentes do frigorífico solar

4.3.1 Hipóteses de simplificação do cálculo numérico

No programa de cálculo pressupõe-se que a pressão é uniforme em todo o interior do sistema e, em especial, no leito de adsorvente. Esta simplificação decorre do facto de o ciclo ser muito lento, traduzindo-se por evoluções transientes muito suaves, pelo que se pressupõe que a pressão em qualquer ponto no interior do sistema será sempre muito próxima do valor médio espacial.

Na equação de conservação de energia desprezaram-se as trocas de energia térmica relativas ao vapor que entra ou sai pela fronteira do domínio de cálculo e de cada volume de controlo. Tendo em conta as diferenças de ordem de grandeza entre esta energia térmica e o calor de adsorção, torna-se aceitável a não consideração dos termos adjectivos. Além disso, o escoamento de vapor através do leito de adsorvente é muito pouco intenso e a predominância da transferência de calor por condução impera na equação de conservação de energia térmica.

Considerou-se que o leito de sílica-gel tem propriedades médias uniformes em toda a sua extensão, apesar dos espaços vazios no seu interior, porque apenas interessa ter uma visão macroscópica da distribuição de temperatura no leito de sílica-gel.

São desprezadas as perdas de carga nas tubagens, mais uma vez por se considerar que o sistema está sempre muito próximo do equilíbrio e a pressão é aproximadamente constante em todo o interior do sistema.

As trocas de energia no condensador e no evaporador são simplificadas, considerando-se propriedades médias e uniformes nos componentes. Assim, considera-se que a temperatura no condensador e no evaporador só varia com o tempo.

4.3.2 Cálculo do fluxo de calor na superfície do adsorisor

O fluxo de calor na superfície coletora do adsorisor pode ser positivo ou negativo, consoante a radiação solar recebida pelo coletor é maior ou menor que o calor perdido para o ambiente devido às diferenças de temperatura entre o adsorisor e o ambiente. A potência térmica absorvida ou perdida na superfície coletora resulta de um balanço entre a energia captada pelo coletor solar \dot{Q}_{solar} e as perdas para o ambiente, sendo calculada pela Equação (4.1):

$$\dot{Q}_{util} = A_{col} \left[S - U_L (T_{pm} - T_a) \right] \quad (4.1)$$

em que S é o fluxo de radiação solar [W/m^2] captado pelo coletor (ou seja, após ser contabilizado o efeito das perdas óticas do vidro), A_{col} a área do coletor e U_L o coeficiente global de perdas térmicas. S é determinado com o método indicado no Apêndice A, conhecendo o valor da radiação global numa superfície horizontal (ficheiro de dados meteorológicos), e o coeficiente global de perdas térmicas é calculado da seguinte forma:

$$U_L = U_{top} + U_{bottom} + U_{edge} \quad (4.2)$$

com U_{top} calculado de acordo com uma equação proposta em Duffie e Beckmann (2006):

$$U_{top} = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{T_{pm} - T_{amb}}{N + f} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right)^{-1} + \frac{\sigma (T_{pm} + T_{amb}) (T_{pm}^2 + T_{amb}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.00591 N h_w} + \frac{2N + f - 1 + 0.133 \varepsilon_p - N}{\varepsilon_g}} \quad (4.3)$$

em que N é o número de vidros do coletor, $C = 520(1 - 0.000051\beta^2)$ para uma inclinação β do coletor entre $0^\circ < \beta < 70^\circ$, $e = 0.430(1 - 100/T_{pm})$, ε_g é a emitância do vidro (0.88), ε_p é a emitância da placa, T_{amb} é a temperatura ambiente em [K], T_{pm} é a temperatura média da placa em [K], e h_w é o coeficiente de transferência de calor por convecção devido à ação do vento [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]. U_{bottom} e U_{edge} são calculados do seguinte modo, também segundo Duffie e Beckmann (2006):

$$U_{bottom} = \frac{k}{l} \quad (4.4)$$

$$U_{edge} = \frac{(UA)_{edge}}{A_{col}} \quad (4.5)$$

em que l é a espessura do isolamento da parte inferior do coletor. As perdas pela extremidade lateral geralmente são desprezáveis se o coletor for pouco espesso. Para calcular estas perdas tendo em conta a geometria (devido ao facto de a extremidade lateral ser muito estreita e ter cantos a 90° com o restante coletor), a forma mais simples é referenciá-las à área do coletor A_{col} .

O vidro do coletor é um vidro simples de 5 mm de espessura, não colorido. Foi selecionado como referência para a simulação o vidro genérico branco de 5 mm, cujos valores da transmissividade à radiação solar estão representados na Tabela 4.1, em função do ângulo de incidência (ângulo entre a direção dos raios solares e a perpendicular ao vidro). Os valores da transmissividade solar para este vidro foram retirados do programa Window 5.2¹.

Tabela 4.1 - Transmissividade solar do vidro do coletor em função do ângulo de incidência.

θ [°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
θ [rad]	0	0.174	0.349	0.524	0.698	0.873	1.047	1.222	1.396	1.571
τ_{Solar}	0.771	0.770	0.767	0.761	0.75	0.727	0.680	0.575	0.346	0.000

Estes valores da transmissividade solar podem ser aproximados pela função seguinte:

$$\tau_{Solar} = -0.4049\theta^4 + 0.6532\theta^3 - 0.03738\theta^2 + 0.0528\theta + 0.7707 \quad (4.6)$$

em que θ [rad] é o valor do ângulo de incidência da radiação solar com a normal da superfície do vidro. ($\theta = 0$ significa que a radiação solar incide perpendicularmente ao vidro).

4.3.3 Cálculo da temperatura do adsorvente

O adsorvente está contido numa caixa fechada de aço inox, que está dividida em 10 “células” iguais, separadas por alhetas de alumínio, cada uma com 1000 mm de comprimento, 100 mm de largura e 70 mm de altura, nas quais a sílica gel forma uma camada de apenas cerca de 40 mm de altura, em contacto com a placa coletora, como mostra a Figura 4.3 (a).

¹ WINDOW 5.2 é um programa desenvolvido e disponibilizado livremente sem custos pelo Lawrence Berkeley National Laboratory, um Laboratório Nacional do Departamento de Energia dos Estados Unidos, administrado pela Universidade da Califórnia. O programa permite calcular os coeficientes de transmissão térmica de envidraçados (valores de U, transmissividade solar, transmissividade visível, permitindo calcular também o efeito de sombreamentos).

Devido a condições particulares de simetria, apenas é necessário considerar meia célula para calcular a distribuição da temperatura (v.d. Figura 4.3 (b)), podendo considerar-se um domínio bidimensional com uma dimensão unitária segundo Z . O domínio de cálculo (bidimensional) tem 50 mm de largura por 42 mm de altura, sendo constituído por 3 zonas com propriedades diferentes. Na parte superior existe uma chapa de aço inox de 2 mm de espessura, na parte esquerda está a alheta de alumínio, também de 2 mm de espessura. A restante parte é preenchida por grânulos de sílica-gel. Na simulação, o domínio de cálculo foi dividido em pequenos volumes de controlo, com 25 nodos segundo a horizontal, 20 nodos segundo a vertical, e malha de espaçamento uniforme. Os nodos exteriores ao domínio de cálculo servem para estabelecer as condições de fronteira. Foi usado um intervalo de tempo constante, de 1 minuto, em todas as simulações.

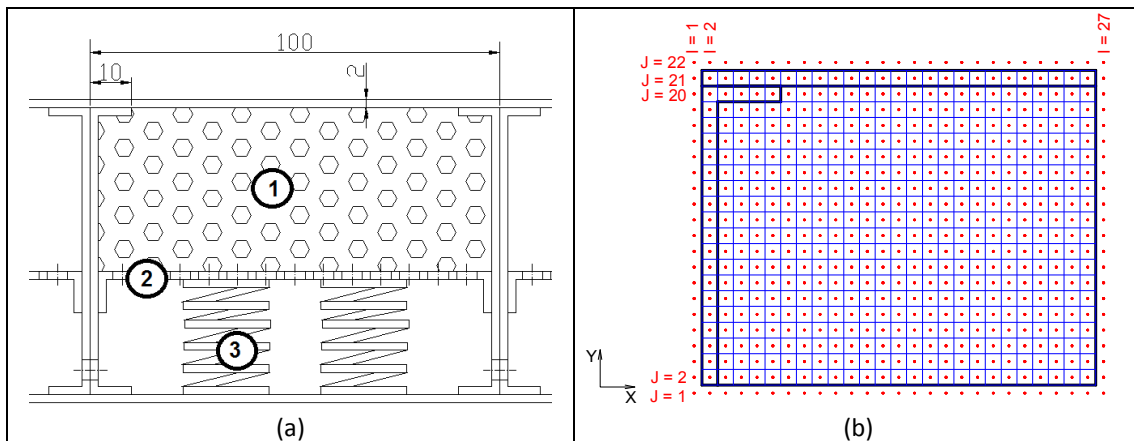


Figura 4.3 – (a) Pormenor de uma célula: sílica-gel (1), chapa perfurada para manter sílica-gel fixa (2), e molas (3). Dimensões em [mm]. (b) Método de distribuição dos volumes de controlo e respetivos nodos.

A determinação das distribuições espaciais da temperatura no meio adsorvente e da sua evolução temporal baseia-se na resolução da equação de conservação de energia, em que a temperatura já aparece como a variável dependente, e as propriedades foram consideradas constantes e iguais aos valores médios dentro do possível intervalo de variação. Considerando um domínio bidimensional, a equação de conservação de energia adota a forma seguinte:

$$(\rho \cdot c_p) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + (1 - \varepsilon) \rho_{silica\ gel} \Delta h_{ads} \frac{dX}{dt} \quad (4.7)$$

em que

$$(\rho \cdot c_p) = \varepsilon \rho_{\text{vapor}} c_{p,\text{vapor}} + (1 - \varepsilon)(\rho_{\text{silica gel}} c_{p,\text{silica gel}} + X \rho_{\text{silica gel}} c_{p,\text{adsorvato}}) \quad (4.8)$$

Importa distinguir esta massa volúmica da sílica-gel da massa volúmica aparente da camada de sílica-gel, que resulta dos espaços vazios entre os grãos de sílica-gel. No cálculo do valor médio da condutibilidade térmica foi considerada uma ponderação tendo em conta o volume da fase adsorvida e o volume da sílica-gel:

$$k = \varepsilon \cdot k_{\text{vapor}} + (1 - \varepsilon)k_{\text{silica,humida}} \quad (4.9)$$

em que ε representa a porosidade do leito de sílica-gel e a condutibilidade média do leito de sílica húmida é determinada como a ponderação pelo volume da condutibilidade da fase sólida e da fase adsorvida.

Para calcular o termo dX/dt de forma simplificada pode usar-se o modelo de cinética de adsorção de primeira ordem, conhecido por modelo LDF:

$$\frac{dX}{dt} = \frac{15 \times D_e}{R_p^2} [X_{eq} - X(t)] \quad (4.10)$$

em que $X(t)$ representa o valor atual do teor de água adsorvida e X_{eq} é o valor para o qual tende a concentração, para a pressão e temperatura atuais. Os coeficientes da equação são os seguintes: D_e é a difusividade efetiva, que pode ser determinada por $D_e = D_{s0} e^{-E_a/(RT)}$, R_p é o raio médio das partículas de adsorvente (diferente do raio dos grãos de adsorvente, que são, eles próprios, um aglomerado de partículas), D_{s0} é a difusividade superficial e E_a é uma energia de ativação da difusão superficial. Estes parâmetros do modelo LDF adquirem os valores da Tabela 4.2 (Chua *et al.*, 1999):

Tabela 4.2 – Coeficientes do modelo LDF para a adsorção do vapor de água na sílica-gel do tipo A (Chua *et al.*, 1999).

D_{s0} [m ² /s]	2.54×10^{-4}
E_a [J/mol]	4.2×10^4
R [J/(mol · K)]	8.314
R_p [m]	7.1×10^{-4}

O teor de água adsorvida em equilíbrio na sílica-gel do tipo A é calculado através da Equação de Toth [Wang *et al.* (2004)], em que ΔH_{ads} representa a entalpia de adsorção para um teor de adsorvato igual a zero:

$$X_{eq} = \frac{K_0 \cdot \exp[\Delta H_{ads}/(R'T)] \cdot P}{\{1 + [K_0/X_m \cdot \exp(\Delta H_{ads}/(R'T))] \cdot P\}^{1/t}} \quad (4.11)$$

com os seguintes coeficientes definidos na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Coeficientes da Equação de Toth para o equilíbrio de adsorção do vapor de água na sílica-gel do tipo A.

K_0 [kg/(kg·kPa)]	$(4.65 \pm 0.9) \times 10^{-10}$
ΔH_{ads} [kJ/kg]	$(2.71 \pm 0.1) \times 10^3$
X_m [kg/kg]	0.4
t	10
R' [kJ/(kg·K)]	0.461889

A concentração atual X_2 é calculada em cada nova iteração a partir da integração da Equação (4.10), sabendo o teor de água no instante anterior X_1 e o teor de água em equilíbrio para as condições do instante de tempo atual, também calculado em cada nova iteração:

$$X_2 = X_{eq} - (X_{eq} - X_1) \cdot e^{-15 \frac{D_{s0}}{R_p^2} e^{-E_a/(RT)} (t_2 - t_1)} \quad (4.12)$$

A entalpia de adsorção Δh_{ads} foi determinada no Capítulo 2, a partir das curvas de equilíbrio da Equação de Toth e usando a Equação de Clausius Clapeyron. A entalpia de adsorção calculada com a equação de Toth, para os teores de água na sílica-gel durante o funcionamento do ciclo do frigorífico solar, pode ser considerada constante, por a sua variação ser ínfima. Os valores médios da entalpia de adsorção nas fases de adsorção e dessorção encontram-se, para o par sílica-gel do tipo A e água, na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Valores representativos da entalpia de adsorção do vapor de água na sílica-gel do tipo A.

	Sílica-gel tipo A - água
Adsorção: Δh_{ads} [kJ/kg]	2712.37 (± 0.01)
Dessorção: Δh_{ads} [kJ/kg]	2712.66 (± 0.01)

A resolução da Equação (4.7) requer a discretização do domínio de cálculo, que é dividido em pequenos volumes de controlo, como mostra a Figura 4.3 (b), aplicando-se o método dos volumes finitos numa formulação implícita para efetuar a sua integração numérica, tal como descrito em Patankar (1980).

Para cada volume de controlo genérico (representado pelo nodo P) do interior do domínio, resulta, pois, uma equação de discretização do tipo:

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (4.13)$$

em que ϕ é a variável que se pretende determinar (neste caso a temperatura), os coeficientes a_E , a_W , a_N , a_S , que resultam da integração da equação de conservação de energia para o respetivo volume de controlo representam as condutâncias térmicas entre o nodo P e os quatro nodos vizinhos na malha numérica. Por seu turno, o coeficiente a_p é função dos restantes e do coeficiente a_p^0 do termo transiente. Assim:

$$a_E = \frac{k_e \Delta y}{(\delta x)_e}, a_W = \frac{k_w \Delta y}{(\delta x)_w}, a_N = \frac{k_n \Delta x}{(\delta y)_n}, a_S = \frac{k_s \Delta x}{(\delta y)_s}, a_p^0 = \frac{\rho c_p \Delta x \Delta y}{\Delta t},$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_p^0 - S_p \Delta x \Delta y, b = S_C \Delta x \Delta y + a_p^0 T_p^0$$

em que S_C e S_p são os termos que resultam da linearização do termo fonte da Equação (4.7). O sistema de equações assim obtido é resolvido através de um algoritmo de resolução linha-a-linha, sendo os valores nodais de ϕ atualizados iterativamente até à convergência.

Na realidade, o programa resolve o sistema de equações de discretização através de uma sub-rotina de cálculo específica, apenas para calcular as temperaturas nos nodos, uma vez que o teor de água adsorvida é determinado diretamente através do modelo LDF, para cada volume de

controlo, a partir do valor da pressão (uniforme em cada instante) e da temperatura em cada nodo.

De especial importância para o sucesso e o bom comportamento do método numérico empregue é a integração do termo fonte da equação (4.7), pois a convergência do método de cálculo pode depender fortemente do método utilizado. O termo fonte da Equação (4.7), depende da temperatura, uma vez que a concentração de equilíbrio e a difusividade efetiva no instante atual dependem da temperatura. No entanto, não é possível tirar partido da linearização do termo fonte, pelo que todo o termo fonte tem de ser incorporado no termo independente b da equação de discretização. A obtenção da convergência passará então por uma forte sub-relaxação do termo fonte com o correspondente custo de um número elevado de iterações em cada nível de tempo.

4.3.4 Condições iniciais e de fronteira do problema

Para resolver as equações de conservação é necessário especificar as condições de fronteira nos limites do domínio de cálculo, bem como as condições iniciais. No instante inicial, o sistema parte do equilíbrio, i.e. admite-se que o adsorção está em equilíbrio térmico com o ambiente envolvente e que o teor de água na sílica-gel é igual ao valor obtido com a equação de equilíbrio. Em cada salto no tempo, as condições iniciais são simplesmente as condições finais do instante anterior. O programa de cálculo repete a simulação para o mesmo dia várias vezes (com as mesmas condições ambientais), até que todas as variáveis características do ciclo (COP , massa de água condensada, etc) estabilizem.

Quanto às condições de fronteira do problema, podem considerar-se três casos, de acordo com o esquema da Figura 4.4. Na superfície superior, exposta à radiação solar e às trocas térmicas com o ambiente, pode-se estimar e especificar o fluxo de calor. Nos planos laterais, devido a condições de simetria, considera-se o gradiente de temperatura nulo. Por seu turno, na superfície inferior, permeável ao vapor, consideram-se desprezáveis as trocas de calor, apesar de existir um fluxo advectivo não nulo.

O cálculo do fluxo de calor na fronteira superior é efetuado com recurso à Equação (4.1), em que T_{pm} representa a temperatura média da placa, (atualizada em cada instante pelo valor médio das temperaturas dos nodos coincidentes com a parte do domínio constituída pela placa absorção em aço inox. Como este fluxo de calor depende das próprias temperaturas nodais, podemos aproveitar para introduzir essa dependência na linearização do termo fonte para os nodos da fronteira superior, resultando a equação seguinte:

$$\dot{Q}_{util} = -A_{col}U_L T_{placa} + A_{col}(S + U_L T_{amb}) \quad (4.14)$$

A potência útil será, pois, introduzida como um termo-fonte linearizado nas equações de discretização dos nodos da fronteira superior, tomando:

$$S_C = A_{col}(S + U_L T_{amb}) \quad (4.15)$$

$$S_P = -A_{col}U_L \quad (4.16)$$

Nas fronteiras adiabáticas basta simplesmente cortar a ligação do nodo à fronteira, anulando o coeficiente correspondente (por exemplo, no caso da fronteira Este trata-se de anular o coeficiente a_E).

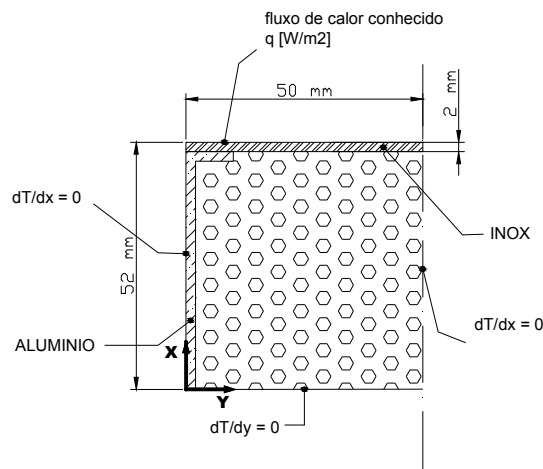


Figura 4.4 – Domínio de cálculo da temperatura e do teor de água no adsorvente, e condições de fronteira para a equação de conservação de energia.

4.3.5 Propriedades termofísicas e resistências térmicas de contacto

As propriedades dos nodos que ficam nas zonas metálicas podem ser atualizadas em cada nível de tempo no programa de cálculo, nomeadamente o calor específico e a massa volúmica. Porém, como as variações das propriedades são muito reduzidas, optou-se por considerar propriedades médias constantes em cada intervalo de tempo, sendo as propriedades calculadas

para uma temperatura média do adsorisor de 50°C. A Tabela 4.5 apresenta os valores das propriedades dos materiais que foram usados na construção do frigorífico solar.

As resistências térmicas de contacto entre o metal e a sílica-gel foram incluídas nos coeficientes da equação de discretização para os nodos nas interfaces metal - sílica-gel. Para o efeito, somaram-se as resistências térmicas entre nodos contíguos no metal e na sílica-gel e adicionou-se a resistência térmica de contacto. Zhu e Wang (2002) efetuaram um estudo experimental sobre a resistência térmica de contacto em adsorsores contendo um adsorvente na forma de grãos esféricos, verificando que a resistência térmica de contato aumenta com o tamanho dos grãos e com a temperatura, mas diminui com o aumento da pressão de contacto. Para uma temperatura de 80°C o valor da resistência térmica de contacto tende para valores entre 2×10^{-3} e $2.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{C/W}$, para os 3 tamanhos dos grãos utilizados nas experiências por aqueles autores.

Tabela 4.5 – Propriedades médias dos materiais empregues na simulação do frigorífico solar, obtidas a partir de Incropera e DeWitt (1996), Çengel e Boles (2007), Wang *et al.* (2004) e Ruivo (2005).

	ρ [kg/m ³]	k [W/(m·K)]	c [J/(kg·K)]
Aço inox (AISI 304)	7900	15.29	485.8
Alumínio (liga 2024-T6)	2770	179.08	886.6
Cortiça natural	120	0.039	1800
Sílica-gel tipo A (prop.s de uma partícula) (Wang <i>et al.</i>, 2004)	1306	0.144	921
Vapor de água	0.083	0.0202	1880
Água no estado líquido (ou adsorvido)	987	0.645	4182

O valor da porosidade do leito de sílica-gel pode ser extraído conhecendo as massas volúmicas da partícula e do leito de sílica-gel, desprezando a massa do vapor de água: $\epsilon = 730 / 1306 = 0.559$.

4.3.6 Critérios de convergência

O processo de resolução das equações de discretização é convergente desde que se garanta o cumprimento de quatro regras básicas, de acordo com Patankar (1980). Para além da garantia da convergência, é essencial estabelecer critérios que garantam que se obteve uma boa solução aproximada, ou seja, após o processo iterativo o valor das variáveis a calcular está satisfatoriamente próximo do valor exato. Devido à subrelaxação torna-se necessário efetuar um número elevado de iterações em cada intervalo de tempo, sendo o máximo escolhido da ordem das 10 000 iterações. Por vezes a convergência é mais rápida, e pode poupar-se tempo de cálculo se existirem critérios de convergência que permitam avançar para o instante seguinte

logo que as variáveis apresentem valores estáveis. Testando o número de iterações até ao limite das 10000 iterações, verificou-se que nalguns casos se obtinha uma estabilização total das variáveis em 100 ou 200 iterações, e noutros a estabilização ocorria só para 7000 iterações. Por esta razão a implementação de critérios de convergência adequados permite poupar imenso tempo de cálculo, sem prejuízo da qualidade da solução obtida.

Uma forma muito usual de estabelecer um critério de convergência é através do cálculo da soma do valor absoluto dos resíduos. O cálculo dos resíduos tem por base o facto de que a equação geral de discretização $a_P\phi_P = a_E\phi_E + a_W\phi_W + a_N\phi_N + a_S\phi_S + b$ ter de ser satisfeita caso a variável ϕ tenha já convergido completamente. Durante o processo iterativo, os dois membros da equação não são iguais, e dão origem a um resíduo R_{es} , que tende para zero à medida que a solução em cada iteração se aproxima da solução numérica, cujo módulo se define por:

$$|a_P\phi_P - (a_E\phi_E + a_W\phi_W + a_N\phi_N + a_S\phi_S + b)| = R_{es} \quad (4.17)$$

Ou, de forma mais resumida,

$$|a_P\phi_P - \sum (a_{nb}\phi_{nb}) - b| = R_{es} \quad (4.18)$$

Para obter um bom compromisso entre o tempo de cálculo e a proximidade da solução iterativa relativamente à solução convergida, convém parar o processo iterativo quando o valor da soma dos módulos dos resíduos R_{es} atinge um valor suficientemente baixo, para o qual a variação iterativa dos valores das variáveis se torna praticamente insignificante. Adicionalmente, pode também ser monitorizada a variação, média e/ou máxima, dos valores das próprias variáveis, entre iterações sucessivas ou entre cada n iterações, estabelecendo um critério de aceitabilidade para se poder passar para o instante seguinte.

No programa elaborado foi implementada a monitorização das variáveis de interesse ao longo do processo de cálculo. A cada conjunto de 50 ciclos iterativos do método numérico é calculada a variação do valor da temperatura e do teor de água adsorvida em todos os nodos. Caso essa variação, em todos os nodos, seja inferior a um valor pré-estabelecido considera-se que as variáveis estão estabilizadas e pode-se passar para o instante seguinte. Usou-se o valor de 10^{-10} para a variação admissível, tanto para a temperatura como para o teor de água adsorvida.

4.3.7 Cálculo da temperatura de condensação

A temperatura de condensação tem uma influência decisiva no modelo de simulação, definindo a pressão no sistema quando ocorre a dessorção da água contida na sílica-gel. No entanto, um cálculo detalhado da temperatura do condensador revela-se uma tarefa muito complicada, pois as propriedades termodinâmicas de interesse (temperatura ambiente, pressão, caudais de água no condensador, entalpias, etc.) variam continuamente no tempo e no espaço. Para conseguir obter um único valor representativo da temperatura de condensação em cada instante é necessário considerar um conjunto de hipóteses simplificadoras do problema:

- Temperatura uniforme no condensador
- O vapor entra no condensador como vapor saturado, sai como líquido saturado. A massa de água condensada, em cada intervalo de tempo, é igual à massa de água desadsorvida.
- O vapor de água pode ser considerado como um gás perfeito
- Só existe vapor de água dentro do condensador, e toda a água condensada escorre para o reservatório de condensados.

De forma simplificada, o condensador pode ser representado por um volume de controlo com uma entrada e uma saída, e que pode trocar energia com o ambiente através da fronteira, sob a forma de calor, como mostra a Figura 4.5:

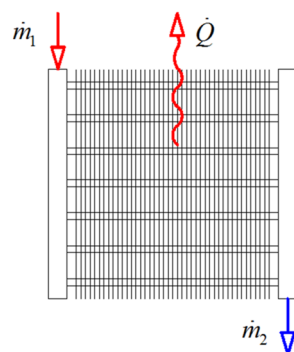


Figura 4.5 – Esquema do condensador, respetivas trocas térmicas e fluxos de massa.

Capítulo 4

A equação da conservação da massa de água no condensador, desprezando a variação da massa de água contida no interior do condensador, adquire a seguinte forma:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{agua,cond}} = \dot{m}_{\text{vapor,des}} \quad (4.19)$$

o que significa que toda a massa de vapor desadsorvido que entra, em cada intervalo de tempo, no condensador é imediatamente condensada e sai, sob a forma de líquido saturado, do condensador para o reservatório de condensados. Aplicando um balanço energético ao condensador, fica:

$$\frac{d(m_{\text{cond}} c_{P,\text{cond}} T_{\text{cond}})}{dt} = -\dot{Q} + \dot{m}_{\text{agua,cond}} L_{\text{cond}} \quad (4.20)$$

Na Equação (4.20) m_{cond} representa a massa do metal do condensador. O primeiro termo do lado direito desta equação pode ser calculado de forma aproximada pela equação seguinte:

$$\dot{Q} = U_{\text{cond}} \cdot A_{\text{cond}} (T_{\text{cond}} - T_{\text{amb}}) \quad (4.21)$$

Considerando um intervalo de tempo suficientemente pequeno na modelação da fase de condensação, e explicitando a temperatura do condensador, fica:

$$T_{\text{cond,final}} = T_{\text{cond,inicial}} + \frac{\left(\dot{m}_{\text{agua,cond}} L_{\text{cond}} \Big|_{T_{\text{cond,inicial}}} - \dot{Q} \right) \cdot \Delta t}{m_{\text{cond}} c_{P,\text{cond}}} \quad (4.22)$$

A temperatura inicial é conhecida, uma vez que corresponde à temperatura calculada no instante de tempo anterior.

4.3.8 Balanço de energia na caixa frigorífica

Na caixa frigorífica existem trocas de energia térmica com o exterior através das paredes, com o evaporador e com a carga a refrigerar. Existem ainda trocas de massa no evaporador,

durante a fase em que ocorre a vaporização e quando é introduzida a água condensada. Considera-se que a temperatura é de 0°C e que existe permanentemente uma reserva de gelo no evaporador. Considera-se que todo o calor adicionado à caixa frigorífica vai ser absorvido pela reserva de gelo. Durante a vaporização é aumentada a quantidade de gelo, enquanto nas outras fases do ciclo é consumido gelo para manter a temperatura constante. A variação da quantidade de gelo pode ser calculada através de um balanço de energia, em que são contabilizados o calor que entra pela parede da caixa frigorífica, o calor introduzido com a carga a refrigerar, o calor introduzido através da massa de água condensada em cada ciclo (apenas no instante em que se introduz esta água no evaporador), e o calor extraído do evaporador através da vaporização da água (só na fase de adsorção).

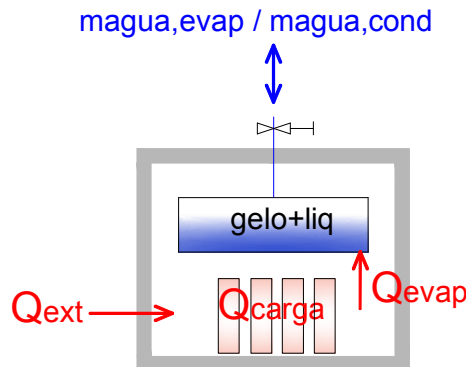


Figura 4.6 – Esquema da caixa frigorífica e das trocas de calor a ela associadas.

Considerando um balanço energético da caixa frigorífica, num instante genérico, obtém-se:

$$\dot{Q}_{parede} + \dot{Q}_{carga} + \dot{Q}_{agua,cond} - \frac{dm_{agua,evap}}{dt} \cdot L_{evap} + \frac{dm_{gelo}}{dt} \cdot L_{f,gelo} = 0 \quad (4.23)$$

$\dot{Q}_{agua,cond}$ representa a transferência de calor sensível que é introduzido no evaporador quando a água condensada, a uma temperatura próxima da do ambiente, entra no evaporador que está a uma temperatura próxima de 0°C. A Equação (4.23) permite calcular a variação da massa de gelo. A taxa de vaporização da água tem de ser igual à taxa de adsorção de vapor pelo adsorção, enquanto que as trocas de calor pela envolvente da caixa frigorífica são calculadas usando um coeficiente global de transmissão de calor U já determinado no Capítulo 3. As trocas de calor com a carga a refrigerar são calculadas através da Lei de Newton para a transferência de calor por convecção.

A quantidade de água líquida no evaporador pode ser atualizada em cada instante através de um balanço de massa, sabendo (da equação anterior) a variação da massa de gelo:

$$m_{\text{agua,liq}} = m_{\text{agua,total}} - m_{\text{agua,adsorvida}} - m_{\text{agua,cond}} - m_{\text{gelo}} \quad (4.24)$$

A quantidade de massa de água adsorvida é calculada sabendo a variação do teor de água na sílica-gel, e a quantidade de água total é constante, uma vez que não há trocas de massa com o exterior do sistema.

O desempenho do ciclo previsto por simulação é calculado através da expressão de cálculo do COP solar, já utilizada para calcular o COP teórico e o da instalação experimental:

$$COP_{\text{solar}} = \frac{m_{\text{agua,cond}} [L_{\text{evap}} - c_{p,\text{agua}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{evap}})]}{Q_{\text{solar}}} \quad (4.25)$$

4.4 Comparação do modelo com resultados experimentais

Após a implementação de um modelo computacional do frigorífico solar, o primeiro passo é verificar até que ponto o modelo se ajusta aos valores obtidos experimentalmente, sendo naturalmente ajustados os valores de alguns parâmetros, cujo valor efetivo é desconhecido, de modo a obter uma melhor correspondência de resultados. É, no entanto, necessário confirmar que os valores atribuídos aos parâmetros cujo valor é desconhecido estão dentro do intervalo da sua possível variação.

Os parâmetros que no modelo foram ajustados para melhorar a concordância com os resultados experimentais são a resistência térmica de contacto entre o adsorvente e a placa coletora do adsorção, a absorvância da pintura negra exposta à radiação solar e a pressão de vaporização. Relativamente à absorvância, o seu valor é desconhecido; mas sabe-se que para pinturas escuras é elevada, com valores típicos entre 0.80 e 0.90, sendo superior a 0.90 no caso de tintas de silicone ou de carbono. A tinta utilizada no coletor do adsorção é uma tinta de *spray* corrente, pelo que não seria de surpreender que a sua absorvância não fosse muito elevada. Verificou-se que o valor de 0.80 proporciona uma boa concordância entre os resultados da simulação e os resultados experimentais.

Relativamente à resistência térmica de contacto, concluiu-se que o valor obtido da literatura não conduzia a resultados aceitáveis, pelo que se ensaiaram diferentes valores, tendo chegado a um valor bastante elevado como o mais adequado: $1.5 \times 10^{-1} \text{ (m}^2 \cdot \text{°C)/W}$. Este valor foi, a princípio, deveras surpreendente; a explicação poderá contudo estar relacionada com o emprego de uma fina folha de papel de alumínio entre a sílica-gel e o metal da placa coletora, para evitar que a sílica-gel se infiltrasse na zona de contacto entre a superfície da alheta e a da chapa do adsorisor (por serem de metais diferentes optou-se por não soldar as alhetas ao tampo, e durante a montagem do adsorisor acontecia que muitos grânulos de sílica-gel se infiltravam entre as alhetas e a chapa). Com as variações de temperatura, a folha de alumínio poderá ficar enfolada, sem aderência, nos pontos onde não há pressão de contacto dos grãos da sílica-gel, podendo formar localmente finas “bolsas” de vapor a muito baixa pressão revestidas por uma película de baixa emissividade. Este mau contacto poderá ser o responsável pelo valor elevado da resistência térmica de contacto.

A pressão de vaporização foi ajustada para coincidir com os resultados das medições experimentais. Devido à imprecisão da medição de pressão com o sensor de membrana abaixo de 1000 Pa, foi usado o sensor *Pirani* para confirmar estes valores. A pressão mínima no sistema pode mesmo descer bem abaixo dos 500 Pa, se toda a superfície livre no evaporador estiver solidificada, tendo sido registados valores mínimos próximos dos 300 Pa.

Dois propostas de melhoria óbvias, que resultam da comparação de resultados, são a melhoria da absorvância da placa através do uso de uma tinta adequada para coletores solares, com elevada absorvância, e a diminuição do valor da resistência térmica de contacto eliminando a folha de alumínio ou substituindo-o por outro material que melhore o contacto térmico, como por exemplo uma folha de grafite, tal como foi utilizada por Mayor e Dind (2002) para diminuir a resistência de contacto entre o adsorvente e o metal.

4.4.1 Comparação para um dia relativamente quente

No gráfico da Figura 4.7 apresenta-se uma comparação de resultados em termos das evoluções das temperaturas e da pressão para o dia 14-09-2011, em que se verificaram temperaturas do ar bastante elevadas, chegando perto dos 40°C. Verifica-se uma boa correspondência entre as temperaturas medidas no leito de sílica-gel e a temperatura média do adsorvente obtida por simulação. No caso da temperatura da placa, embora o valor máximo atingido seja praticamente igual na simulação e nas medições experimentais, há um ligeiro desfasamento, com a temperatura prevista numericamente a subir mais cedo e a decrescer mais cedo. Isto poderá ter a ver com o facto de o azimute do frigorífico solar não ser exatamente sul,

mas poder estar deslocado uns graus para Oeste. Não foi verificado com exatidão o azimute do coletor porque é geralmente aceite que a energia recebida por um coletor solar é praticamente a mesma se o desvio em relação ao sul for pequeno. A pressão foi ajustada para a fase em que ocorre a vaporização a partir dos resultados experimentais, mas durante o dia mantém-se sempre abaixo da pressão real (v.d. Figura 4.7). Como a pressão na fase de desadsorção é limitada pela pressão de condensação, o facto de existir uma pressão mais elevada que a pressão de condensação confirma a existência, dentro do sistema, de outros gases (para além do vapor de água, este obrigatoriamente presente no sistema), que de algum modo dificultam a condensação.

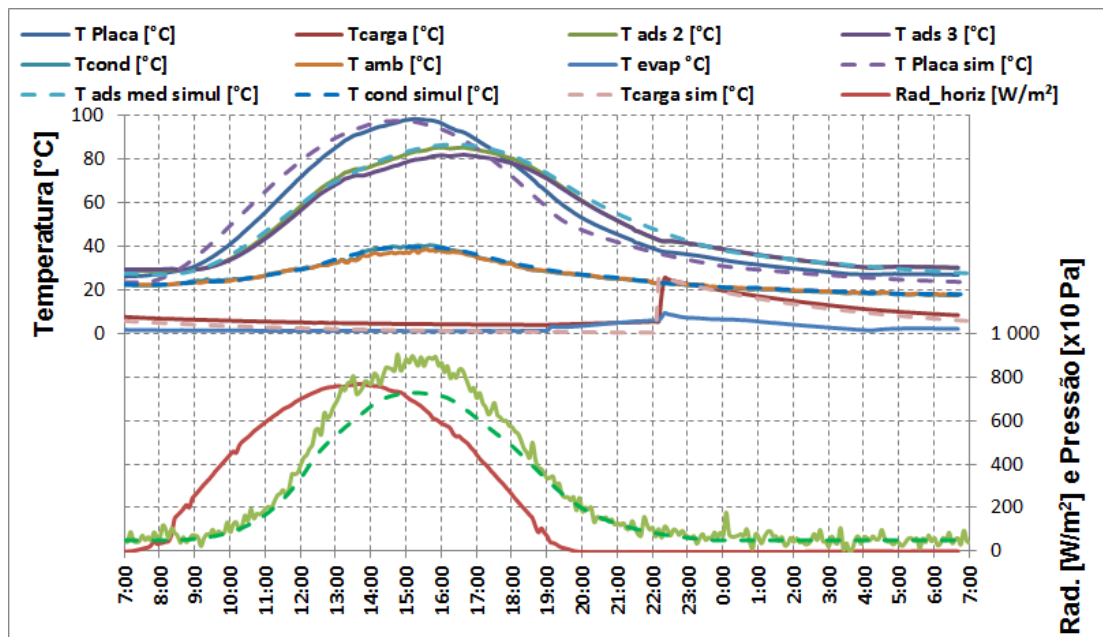


Figura 4.7 – Comparação de resultados da simulação e das medições experimentais para um dia quente.

A Figura 4.8 apresenta uma comparação dos ciclos teórico, experimental e simulado. Devido à elevada temperatura ambiente e à forte radiação solar, a temperatura no adsorvedor apresenta valores mais elevados do que o ciclo teórico considerado. A curva do ciclo simulado apresenta-se um pouco abaixo da curva do ciclo experimental, significando que a pressão prevista numericamente é inferior à pressão medida durante as fases de aquecimento, desorção e arrefecimento. O efeito de um abaixamento da pressão é uma redução no teor de água na sílica-gel.

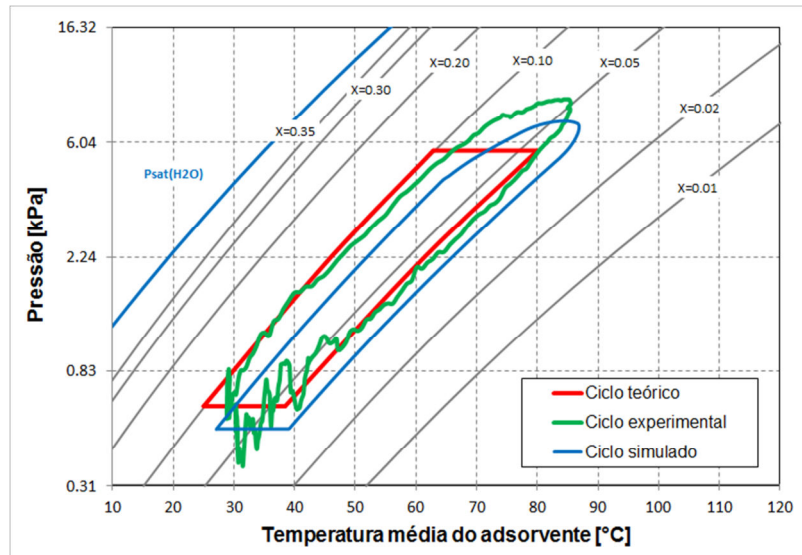


Figura 4.8 – Comparação dos ciclos teórico, experimental e simulado para um dia quente.

A Tabela 4.6 apresenta uma comparação entre o desempenho do ciclo simulado, e os do ciclo experimental e do ciclo teórico. No Capítulo 2 não foi calculada a energia solar, mas apenas a energia térmica mínima necessária para fazer funcionar o ciclo teórico, pelo que nesta comparação usa-se agora a radiação solar do ciclo experimental para calcular o COP solar. Verifica-se que o desempenho do ciclo simulado apresenta um valor médio relativamente aos dos ciclos experimental e teórico, considerando grandezas semelhantes de radiação solar no plano do coletor. O desempenho do ciclo simulado é aferido através do parâmetro COP_{solar} , determinado de acordo com a Equação (1.3), usando os valores da massa de água condensada para um determinado dia (obtida por simulação) e a radiação total desse dia no plano do coletor (medida experimentalmente – a radiação, juntamente com a temperatura do ar são as únicas condições ambientais impostas ao programa de simulação).

A explicação para esta discrepância prende-se com o facto de o ciclo teórico ser um ciclo ideal e por essa razão terá sempre um desempenho superior ao que efetivamente pode ser conseguido, e o ciclo experimental ser afetado por pequenos problemas ou defeitos na construção do frigorífico solar que provocam uma diminuição do seu desempenho (como a provável presença de gases não condensáveis no interior do sistema). O ciclo simulado poderá estar próximo do desempenho expectável se todos os problemas do frigorífico solar forem resolvidos.

Tabela 4.6 – Dados comparativos do desempenho do ciclo simulado, experimental e teórico.

	Ciclo simulado	Ciclo experimental	Ciclo teórico
Q_{evap} [kJ]	2769.6	1489.5	4088.34
Q_{solar} [kJ]	24210.0	24418.2	24418.2
m_{cond} [kg]	1.10	0.63	1.74
COP_{solar}	0.114	0.061	0.167

4.4.2 Comparação para um dia mais fresco

Após analisar os resultados da simulação para um dia quente, surge a questão de saber o que se pode esperar num dia mais fresco. Com efeito, num dia mais fresco e com boa radiação solar a pressão vai ser menor (uma vez que a pressão de condensação depende da temperatura ambiente), o que permite melhorar a regeneração do adsorvente durante a fase de dessorção, e aumentar a quantidade de água condensada.

Tal como no caso anterior, verificou-se uma boa correspondência entre a simulação e as medições experimentais, no que respeita à temperatura média do adsorvente, como pode ser observado na Figura 4.9. Mas também aqui, a evolução da temperatura da placa coletora prevista na simulação mostra um pequeno avanço temporal relativamente à das medições experimentais. Como já referido anteriormente para o dia mais quente, isso poderá estar relacionado com um pequeno desvio do azimute do coletor relativamente ao sul. A simulação apresenta valores da pressão no interior do sistema bastante inferiores à pressão medida nas fases de aquecimento, dessorção e arrefecimento. Tal como aconteceu para o dia mais quente, isto indicia a presença de gases não condensáveis dentro do sistema, que, de algum modo bloqueando ou dificultando a vaporização e a dessorção, produzem uma diminuição do desempenho do frigorífico solar.

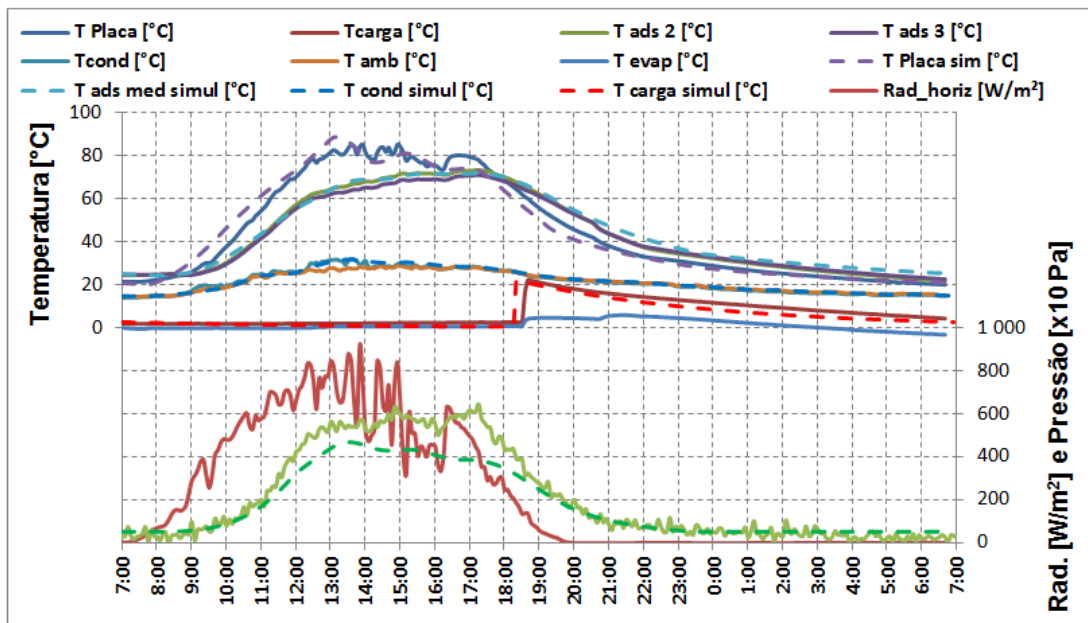


Figura 4.9 - Comparação de resultados da simulação e das medições experimentais para um dia mais fresco.

A comparação entre os ciclos simulado, experimental e teórico, para um dia mais fresco, está representada na Figura 4.10. Para este dia a temperatura máxima do adsorvente ficou aquém do valor imposto no ciclo teórico (80°C) e, tal como no caso anterior o ciclo simulado aparece ligeiramente abaixo do ciclo experimental devido à diferença de pressão entre os dois ciclos.

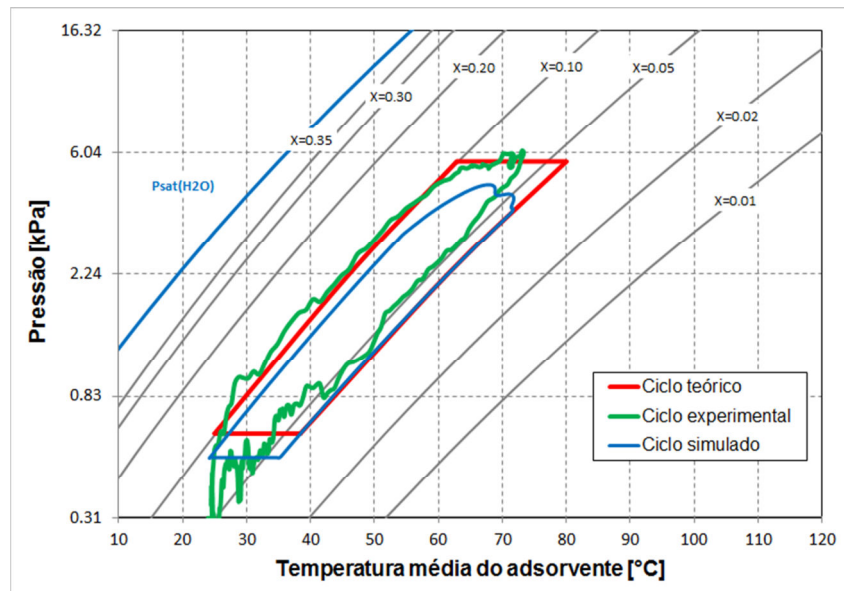


Figura 4.10 – Comparação dos ciclos teórico, experimental e simulado para um dia mais fresco.

Na Tabela 4.7 comparam-se os resultados do desempenho dos ciclos simulado, experimental e teórico para um dia mais fresco. Tal como para o dia mais quente, o *COP* solar do ciclo simulado situa-se entre o *COP* experimental e o *COP* do ciclo teórico, sendo este último calculado com a radiação solar no plano do coletor medida experimentalmente para este dia. A diferença entre o *COP* experimental e simulado é muito grande, sendo o *COP* simulado quase o triplo do *COP* experimental. Sabendo dos defeitos de construção já atrás mencionados, isto é indicador da existência de um grande potencial de melhoria do atual protótipo do frigorífico solar, para que o *COP* experimental se possa aproximar do correspondente valor obtido por simulação.

Tabela 4.7 – Dados comparativos do desempenho do ciclo simulado, experimental e teórico.

	Ciclo simulado	Ciclo experimental	Ciclo teórico
Q_{evap} [kJ]	3134.4	1229.2	4088.34
Q_{solar} [kJ]	21766.5	21950.5	21950.5
m_{cond} [kg]	1.25	0.51	1.74
COP_{solar}	0.144	0.056	0.186

4.5 Análise do efeito da variação de parâmetros do frigorífico solar no seu desempenho

Usando o programa de simulação é possível determinar a influência de diversos parâmetros construtivos ou propriedades no desempenho do frigorífico solar. Pretende-se nesta secção dar resposta a questões relacionadas com a otimização do seu funcionamento, de modo a obter informação que permita construir um frigorífico solar com máximo desempenho.

4.5.1 Efeito do aumento da quantidade de sílica-gel

A quantidade de sílica-gel usada na construção do frigorífico solar (30 kg) foi escolhida mediante o estudo teórico descrito no Capítulo 2 e com base na informação encontrada na literatura para este tipo de instalações.

De modo a determinar a massa de sílica-gel que conduz a um melhor desempenho foi efetuado um conjunto de simulações, considerando sempre os dois diferentes tipos de dias usados anteriormente, variando a quantidade de sílica-gel e a espessura da correspondente camada. A Figura 4.11 apresenta os resultados, para os dois dias já estudados anteriormente, um mais fresco e ou outro relativamente quente. Verifica-se que a quantidade ótima de sílica-gel é de 25 kg, um pouco menos do que a quantidade empregue na construção do frigorífico solar. Contudo, o decréscimo do desempenho relativamente ao valor ótimo é muito ligeiro. Conclui-se, por um lado, que se pode poupar bastante na quantidade de sílica-gel a usar no adsorção e, portanto, no peso total do frigorífico: obter-se-ia semelhante desempenho com cerca de 19 kg de sílica-gel, e usando apenas metade da massa de adsorvente, levaria a uma redução do *COP* em menos de 5%.

Na Figura 4.12 mostra-se o efeito da massa de sílica-gel a introduzir no adsorção na forma do ciclo de adsorção. Para menores quantidades de sílica-gel, o aquecimento é mais rápido, é atingida uma maior temperatura máxima, e o arrefecimento também é mais rápido, atingindo-se uma menor temperatura no final da fase de adsorção. Pelo contrário, quando a massa de sílica-gel é de 40 kg, a espessura do leito de sílica-gel tem perto de 60 mm, o que torna difícil que o calor recebido na superfície da placa do coletor atinja as camadas mais profundas uma vez que a condutibilidade térmica da sílica-gel é baixa. Também uma maior massa de sílica-gel contribui para um aquecimento mais lento e um arrefecimento mais lento, alcançando-se temperaturas de regeneração relativamente mais baixas, e como no final da fase de adsorção a temperatura da sílica-gel ainda é relativamente elevada face à temperatura ambiente, a variação dos teores

máximo e mínimo de água adsorvida é menor (o que resulta numa menor quantidade de água condensada e, por conseguinte, num pior desempenho do ciclo). A Tabela 4.8 apresenta a variação do teor de água na sílica-gel por ciclo, para o dia mais quente, e a respetiva massa de água evaporada.

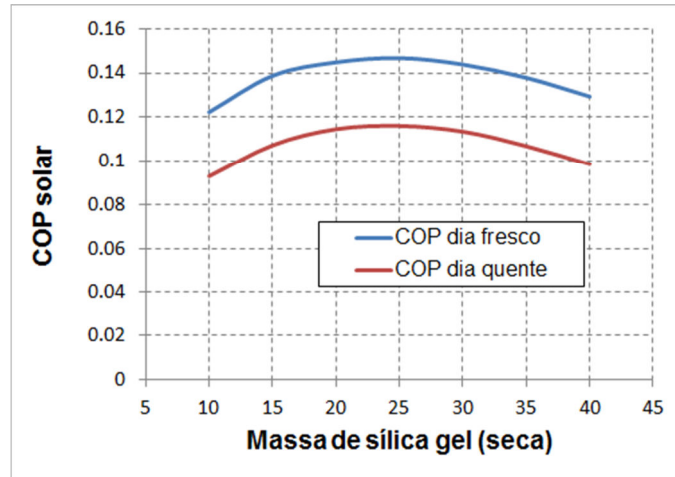


Figura 4.11 – Influência da quantidade de adsorvente (sílica-gel) no desempenho do frigorífico solar. O dia mais fresco corresponde ao dia 11-09-2011, e o dia mais quente ao dia 14-09-2011.

Tabela 4.8 – Teores máximos e mínimos de água na sílica-gel, e quantidade de água evaporada em cada ciclo simulado, para diferentes quantidades de sílica-gel, para o dia mais quente.

Massa de sílica-gel seca [kg]	10	20	30	40
Teor máximo de água na sílica-gel [kg/kg]	0.1007	0.0839	0.0722	0.0649
Teor mínimo de água na sílica-gel [kg/kg]	0.0189	0.0271	0.0352	0.0421
Quantidade de água evaporada [kg]	0.818	1.136	1.11	0.912

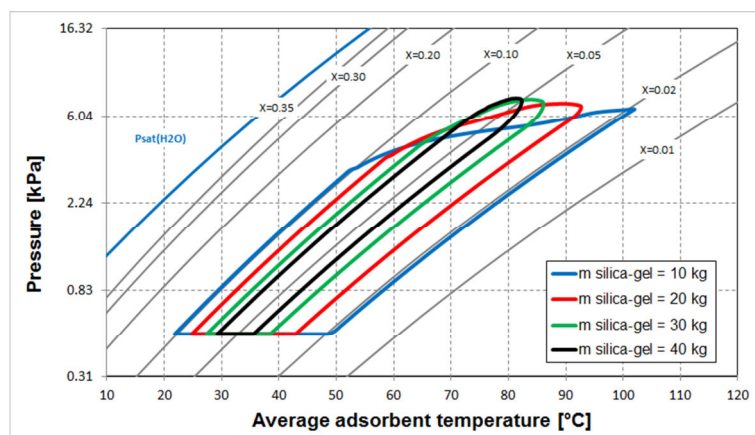


Figura 4.12 – Efeito da massa de sílica-gel na simulação do ciclo de adsorção, para o dia mais quente.

Capítulo 4

As Figuras 4.13, 4.14 e 4.15 mostram as distribuições de temperatura no adsorvente para vários instantes e para diferentes quantidades de sílica-gel (10, 30 e 40 kg, respetivamente), de acordo com as simulações efetuadas para o dia 14-09-2011. Comparando os resultados para as 08:00h, verifica-se que no caso dos 10 kg a sílica-gel apresenta uma distribuição de temperatura quase uniforme (variando menos de 0.5°C em torno dos 22°C). Assim, consegue-se que toda a sílica-gel no adsorisor esteja praticamente à temperatura ambiente, o que significa que a adsorção durante a noite terá sido muito significativa, evaporando uma grande quantidade de água por unidade de massa de sílica-gel relativamente aos outros dois casos. Como o Sol nasce às 07:00h e a temperatura da sílica-gel está muito próxima da temperatura ambiente, nota-se um aquecimento da placa já a partir das 08:00h, o que não acontece nos outros casos.

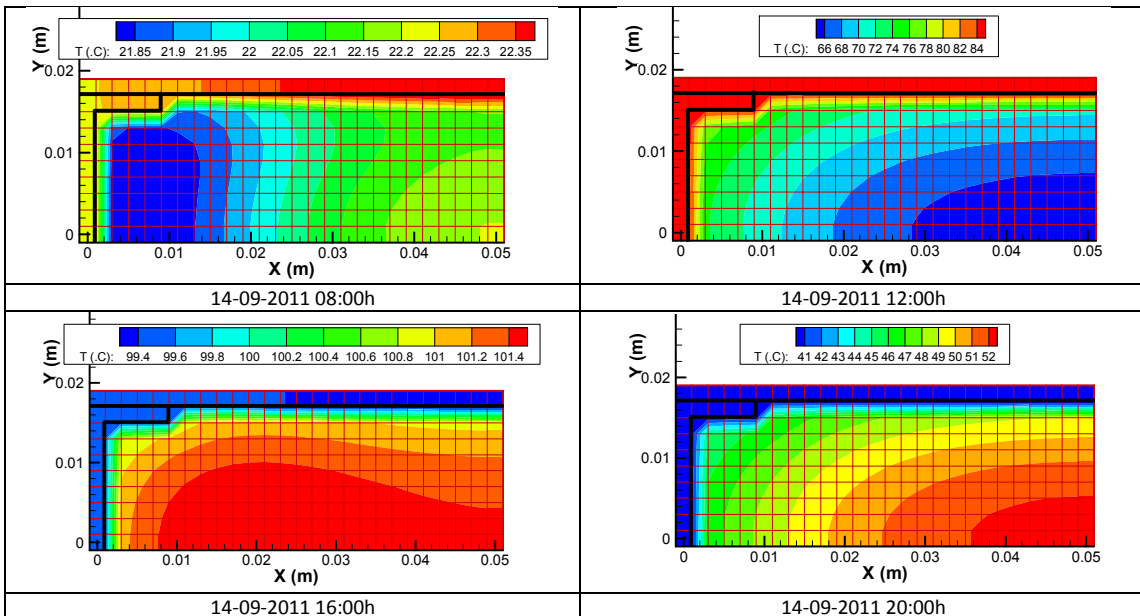
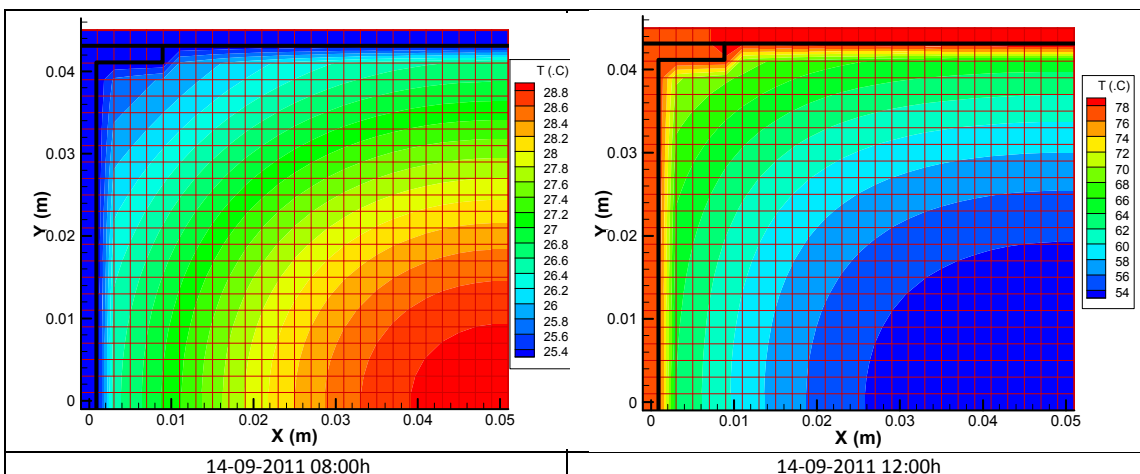


Figura 4.13 – Distribuições instantâneas de temperatura no domínio do adsorvente, a intervalos de 4 horas, com 10 kg de sílica-gel no adsorisor.



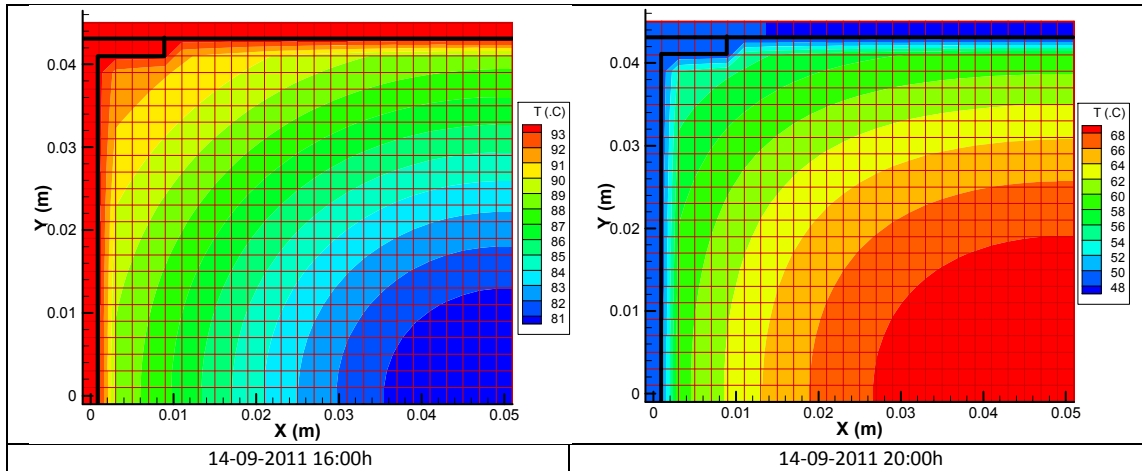


Figura 4.14 – Distribuições instantâneas de temperatura no domínio do adsorvente, a intervalos de 4 horas, com 30 kg de sílica gel no adsorisor.

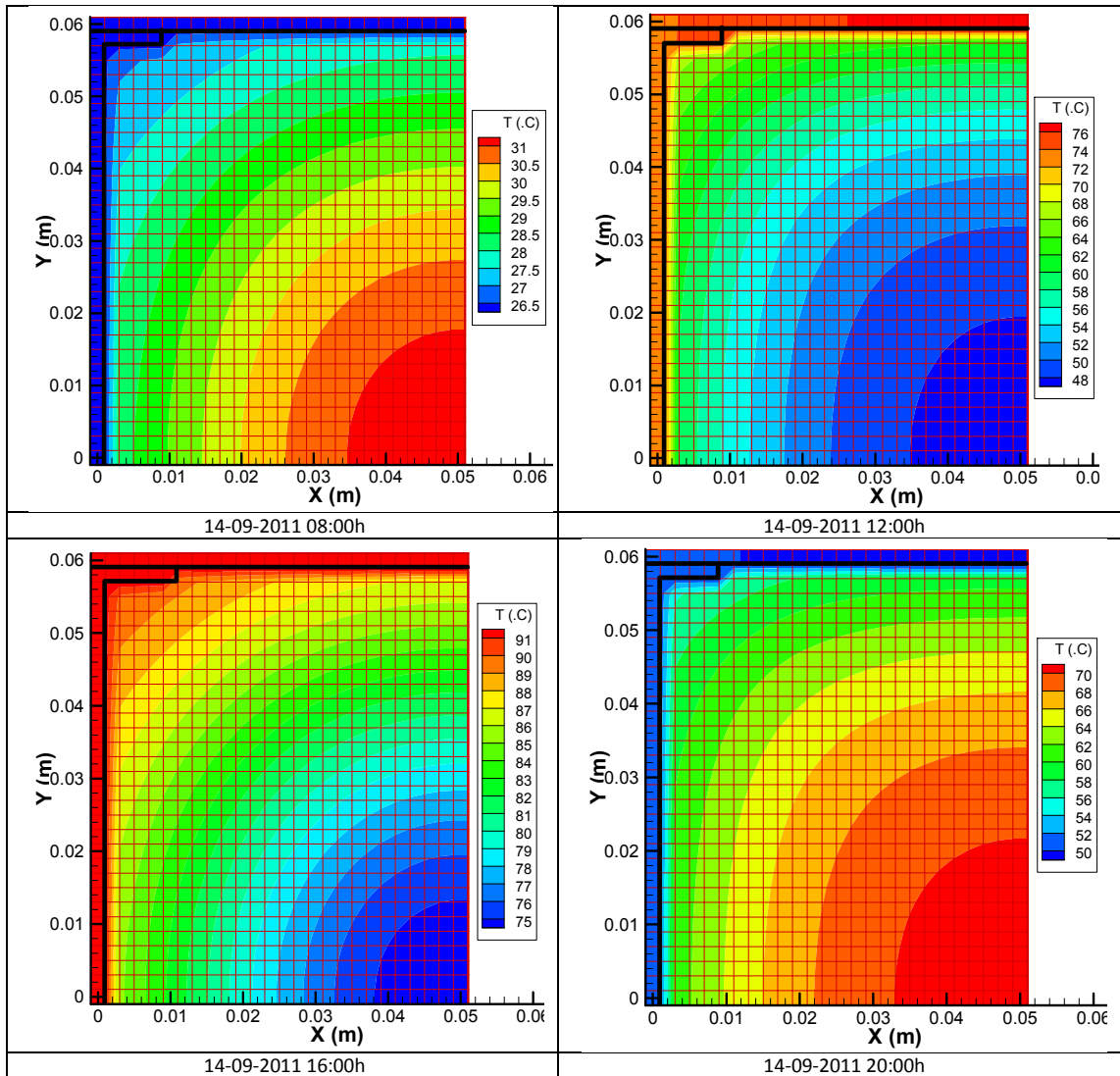


Figura 4.15 – Distribuições instantâneas de temperatura no domínio do adsorvente, a intervalos de 4 horas, com 40 kg de sílica-gel no adsorisor.

Com o aumento da quantidade de sílica-gel, a temperatura mínima às 08:00h passa a ser de 25.4°C e de 26.5°C, com amplitudes de variação de 3°C e 4.5°C no leito de adsorvente, respectivamente para 30 kg e 40 kg de adsorvente. Ao aumentar a quantidade de sílica-gel, a temperatura média do adsorvente sobe consideravelmente, muito acima da temperatura ambiente, e as camadas mais afastadas da placa têm dificuldade em trocar calor devido à baixa condutibilidade térmica da sílica-gel, o que prejudica a adsorção e por sua vez prejudica o desempenho do frigorífico solar.

Às 16:00h está-se perto do ponto de máxima dessorção, verificando-se que com 10 kg de sílica-gel a temperatura é quase uniforme em torno de 100°C. Porém, com quantidades maiores, a temperatura máxima mal ultrapassa os 90°C, observando-se maiores variações de temperatura no leito adsorvente, que chegam a 16°C no caso dos 40 kg de sílica-gel.

Da análise destas figuras pode-se concluir que é contraproducente usar camadas demasiado espessas de leito adsorvente, pois, devido à baixa difusividade térmica da sílica-gel, torna-se difícil a transferência efetiva de calor a todo o domínio e, por conseguinte, a realização das fases de adsorção e de regeneração em toda a sua amplitude. Outro fator importante a considerar é o efeito das alhetas no aumento da taxa de transferência de calor desde a placa coletora até às camadas mais interiores de adsorvente. Com o aumento do número de alhetas aumenta a transferência de calor, o que pode favorecer a utilização de maiores quantidades de sílica-gel.

4.5.2 Efeito do aumento do número de alhetas do adsorisor

As alhetas de reforço do adsorisor são imprescindíveis para garantir a estabilidade estrutural do sistema, contrariando as forças de pressão nos tampos devidas ao vácuo existente no interior. Contudo, desempenham também um papel muito importante nas trocas de calor entre o material adsorvente e a placa do coletor, conforme é evidente pelos gráficos das Figuras 4.13 a 4.15. Como em termos estruturais não há o menor problema em aumentar o número de alhetas, bem pelo contrário, importa verificar até que ponto um maior número de alhetas favorece o desempenho do frigorífico solar.

Para efetuar o estudo do aumento do número de alhetas realizou-se uma nova simulação para o dia 14-09-2011 (dia com elevada temperatura máxima do ar e com céu limpo), considerando a existência de 19 alhetas (20 células de adsorvente), e os resultados foram comparados com os resultados obtidos com a simulação do frigorífico solar atual, com 10 células de adsorvente, para o mesmo dia.

As Figuras 4.16 (a) e (b) apresentam os resultados da simulação numérica relativamente à distribuição de temperaturas no leito de adsorvente, respetivamente com 9 e com 19 alhetas no adsorisor. Nota-se claramente um efeito positivo quando se aumenta o número de células para o dobro, pois a temperatura na camada mais interior da sílica-gel passa de 28.5°C para 26.5°C, o que representa uma melhoria do arrefecimento da sílica gel durante a noite, esperando-se que este efeito conduza a teores mais elevados de adsorvato na sílica-gel no final da fase de adsorção. Esta melhoria é facilmente explicada pela introdução da alheta central, pois, como se observa na figura, esta alheta está a facilitar a dissipação do calor de adsorção nas camadas mais interiores do adsorvente.

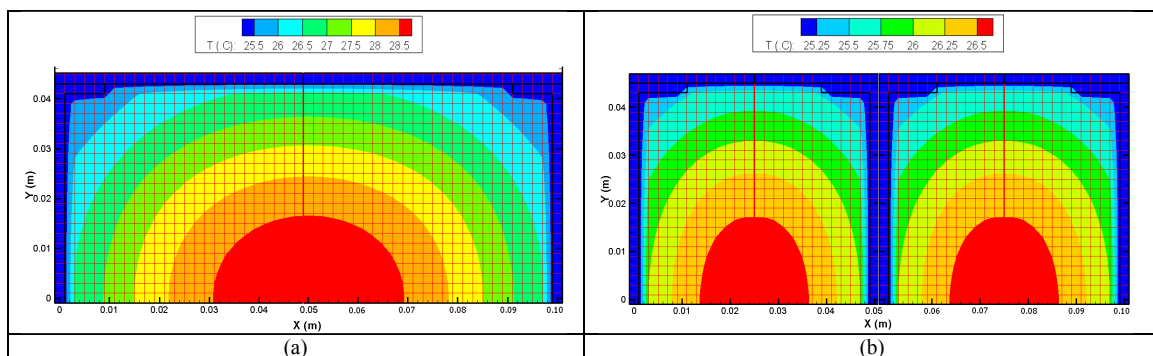


Figura 4.16: (a) – Resultados, obtidos por simulação numérica, da distribuição das temperaturas do adsorvente numa célula do adsorisor com 100 mm de largura (total de 9 alhetas), para o dia 14-09-2011 às 08:00h (final da fase de adsorção); (b) – Resultados para a mesma célula e para a mesma hora, com a introdução de uma nova alheta ao centro (total de 19 alhetas).

As Figuras 4.17 (a) e (b) mostram também o efeito da duplicação do número de alhetas, mas relativamente ao final da fase de dessorção. Em ambos os casos a temperatura da placa atinge os 93°C, mas com a introdução de uma alheta adicional no centro de cada célula consegue-se aumentar a temperatura da camada inferior dos 81°C para os 88°C, o que representa uma melhoria considerável do aquecimento da sílica-gel. Será, portanto, de esperar que se consiga desadsorver significativamente mais vapor no caso (b), sendo expectável que o aumento do número de alhetas conduza a uma melhoria significativa do desempenho do frigorífico solar.

A Figura 4.18 apresenta, também para as condições meteorológicas do dia 14-09-2011, a influência da duplicação do número de alhetas na pressão e na temperatura média do adsorvente. Verifica-se que a temperatura média do adsorvente atinge um valor ligeiramente mais alto no final da dessorção e um valor ligeiramente mais baixo no final da adsorção, quando se duplica o número de alhetas. Relativamente à pressão, é de notar que as fases de aquecimento e de arrefecimento são mais rápidas quando se consideram mais alhetas. Estes resultados parecem indicar que o desempenho do frigorífico solar poderá melhorar significativamente com o aumento do número de alhetas.

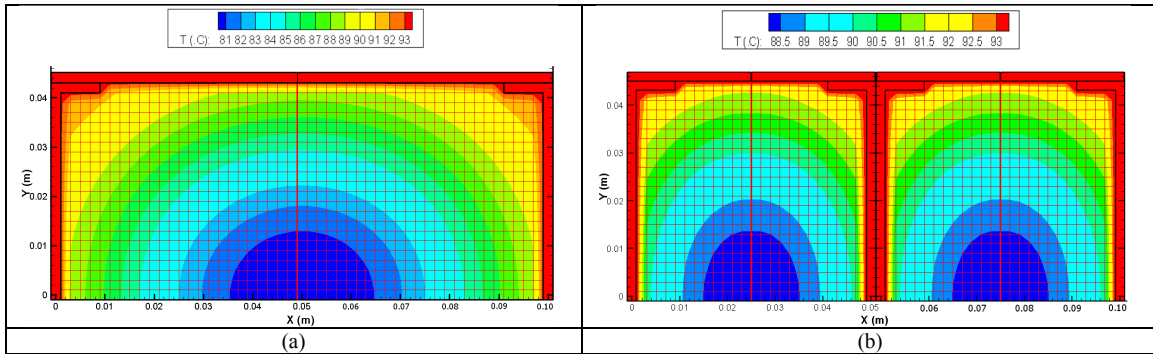


Figura 4.17: (a) – Resultados, obtidos por simulação numérica, da distribuição das temperaturas do adsorvente numa célula do adsorisor com 100 mm de largura (total de 9 alhetas), para o dia 14-09-2011 às 16:00h (final da fase de dessorção); (b) – Resultados para a mesma célula e para a mesma hora, com a introdução de uma nova alheta ao centro (total de 19 alhetas).

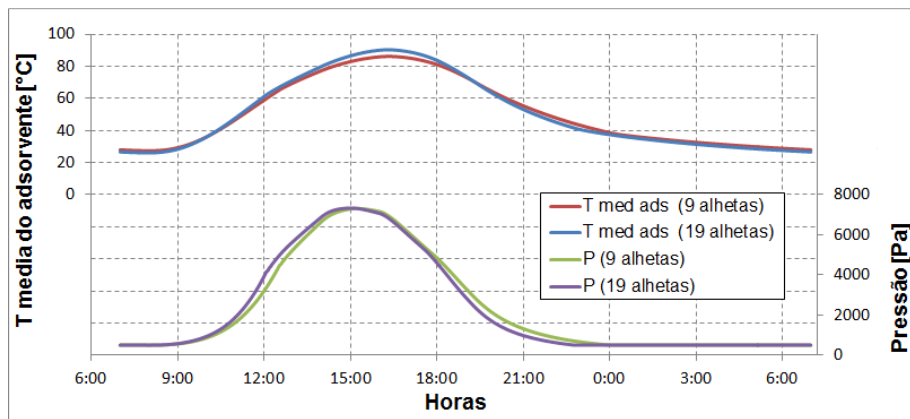


Figura 4.18 – Influência do número de alhetas na variação da pressão e da temperatura média do adsorvente ao longo de um ciclo diário.

A expectativa relativamente ao melhor desempenho do frigorífico solar é confirmada quando se confrontam os parâmetros do desempenho do ciclo de adsorção, considerando os dois casos: caso 1 - adsorisor com 9 alhetas; e caso 2 – adsorisor com 19 alhetas. Esta comparação está representada na Tabela 4.10, onde se pode confirmar que a quantidade de água condensada para o caso 2 é bastante superior, e o COP solar aumenta 22%, de 0.1135 para 0.1355, quando se duplica o número de alhetas. Conclui-se assim que esta medida de melhoria contribui de forma muito significativa para aumentar o desempenho do frigorífico solar.

Tabela 4.9 – Dados comparativos do desempenho do ciclo simulado, considerando dois casos: caso 1 - adsorisor com 9 alhetas, e caso 2 – adsorisor com 19 alhetas.

	Caso 1 – 9 alhetas	Caso 2 – 19 alhetas
Q_{evap} [kJ]	2747.83	3280.45
Q_{solar} [kJ]	24210.0	24210.0
M_{cond} [kg]	1.098	1.311
COP_{solar}	0.1135	0.1355

4.5.3 Influência da orientação do coletor solar

Da análise dos dados experimentais e da simulação computacional pode-se constatar que, uma vez atingida a temperatura máxima do adsorvente (ou o instante de máxima dessorção), todo o calor solar fornecido após esse instante não só não contribui para aumentar o desempenho do frigorífico solar como até o pode piorar, uma vez que retarda o arrefecimento. Surge então a questão de saber se orientando o coletor com um azimute mais para nascente ou mais para poente se consegue melhorar o desempenho da instalação, maximizando a energia solar recebida quando ela é realmente importante para o desempenho do ciclo, e minimizando a radiação solar recebida quando ela é indesejável, ou seja, quando interessa arrefecer o adsorção.

Foi efetuado um conjunto de simulações variando o azimute (nulo para orientação a sul, negativo para nascente, positivo para poente), encontrando-se os resultados resumidos sob a forma gráfica na Figura 4.19. A inclinação do coletor foi mantida fixa e igual à latitude do lugar em todas as simulações (40°). Como esperado, a máxima radiação solar recebida pelo coletor verifica-se aproximadamente com a orientação a sul, ou seja, azimute zero. No entanto, verifica-se que o *COP* aumenta com a orientação para poente, e a máxima quantidade de água evaporada, correspondendo à máxima produção de frio, ocorre para um azimute de cerca de 40° . Conclui-se assim que é vantajoso orientar o adsorção para sudoeste de modo a maximizar a produção de frio e assim melhorar o *COP* da instalação. A melhoria do desempenho com um azimute positivo resulta do facto de se aproveitar melhor a radiação solar a meio da tarde, precisamente quando o coletor já está a uma temperatura elevada.

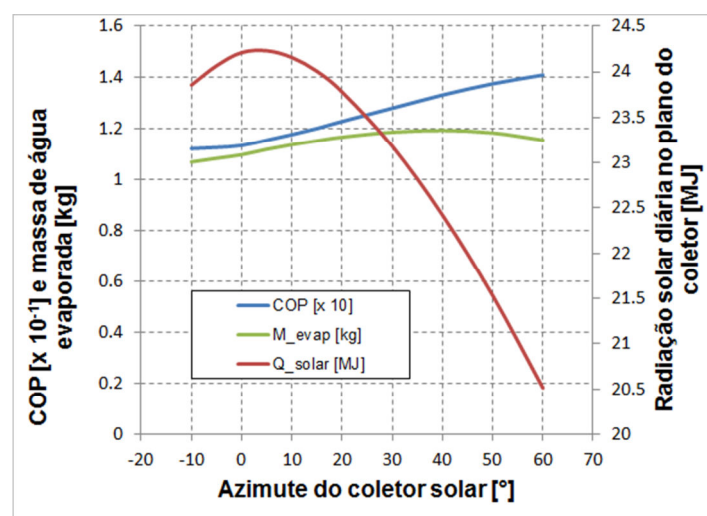


Figura 4.19 – Variação dos parâmetros relativos ao desempenho do frigorífico solar em função da orientação do coletor (azimute negativo para orientação a nascente e positivo para poente).

4.5.4 Aumento do coeficiente de transferência de calor durante a noite

Um dos problemas típicos dos frigoríficos solares por adsorção é a dificuldade de dissipar para o ambiente o calor de adsorção. Para melhorar as perdas de calor do adsorção podem ser usados mecanismos para facilitar as trocas de calor com o ambiente, que podem ser conseguidos através de um mecanismo manual para afastar um pouco o vidro do coletor, à noite, para deixar o ar ambiente em contacto com a placa do adsorção, ou incluir aberturas de ventilação noturna do coletor com possibilidade de fecho dessas aberturas durante o dia.

No programa de simulação, o coeficiente global de transferência de calor do vidro do adsorção tem a forma da Equação (4.3), sendo dependente das temperaturas do coletor e da placa. Ao usar aberturas de ventilação natural para arrefecer a placa do coletor durante o período noturno está-se a aumentar o coeficiente global de transferência de calor U . Devido à dificuldade em determinar o valor do U_{top} quando se incluem aberturas, foi efetuado um estudo mais simples em que se comparou o caso base, calculando o coeficiente U_{top} pela Equação (4.3), com mais dois casos em que o coeficiente U_{top} é duplicado e triplicado durante a noite, mantendo o valor do caso base durante o dia, como mostra o gráfico da Figura 4.20. Este estudo é suficiente para tirar conclusões sobre a vantagem ou não de usar aberturas de ventilação noturna no adsorção.

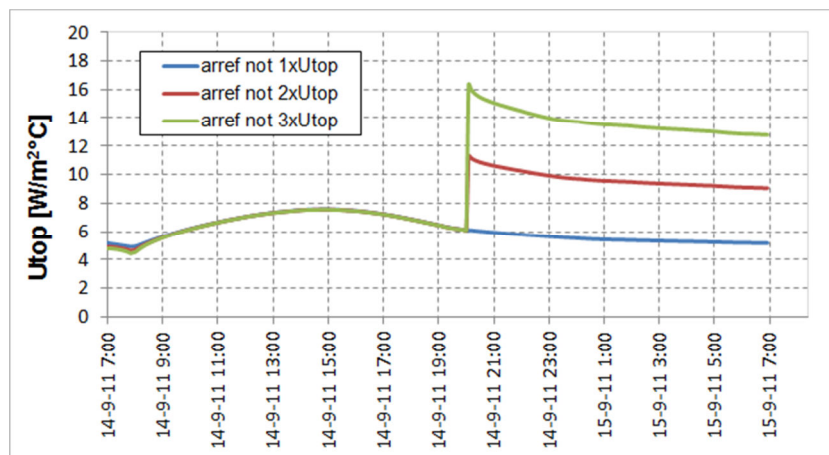


Figura 4.20 – Valor do coeficiente global de transferência de calor do coletor usado na simulação. São considerados 3 níveis de arrefecimento noturno: caso base, duplicação e triplicação do coeficiente U_{top} .

O gráfico da Figura 4.21 apresenta a variação do COP com o aumento do coeficiente global de transferência de calor do coletor durante o período da noite. Verifica-se uma melhoria significativa do desempenho da instalação se se recorrer à estratégia de aumentar o

arrefecimento noturno, pelo que deverá ser implementado um mecanismo que permita aumentar as perdas de calor do coletor no período entre as 20:00h e as 07:00h do dia seguinte.

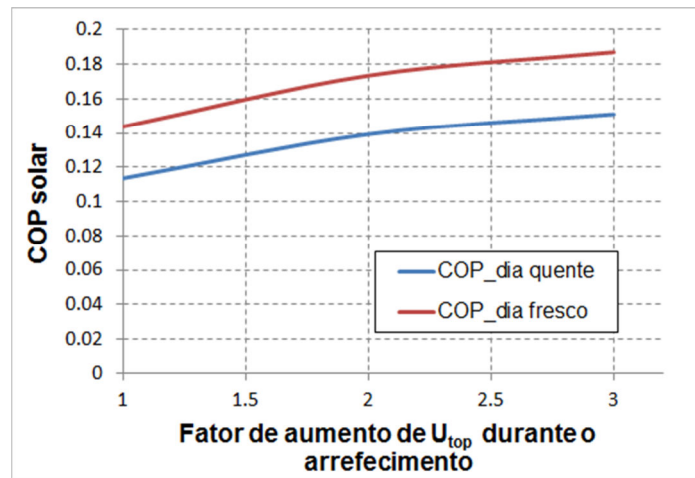


Figura 4.21 – Variação do COP com o aumento do coeficiente global de transferência de calor do adsorisor durante o arrefecimento noturno.

4.5.5 Influência da resistência térmica de contacto no adsorisor

Para aproximar os resultados da simulação computacional aos resultados experimentais, foi usada uma resistência térmica de contacto entre a sílica-gel e a chapa do coletor com um valor de $1.5 \times 10^{-1} \text{ m}^2\text{°C/W}$, valor bem superior ao referido na literatura, de cerca de $2.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{°C/W}$, obtido a partir de medições experimentais [Zhu e Wang (2002)]. Tal como já referido, esta discrepância poderá ser explicada devido à incorreta, mas necessária, utilização de uma fina folha de alumínio entre a chapa do coletor e o adsorvente, que com a temperatura poderá ficar enrugada fora dos pontos de contacto entre os grãos de sílica-gel e o metal, dificultando a transferência de calor. Eliminando ou substituindo a folha de alumínio por outro material que facilite a transferência de calor, espera-se que o desempenho do frigorífico solar melhore um pouco. Para avaliar o resultado da diminuição da resistência térmica de contacto foi efetuado um conjunto de simulações em que se variou o valor desta resistência térmica, estando os resultados representados na Figura 4.22. Verifica-se que uma redução da resistência térmica de contacto de um fator de 15 (de $1.5 \times 10^{-1} \text{ m}^2\text{°C/W}$ para $1.0 \times 10^{-2} \text{ m}^2\text{°C/W}$) conduz a um aumento significativo do desempenho, mas a partir desta redução o aumento do *COP* passa a ser pouco pronunciado.

Justifica-se melhorar o contacto entre o meio adsorvente e a placa coletora, retirando a película de alumínio e se possível colocar uma folha de grafite ou qualquer outra película que melhore a transferência de calor ou, em alternativa, tentar encontrar uma outra solução para reter a sílica-gel sem aumentar a resistência térmica de contacto.

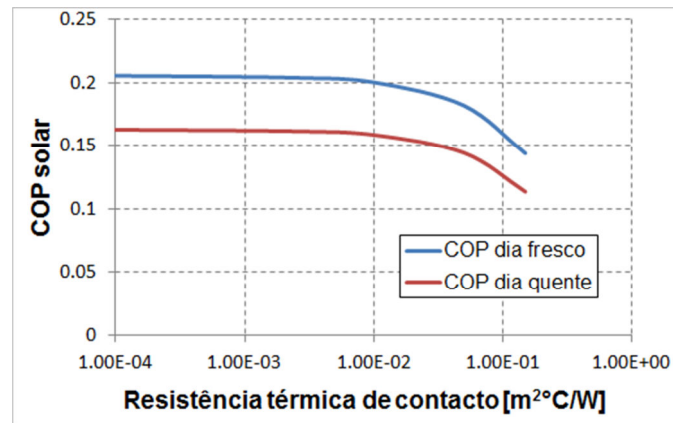


Figura 4.22 - Efeito da resistência térmica de contato no desempenho do frigorífico solar.

4.5.6 Influência da superfície exterior do condensador

A área exterior total do condensador usado, incluindo alhetas e tubos, é de aproximadamente 20 m². Esta área de transferência de calor foi calculada de modo a que, em condições de forte dessorção, a temperatura de condensação não ultrapassasse em mais de 10°C a temperatura ambiente.

Como a área do condensador é obtida a partir de um cálculo teórico (ver Apêndice B), existe a tendência para considerar um sobredimensionamento de modo a compensar possíveis efeitos imprevistos. Para conhecer a influência da área do condensador na diferença máxima de temperatura entre o condensador e o ambiente, bem como o efeito no desempenho do frigorífico solar, foi efetuado um conjunto de simulações em que é variada a área do condensador. Os resultados estão representados na Figura 4.23, observando-se, como esperado, que uma diminuição da área do condensador provoca uma diminuição do desempenho e um aumento da diferença máxima de temperatura entre o condensador e o ambiente. A diminuição do desempenho é ligeira para uma diminuição da área de 20 m² para 10 m²; porém, abaixo dos 10 m² a redução do desempenho passa a ser bastante mais acentuada, sendo que, mesmo com 5 m² de área de condensador o COP continua acima de 0.1. Relativamente à diferença máxima de temperatura entre o condensador e o ambiente, com 20 m² de área é de apenas 4.6°C para o dia fresco e 2.8°C para o dia mais quente (a diferença é maior no dia mais fresco porque a quantidade de água condensada é maior, logo é libertada uma quantidade maior de calor de condensação, o que faz aumentar o ΔT), e à medida que se reduz a área ocorre um aumento cada vez mais acentuado, ultrapassando os 8°C para 5 m² de área de condensador.

Conclui-se que não existe qualquer vantagem em diminuir a área do condensador (exceto uma ligeira redução do peso total do frigorífico solar); no entanto é interessante notar que mesmo a redução da área para 5 m² ainda permite um funcionamento razoável da instalação, uma vez que o *COP* se mantém acima de 0.1. Isto significa que é possível construir um frigorífico solar mais compacto sem que exista uma grande diminuição no seu desempenho.

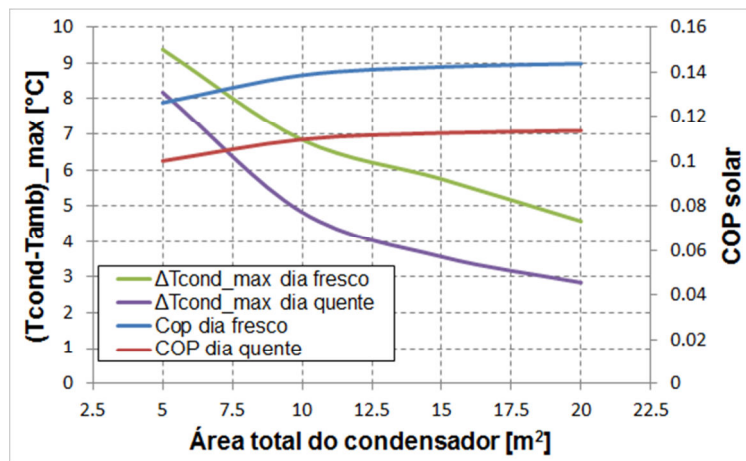


Figura 4.23 – Efeito da área do condensador na máxima diferença de temperatura entre o condensador e o ambiente, e no COP do frigorífico solar.

4.5.7 Aumento da superfície de vaporização e redução de perdas

Verificou-se experimentalmente que a pressão de vaporização desce muito abaixo do ponto triplo da água, ou seja, de 612 Pa. Este facto pode dever-se a vários factores: a área de superfície livre no evaporador pode não ser suficientemente grande, a formação de uma camada de gelo na superfície livre pode bloquear a vaporização (o que ocorre mais facilmente se a área de superfície livre for pequena), ou alguns componentes das tubagens podem ter um diâmetro reduzido e elevada extensão, provocando uma significativa perda de carga nas tubagens.

Uma solução simples é aumentar a superfície livre de vaporização, colocando 2 ou 3 evaporadores em vez de apenas 1, com a desvantagem de com isso reduzir o espaço disponível para carga na caixa frigorífica. O efeito da pressão de vaporização no desempenho do frigorífico solar está representado na Figura 4.24, onde se pode observar que o *COP* aumenta muito aproximadamente de forma linear com o aumento da pressão de vaporização.

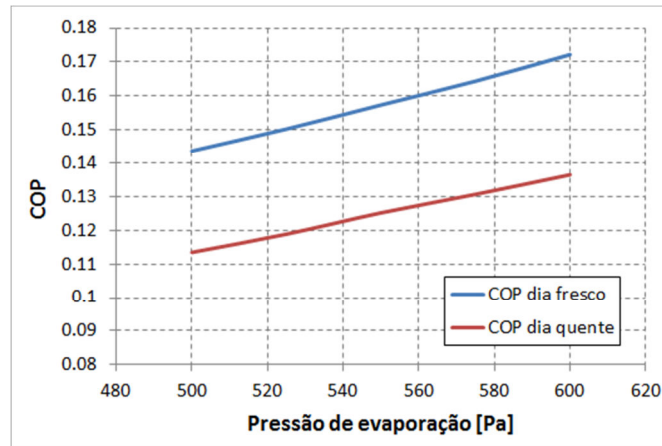


Figura 4.24 - Efeito da pressão de vaporização no desempenho do frigorífico solar.

4.5.8 Melhoria das características da placa absorvora do coletor

Na pintura da placa absorvora do frigorífico solar não houve a preocupação de procurar uma tinta com características adequadas à maximização da absorção de energia solar, sendo usada uma vulgar tinta de *spray*, não só por motivos económicos mas também pela dificuldade de encontrar no mercado local tintas especiais adequadas. Uma pesquisa na *internet* permitiu encontrar várias tintas com uma absorvância elevada da radiação solar, existindo mesmo tintas com características seletivas, que aliam uma boa absorvância a uma baixa emissividade. Estas tintas são especialmente desenvolvidas para captação e absorção de energia solar.

Na Tabela 4.10 comparam-se as supostas propriedades da pintura usada no protótipo com as de revestimentos especiais para aplicações de captação de energia solar. As propriedades da pintura utilizada não são conhecidas, mas foram ajustadas para afinar a simulação, correspondendo aos valores mínimos de α e de ϵ para uma tinta escura.

Tabela 4.10 – Propriedades da pintura usada e das pinturas especiais propostas.

	Espessura típica [μm]	Absorvância (α)	Emissividade (ϵ)
Tinta vulgar usada	50	0.80	0.80
Tinta de negro carbono	8.0	0.94	0.89
Tinta de óxidos metálicos	30.0	0.93	0.86
Okitsumo GSP-1 (Preto)	2.0	0.91	0.32
Solkote	0.9	0.91	0.22

Usando as propriedades da Tabela 4.10 no programa de simulação, obtiveram-se os resultados da Figura 4.25, onde se pode constatar que todas as pinturas especiais apresentam resultados muito semelhantes entre si, observando-se uma ligeira melhoria relativamente à

solução utilizada. Conclui-se que deve ser substituída a pintura utilizada, mas não se justifica usar uma pintura seletiva, sendo suficiente a utilização de uma pintura negro carbono ou de óxidos metálicos.

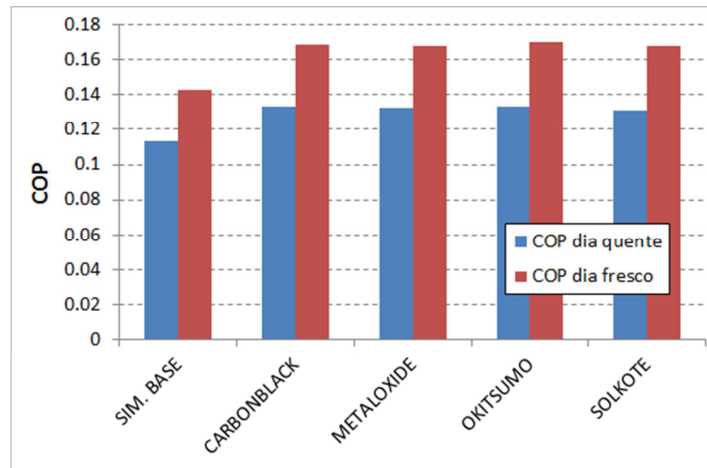


Figura 4.25 – Resultados do desempenho do refrigerador solar com diferentes pinturas da placa absorvedora do coletor.

4.5.9 Melhoria do isolamento térmico da caixa frigorífica

Para melhorar o isolamento térmico da caixa frigorífica existem duas possibilidades: aumentar a espessura da parede ou usar um isolamento térmico com menor condutibilidade térmica. O material utilizado na construção da caixa frigorífica foi o poliestireno expandido (XPS) em painéis de 40 mm de espessura, sendo utilizado na parede uma camada de três placas, ou seja, 120 mm de XPS. O coeficiente U desta solução é de $0.282 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, tal como determinado no Capítulo 3.

Três soluções são propostas: usar uma parede de 160 mm de XPS, usar uma parede de 200 mm de XPS, ou usar painéis isolantes de vácuo. Os painéis isolantes de vácuo têm valores da condutibilidade térmica abaixo de $0.004 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, ou $0.008 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ considerando as pontes térmicas nas extremidades do painel. Existem mesmo painéis como o Panasonic U-Vacua que apresentam condutibilidades térmicas de $0.0012 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, de acordo com os dados fornecidos pela Panasonic. O valor de $0.008 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ é mais realista se se contabilizar as pontes térmicas nas extremidades do painel. Estes painéis são recomendados para as seguintes aplicações: frigoríficos e congeladores, depósitos de água quente, máquinas de venda automática, e isolamento térmico em habitações.

A Tabela 4.11 apresenta os resultados em termos do coeficiente global de transferência de calor U das diferentes propostas de melhoria do isolamento térmico da caixa frigorífica. Claramente existe uma vantagem enorme em usar painéis de vácuo, caso seja possível encontrar painéis com o tamanho adequado, podendo também ser usada uma combinação de painéis de vácuo com XPS para aumentar a resistência mecânica da parede da caixa frigorífica. Na impossibilidade de usar painéis de vácuo deve ser tentada a solução de aumentar a espessura da parede de 120 mm para 200 mm, reduzindo assim o coeficiente U para metade. Para além do isolamento térmico é fundamental evitar que a parede da caixa frigorífica receba radiação solar direta, podendo ser usada uma película refletora ou um sombreamento para o efeito.

Tabela 4.11 – Propostas de melhoria do isolamento térmico da caixa frigorífica. No cálculo do U foram considerados os coeficientes de transferência de calor por convecção interior e exterior, com os valores de 5 e 10 W/m²°C respetivamente.

	Espessura [m]	k [W/(m·°C)]	U [W/(m ² ·°C)]
Caso base: 120 mm XPS	0.12	0.037	0.282
160 mm XPS	0.16	0.037	0.216
200 mm XPS	0.20	0.037	0.175
50 mm painéis vácuo	0.05	0.008	0.153

4.6 Otimização do funcionamento do frigorífico solar

As conclusões do estudo das medidas de melhoria conduzem à sugestão das seguintes modificações, com vista à otimização global do funcionamento do frigorífico solar:

- a) **Quantidade de sílica-gel** – deve ser mantida a quantidade de 30 kg, apesar de o desempenho ser ligeiramente superior para 25 kg. O motivo deve-se, por um lado, a evitar o aquecimento excessivo da sílica-gel, que pode reduzir o número de ciclos que a sílica-gel pode suportar, e por outro, à duplicação do número de alhetas, o que permite minimizar a resistência térmica da camada de adsorvente.
- b) **Aumento do número de alhetas do adsorisor** – as alhetas, para além de serem necessárias para o reforço estrutural do adsorisor, têm uma função muito importante nas trocas de calor entre o adsorvente e a placa do coletor. Verificou-se através de simulação que a duplicação do número de alhetas permite obter um significativo aumento do desempenho do frigorífico solar.
- c) **Orientação do coletor solar** – há toda a vantagem em orientar o coletor para o azimute +40°, uma vez que esta orientação permite obter o máximo desempenho da instalação.

- d) **Arrefecimento noturno** – deve ser usada uma solução para aumentar o arrefecimento noturno, uma vez que a melhoria no desempenho é muito significativa.
- e) **Diminuição da resistência térmica de contacto** – deve ser melhorado o contacto térmico entre o adsorvente e a placa de metal do coletor, eliminando a folha de alumínio ou substituindo-a por uma folha de grafite. Deve ser atingido pelo menos o valor de $1.0 \times 10^{-2} \text{ m}^2\text{C/W}$, pois abaixo deste valor o desempenho do frigorífico solar é pouco afetado por esta resistência térmica.
- f) **Área do condensador** – qualquer diminuição da área do condensador provoca uma significativa diminuição do desempenho do frigorífico solar. Por esta razão, não deve ser reduzida a área do condensador, a menos que isso seja imposto por falta de espaço.
- g) **Superfície de vaporização** – deve ser aumentada a superfície de vaporização de modo a que a pressão de vaporização não desça a valores tão baixos como os medidos. Isso permite um significativo aumento do desempenho do frigorífico solar. Com dois evaporadores espera-se que seja possível a pressão de vaporização não descer abaixo dos 550 Pa.
- h) **Pintura do coletor solar** – a pintura atual não é uma boa solução, devendo ser substituída por uma pintura adequada a coletores solares, não necessitando, no entanto, de ser uma pintura seletiva.

Para estimar a melhoria do desempenho do frigorífico solar após introduzir todas as alterações propostas, foi efetuada uma nova simulação considerando os parâmetros da Tabela 4.12. De referir que cada um destes parâmetros foi analisado independentemente dos outros, um de cada vez, e que não foi efetuada nenhuma análise que considerasse, em simultâneo e de modo ligado, a otimização de todos esses parâmetros.

Tabela 4.12 – Características do protótipo inicial e do protótipo proposto após o estudo das medidas de melhoria.

	Protótipo inicial	Protótipo proposto
Massa de sílica-gel	30 kg	30 kg
Número de alhetas no adsorisor	9	19
Azimute do coletor solar	0° (sul)	+40° (para poente)
Arrefecimento noturno	$U_{top, noite} = U_{top}$	$U_{top, noite} = 2 \times U_{top}$
Resistência térmica de contato	$1.5 \times 10^{-1} \text{ m}^2\text{C/W}$	$1.0 \times 10^{-2} \text{ m}^2\text{C/W}$
Área do condensador	20 m ²	20 m ²
Pressão do evaporador	500 Pa	550 Pa
Pintura do coletor solar	Tinta <i>spray</i> preto vulgar	Tinta preto carbono

Relativamente à melhoria do isolamento térmico da caixa frigorífica, deverá ser melhorado o valor do coeficiente U através do aumento da espessura da parede atual, passando de 120 mm

para 200 mm, ou pela utilização de painéis isolantes sob vácuo. Este parâmetro não é, no entanto, relevante para o desempenho do ciclo de adsorção, sendo apenas importante para preservar melhor a temperatura da caixa frigorífica e conseguir maior autonomia da instalação em termos de dias consecutivos sem Sol.

4.6.1 Resultados para um dia relativamente quente

Os resultados apresentados nesta secção correspondem à simulação com os parâmetros otimizados para o dia 14-09-2011, e estão representados na Figura 4.26. A temperatura máxima da placa coletora obtida para a configuração otimizada é apenas ligeiramente superior à mesma temperatura nas medições experimentais, porém está desfasada relativamente a esta com cerca de 1 hora e meia de atraso. A temperatura máxima do adsorvente na configuração otimizada é muito superior à temperatura do adsorvente na medição experimental, o que indica que a dessorção é mais forte, condensando mais água. Também a temperatura máxima do adsorvente na simulação otimizada aparece com um atraso relativamente à temperatura do adsorvente na medição experimental, o que é perfeitamente coerente com a nova orientação do coletor solar. À noite as temperaturas são mais baixas na simulação porque se aumentou o arrefecimento noturno. A pressão aparece agora com valores mais próximos das medições experimentais, porque a temperatura de condensação na simulação é um pouco superior, visto que condensou mais água.

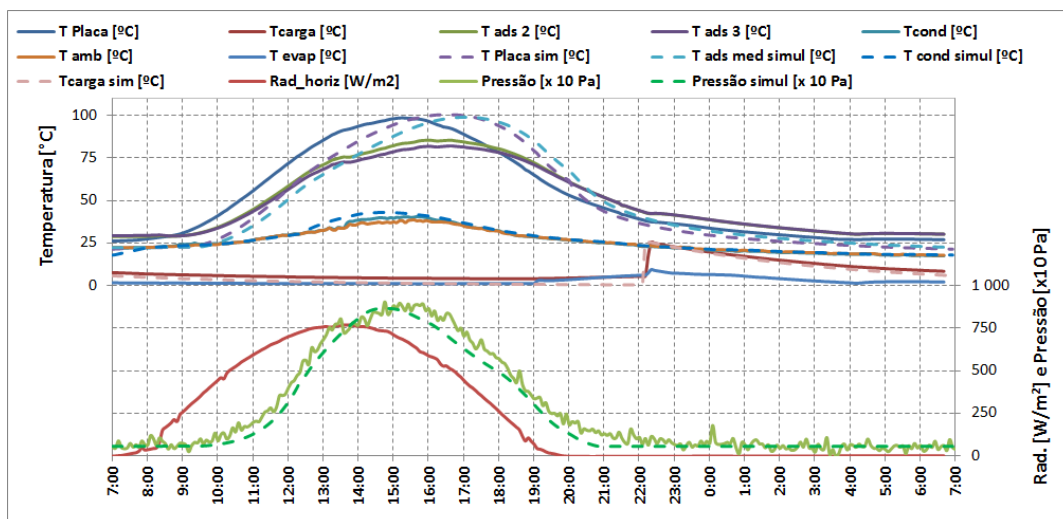


Figura 4.26 – Comparação da simulação da configuração otimizada com os resultados experimentais para as mesmas condições do dia 14-09-2011.

A Figura 4.27 mostra uma representação dos ciclos experimental, teórico (com $T_{\text{regen, max}} = 80^{\circ}\text{C}$). No caso do ciclo simulado, a temperatura média de regeneração do adsorvente atinge os 98°C , conseguindo-se depois um bom arrefecimento do adsorvente durante a noite. Consegue-se assim uma variação total do teor de adsorvato de 0.083 kg de água por kg de sílica-gel seca, a que corresponde uma quantidade de água condensada de 2.50 litros.

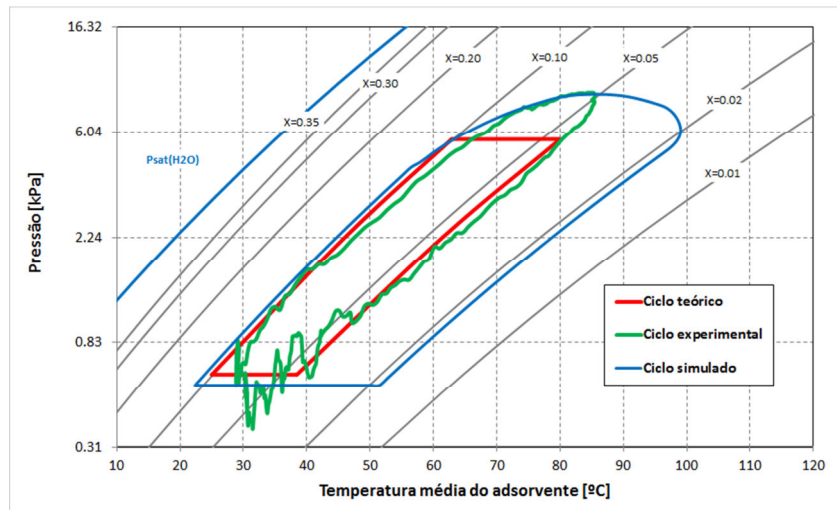


Figura 4.27 – Comparação dos ciclos teórico, experimental e simulado (configuração otimizada) para o dia 14-09-2011.

Comparando os resultados obtidos experimentalmente, os resultados da simulação e os resultados da simulação otimizada, de acordo com os dados da Tabela 4.13, observa-se que a melhoria inicial que se previa através da simulação era de cerca do dobro, mas através da simulação otimizada prevê-se uma melhoria do desempenho que pode resultar num COP solar 4.5 vezes superior ao obtido através dos ensaios experimentais. Este resultado pode parecer inatingível, mas está apenas um pouco acima dos melhores valores do COP solar para frigoríficos solares de adsorção encontrados na bibliografia e referidos no Capítulo 1.

Tabela 4.13 – Comparação do desempenho dos ciclos experimental, simulado e simulado otimizado para o dia 14-09-2011.

	Experimental	Simulado	Sim. otimizado
Q_{evap} [kJ]	1489.5	2769.6	6752.2
Q_{solar} [kJ]	24418.2	24210.0	24210.0
M_{cond} [kg]	0.63	1.10	2.50
COP_{solar}	0.061	0.114	0.2789

4.6.2 Resultados para um dia fresco

Os resultados apresentados nesta secção correspondem à simulação com os parâmetros otimizados para o dia 11-09-2011, que foi um dia com alguma nebulosidade dispersa e temperaturas do ar bastante frescas para um dia de Verão. Os resultados estão representados no gráfico da Figura 4.28.

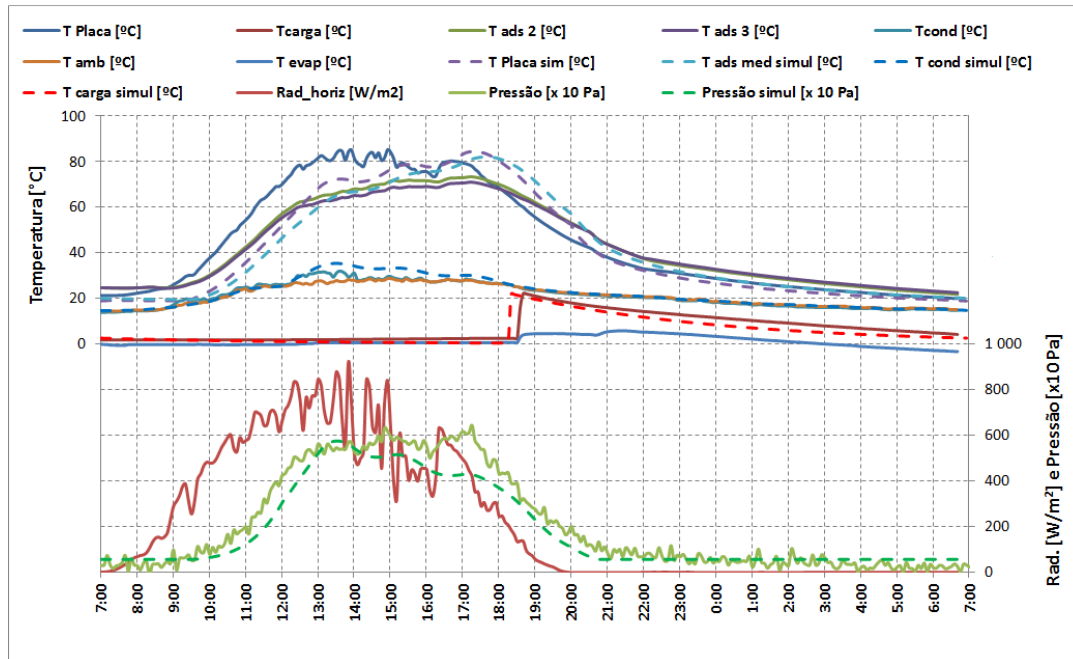


Figura 4.28 – Comparação da simulação da configuração otimizada com os resultados experimentais para as mesmas condições do dia 11-09-2011.

Tal como no caso anterior, o valor máximo da temperatura da placa na simulação e na medição experimental é semelhante, apresentando igualmente um desfasamento de mais de uma hora devido à nova orientação e melhoria da transferência de calor da placa para o adsorvente. A temperatura máxima do adsorvente na simulação é bastante superior à obtida com as medições experimentais, o que significa que a dessorção vai ser mais completa e vai condensar mais água. Ao contrário do caso anterior, as temperaturas na simulação à noite não se afastam muito das temperaturas medidas, o que parece indicar que, tal como esperado, o aumento do arrefecimento noturno do adsorvente é pouco eficaz em dias mais frescos.

A Figura 4.29 mostra a representação do ciclo de adsorção simulado para um dia mais fresco, sendo também representados o ciclo experimental e o ciclo teórico para comparação. Verifica-se, como no caso anterior, uma grande variação do teor de água na sílica-gel, (0.0966 kg de água por kg de sílica-gel seca), o que vai permitir condensar 2.90 kg de água.

A comparação de resultados para este dia está feita na Tabela 4.14, observando-se, tal como no caso do dia mais quente, que a simulação otimizada consegue produzir um *COP*

bastante elevado, neste caso 6.7 vezes superior ao obtido experimentalmente. De referir, no entanto, que este resultado é superior aos valores encontrados nas referências bibliográficas analisadas no Capítulo 1, e que por isso carece de validação para aplicação prática.

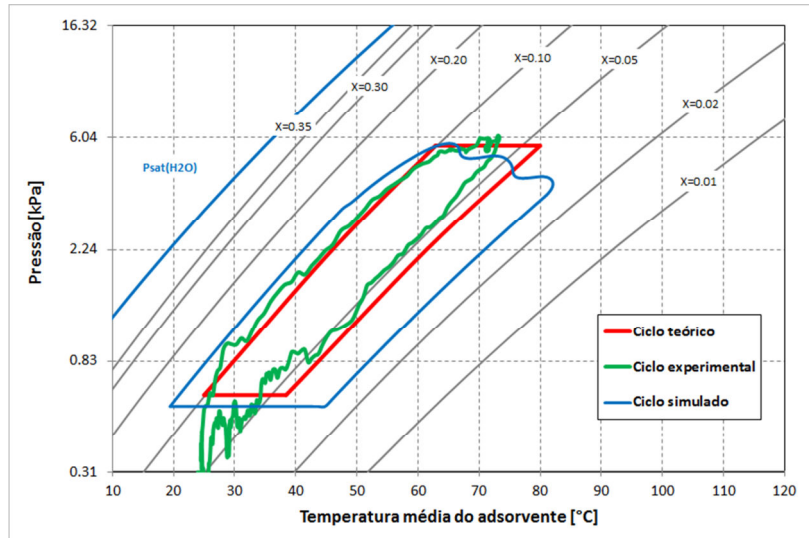


Figura 4.29 – Comparação dos ciclos teórico, experimental e simulado (configuração otimizada) para o dia 11-09-2011.

Tabela 4.14 – Comparação do desempenho dos ciclos experimental, simulado e simulado otimizado para o dia 11-09-2011.

	Experimental	Simulado	Sim. otimizado
Q_{evap} [kJ]	1229.2	3134.4	8190.7
Q_{solar} [kJ]	21950.5	21766.5	21766.5
M_{cond} [kg]	0.51	1.25	2.90
COP_{solar}	0.056	0.144	0.3763

4.7 Conclusões

Foi desenvolvido um programa de simulação do frigorífico solar por adsorção, que segue aproximadamente o ciclo teórico, sujeito a condições climáticas reais, e que tem em conta as trocas de energia nos componentes, bem como o efeito de todos os parâmetros construtivos. Através do estudo de simulação computacional com este programa foi diagnosticado que o protótipo do frigorífico solar pode não estar a funcionar corretamente, uma vez que o seu desempenho é muito inferior ao obtido por simulação, notando-se também a mesma diferença nos dados experimentais, no gráfico $T - \ln P$. Verificou-se que o COP experimental é inferior a metade do COP simulado, o que deixa bastante margem para melhorar o seu desempenho.

Por outro lado, a simulação computacional permitiu testar o efeito da variação de parâmetros tão diversos como a quantidade de sílica-gel usada no adsorisor, o aumento do número de alhetas do adsorisor, a orientação do coletor, o aumento do coeficiente global de transferência de calor do adsorisor durante o período noturno, a diminuição da resistência térmica de contacto no adsorisor, a área do condensador, a superfície de vaporização ou o tipo de pintura do coletor solar no desempenho do frigorífico solar. A simulação da configuração otimizada levou à previsão de valores do *COP* 4.5 e 6.7 vezes mais elevados que o *COP* obtido experimentalmente, respetivamente para um dia quente e para um dia mais fresco, o que deixa excelentes perspectivas para a construção de protótipos do frigorífico solar significativamente melhorados. Relativamente ao aumento do número de alhetas do adsorisor, não foi estudada a sua otimização; no entanto, os resultados obtidos com a duplicação do seu número já representam uma melhoria considerável. Na otimização do número de alhetas poderão ser estudadas possibilidades como alhetas com configurações especiais (com alhetas secundárias horizontais), ou alhetas muito finas e pouco espaçadas entre as alhetas de reforço.

Apesar dos esforços para melhorar o desempenho do protótipo atual do frigorífico solar, obteve-se apenas uma ligeira melhoria. A razão para isto é talvez devida ao facto de algumas soldaduras apresentarem poros, que foram obturados pelo exterior com silicone por ser o material mais facilmente acessível para o efeito; ainda assim, apesar de a área de contacto do silicone com o interior do sistema ser muito pequena, e tendencialmente nula, poderá ser suficiente para que se libertem alguns vapores não condensáveis, sobretudo quando o adsorisor está sujeito a altas temperaturas. Pode também acontecer que a sílica-gel não esteja já nas melhores condições, pelo que deve ser testada antes de construir um novo protótipo, sendo até recomendável adquirir uma nova carga de sílica-gel de qualidade garantida e com propriedades fiáveis.

Não é possível, para já, no quadro do presente trabalho, construir um novo protótipo. Porém, em construções futuras, deverá evitar-se o uso de qualquer silicone ou material plástico, todas as soldaduras deverão ser testadas com meios adequados (por exemplo, hélio e líquido de deteção de fugas), e todos os componentes devem estar impecavelmente limpos antes da montagem. Devem também ser usados os acessórios adequados para trabalhar e garantir a vedação em condições permanentes de vácuo. Só assim será possível construir um frigorífico solar de alto desempenho, entendendo-se o alto desempenho por um *COP* da ordem de 0.20 ou superior.

Capítulo 5:

Estudo de outras aplicações práticas

5.1 Introdução

Dos capítulos anteriores ficou claro que é perfeitamente viável a utilização de um frigorífico solar por adsorção durante a estação quente em Portugal, mas o seu desempenho é modesto e a construção fica bastante mais cara que o preço de um frigorífico vulgar. No entanto, uma parte deste custo pode ser atenuada uma vez esta tecnologia de refrigeração perfeitamente desenvolvida. Mas como o País dispõe de uma rede elétrica muito desenvolvida, com um índice de cobertura de 100%, e um mercado de equipamentos de frio bastante desenvolvido e comercialmente agressivo, e ainda face ao estado atual de desenvolvimento da tecnologia da refrigeração por adsorção com energia solar, não faz sentido, para aplicações normais, usar um frigorífico solar. No entanto, como se viu no Capítulo 1, as aplicações do ciclo de refrigeração por adsorção vão muito para além do simples frigorífico solar, podendo inclusive ser utilizada outra fonte de energia térmica que não o Sol.

À medida que o trabalho de construção, ensaio e estudo do frigorífico solar foi sendo desenvolvido, foram surgindo ideias sobre outras possíveis aplicações do ciclo e que podem ser interessantes num país do Sul da Europa. Algumas destas ideias são as que constam da seguinte lista, a qual não é de modo algum uma lista fechada:

- Utilização do ciclo de adsorção com energia solar para climatização, usando o mesmo princípio de funcionamento do frigorífico solar: produzindo gelo à noite, que é, por sua vez, utilizado durante o dia para arrefecer um espaço.
- Modificação do ciclo de adsorção para funcionar como bomba de calor, usando, por exemplo, o calor dos gases de combustão de uma lareira que são rejeitados pela chaminé para regenerar o adsorvente. Quando se pretende obter o calor de adsorção, após paragem da lareira, basta abrir a válvula que liga ao evaporador, ficando o calor de adsorção a ser libertado para o espaço a climatizar durante várias horas.
- Refrigeração em locais remotos, afastados das povoações e da rede elétrica.
- Frigorífico solar com dois níveis de temperatura (dois compartimentos refrigerados a temperaturas diferentes, usando dois evaporadores).
- Possibilidade de utilização para produção de frio instantâneo.
- Possibilidade de utilização para arrefecimento de estruturas de edifícios.
- Possibilidade de integração com um sistema solar térmico para aquecimento de águas sanitárias, utilizando o calor em excesso no verão para produzir frio.

Algumas destas possíveis utilizações são estudadas nas secções seguintes. Existem, no entanto, muitas outras possibilidades de aplicação do ciclo de refrigeração por adsorção, inclusive para climatizar veículos a motor, aproveitando os gases de combustão (locomotivas, automóveis, camiões, barcos, etc).

5.2 Aplicação do ciclo base para climatização de uma casa de baixo consumo energético

Esta aplicação decorre do facto de em Portugal os meses de verão terem em simultâneo temperaturas elevadas e uma forte irradiação solar, o que por um lado leva a que exista uma grande necessidade de climatização para manter o conforto térmico dos espaços ocupados, e, em simultâneo, parece um cenário ótimo para utilizar um sistema de refrigeração com energia solar. Apesar de já existirem no mercado *chillers* de adsorção funcionando com energia solar, o que se pretende estudar aqui é uma aplicação semelhante ao frigorífico solar, de construção muito mais simples. O baixo desempenho é neste caso compensado pelos seguintes fatores: por se estar a utilizar a energia solar, que é completamente gratuita, pelo relativamente baixo custo de construção de um sistema simples de refrigeração por adsorção, e pelo facto de este sistema não ter necessidade de consumir energia elétrica, logo não tem custos de exploração. Um sistema

deste tipo, mas em grande escala e envolvendo uma complexidade desnecessária numa aplicação doméstica, foi construído em Espanha, ao abrigo do programa HYDROSOLAR 21, com a ajuda de fundos comunitários [Rodríguez *et al.* (2009)].

O sistema proposto é o representado na Figura 5.1, sendo que não se pretende indicar aqui uma configuração viável do sistema mas sim uma avaliação do interesse que poderá ter este sistema. Em vez da configuração mostrada na figura, é perfeitamente viável usar coletores solares térmicos vulgares e um circuito de água aquecida para regenerar o adsorisor. Com dois adsorsores seria neste caso possível obter uma produção de frio semicontínua, caso um estivesse a regenerar e outro a adsorver, o que seria mais ou menos equivalente a um chiller de adsorção, que já está disponível comercialmente.

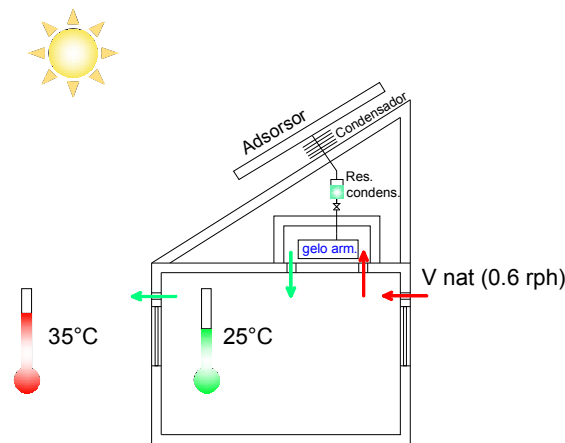


Figura 5.1 – Esquema de um ciclo básico de adsorção funcionando com energia solar, utilizado para climatizar um espaço ocupado usando o gelo armazenado no evaporador.

Para avaliar o impacto de um sistema deste tipo no conforto térmico dos ocupantes do espaço a climatizar foi usado o programa *Energy Plus* v.7¹. O edifício que serve de base para o presente estudo é uma moradia unifamiliar, com um bom isolamento térmico, mas com problemas de sobreaquecimento devido a cargas internas e ganhos solares. As superfícies envidraçadas dispõem de lâminas de sombreamento, mas devido à baixa altura do sol no horizonte ao princípio da manhã e a partir do meio da tarde, existem alguns ganhos solares significativos. Foi simulado o período entre 17-08 a 26-08, usando o ficheiro climático IWEC para Coimbra, disponível para *download* na página internet do *Energy Plus*. Esta casa de baixo

¹ Energy Plus – Energy Plus é um programa de simulação energética de edifícios, disponível gratuitamente, que permite modelar o uso de energia e água num edifício. É possível simular sistemas de climatização, iluminação, ventilação (incluindo ventilação natural), outros consumos e sistemas de produção de energia como painéis solares e cogeração, bem como o conforto térmico dos ocupantes. Disponível em <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>

consumo energético foi estudada no âmbito da Tese de Mestrado de Hauer (2011), Hauer *et al.* (2011), e em Brites *et al.* (2011), tendo sido estudadas diversas técnicas passivas de arrefecimento, em especial com ventilação noturna. Nas Figuras 5.2 e 5.3 estão representadas as plantas dos dois pisos, um corte e uma vista em perspetiva da moradia. Apenas a sala (espaço nº 5), no piso 0, interessa para este estudo, por ser o único espaço que se vai tentar climatizar.

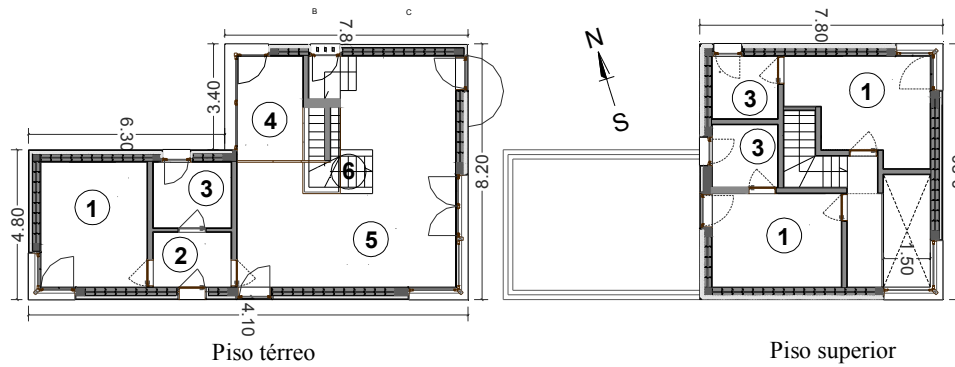


Figura 5.2 – Planta dos pisos inferior e superior da casa.

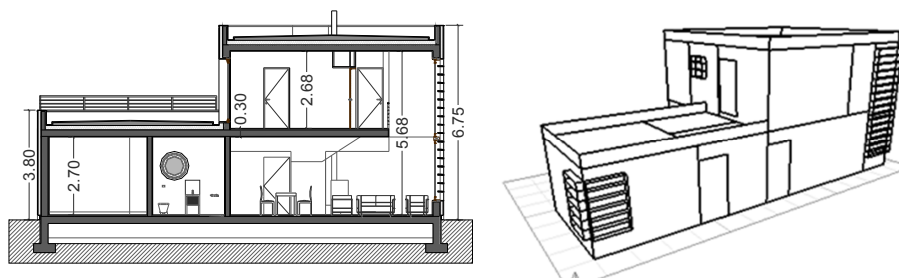


Figura 5.3 – Vistas da casa em corte e em perspetiva.

A sala tem um volume de 131.2 m^3 e uma área de pavimento de 42.6 m^2 . Tem paredes em contacto com o exterior a norte, sul e nascente. As paredes exteriores são constituídas por paredes simples de tijolo com isolamento pelo exterior em cortiça natural com 10 cm de espessura.

A Figura 5.4 mostra os ganhos térmicos no interior da sala, obtidos com o programa Energy Plus v.7, nomeadamente os resultantes da ocupação (4 pessoas), iluminação (10 W/m^2) e equipamentos (4 W/m^2), considerando-se que a sala está ocupada durante o início da manhã e à noite nos dias de trabalho, e durante todo o dia no fim de semana.

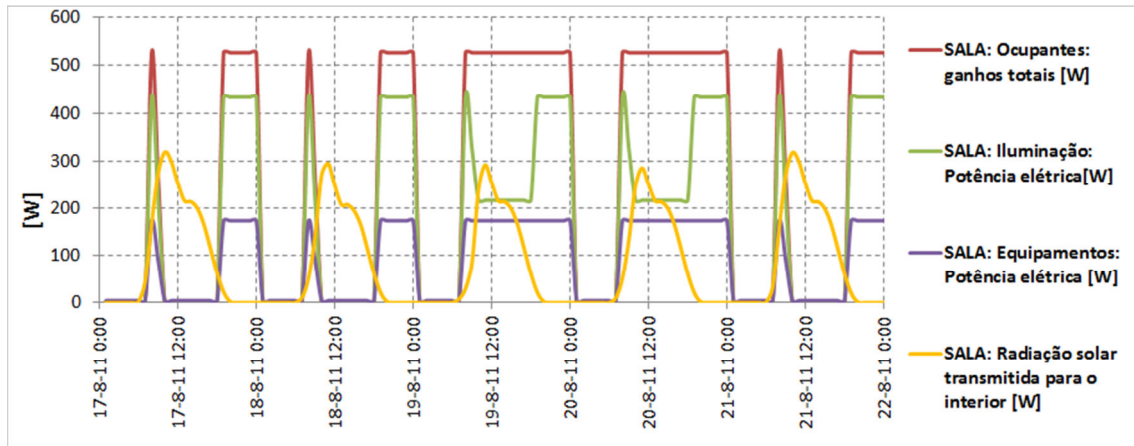


Figura 5.4 – Principais ganhos térmicos na sala. Os dias 19 e 20 correspondem ao fim de semana.

Foi efetuada uma simulação para determinar as cargas térmicas da Sala, com um sistema AVAC ideal (ZoneHVAC:IdealLoadAirSystem), usando o ficheiro climático IWEC para Coimbra, entre os dias 17 e 26 de agosto, e os resultados estão representados na Figura 5.5. Como é natural para o mês de agosto, as necessidades de aquecimento são nulas, e as necessidades de arrefecimento são bastante elevadas, atingindo picos de quase 2500 W. (na estação de arrefecimento, uma elevada espessura de isolamento térmico não traz vantagens significativas comparativamente a uma habitação típica, ao contrário do período de aquecimento. No verão, a temperatura ambiente média diária é, em geral, inferior a 25°C, pelo que o excesso de isolamento térmico nesta estação não tem qualquer efeito positivo se a casa tiver problemas de sobreaquecimento. Isto explica as relativamente elevadas necessidades de arrefecimento).

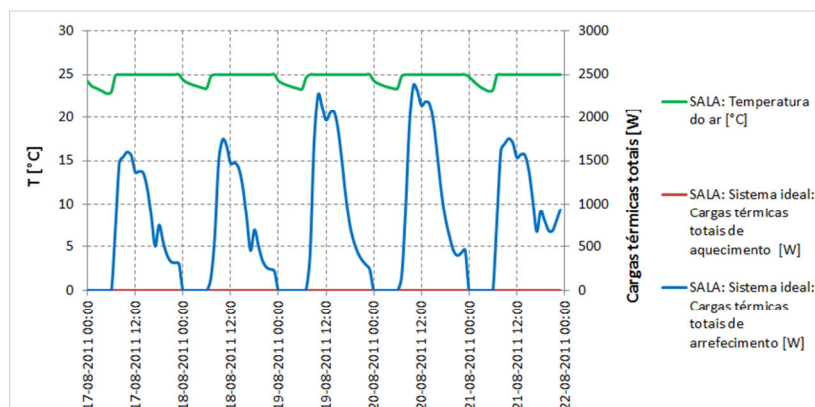


Figura 5.5 – Potências térmicas necessárias para manter condições de conforto do RCCTE.

A Tabela 5.1 apresenta os resultados diários para as necessidades totais de arrefecimento da sala (cargas sensível e latente), e a quantidade de gelo equivalente a esta energia térmica.

Nota-se claramente que a massa de gelo que seria necessário produzir com um frigorífico solar implicaria sempre uma superfície de captação de energia solar elevada.

Tabela 5.1 – Necessidades de climatização diárias da sala de modo a manter a temperatura dentro dos limites de conforto, e massa de gelo equivalente a produzir pelo sistema de arrefecimento solar.

Dia	SALA: Energia térmica total diária para arrefecimento [kJ]	Massa de gelo equiv. [kg]
17-08	48104.5	145.8
18-08	41092.2	124.5
19-08	52564.1	159.3
20-08	59350.1	179.8
21-08	61661.9	186.9
22-08	59176.9	179.3
23-08	35906.5	108.8
24-08	63576.9	192.7
25-08	62754.7	190.2
26-08	61605.1	186.7

Para climatizar a sala da habitação seria necessário dispor de um sistema que produzisse até cerca de 200 kg de gelo por dia. O valor mais alto do Q_{evap} durante os ensaios experimentais foi de 1950.7 kJ no dia 12-09-2011, para um COP de 0.0725, o que corresponde a uma produção de gelo de 5.9 kg. Para conseguir climatizar apenas a sala da habitação seria necessário dispor de 34 m² de adsorção e 1020 kg de sílica-gel, o que é um valor manifestamente elevado e que desencoraja a aplicação de um sistema deste tipo e para este fim em habitações.

No entanto, o estudo computacional indicou que o frigorífico solar poderia ser melhorado. Se considerarmos os resultados da simulação, para o dia 14-09-2011, onde o COP foi de 0.114 e o Q_{evap} foi de 2769.6 kJ, a produção de gelo por m² de adsorção passa a ser de 8.4 kg de gelo por m² de adsorção, mas ainda assim seriam necessários 23.8 m² de adsorção e 714.3 kg de sílica-gel, o que continua a ser desencorajador.

Considerando agora os resultados da simulação com parâmetros otimizados, o COP passa a ser 0.2789 e o Q_{evap} 6752.2 kJ/kg para o dia 14-09-2011, resultando uma produção de gelo de 20.5 kg por m² de adsorção. Neste caso, seriam precisos 9.8 m² de coletor e 294 kg de sílica-gel. Ainda assim, não parece ser uma solução fácil de implementar. Reduzindo a quantidade de sílica-gel para 10 kg/m² de coletor (o que ainda assim permite obter um desempenho aceitável), seria necessário cerca de 100 kg de sílica-gel, o que já é uma quantidade mais aceitável, mas tendo em conta que estamos apenas a climatizar a sala da habitação (35% do total da área útil de pavimento), continua a ser uma opção pouco atraente.

Fica mais ou menos claro da análise efetuada que o ciclo básico de adsorção, na forma utilizada no frigorífico solar, não é conveniente para aplicações de climatização, sendo a opção por um *chiller* de adsorção e um campo de painéis solares, e um sistema de apoio, a opção mais

aconselhada. Já existem *chillers* de adsorção de pequenas potências, a partir de 4 kW, que podem ser usados em pequenos edifícios.

Pode, no entanto, ser utilizado este sistema simples de refrigeração para melhorar as condições de conforto, reduzindo a temperatura em alguns graus durante os períodos mais quentes do dia. Para testar a eficácia de um destes sistemas foram efetuadas algumas simulações com o *Energy Plus*, considerando um sistema equivalente ao frigorífico solar, uma vez que o *Energy Plus* está limitado em termos de sistemas de climatização aos sistemas mais comuns e não permite criar novos sistemas.

5.2.1 Efeito de um sistema simples de climatização por adsorção

Este estudo de aplicação em climatização do frigorífico solar não ficaria completo sem apresentar alguns resultados práticos de um pequeno sistema que serve para melhorar um pouco o conforto dos ocupantes relativamente ao edifício não climatizado, e não para o climatizar de modo a obter condições rigorosas de conforto. Embora o programa *Energy Plus* não possa simular diretamente o frigorífico solar, permite configurar um sistema equivalente com um *chiller* e um depósito de gelo no circuito primário, e uma caixa de mistura, ventilador e bateria de arrefecimento no circuito secundário, como mostra a Figura 5.6. O *chiller* funciona apenas para carregar o depósito de gelo durante a noite, e o depósito de gelo é depois descarregado durante o dia. A capacidade do depósito de gelo terá de ser igual à capacidade do sistema de refrigeração por adsorção de produzir gelo, que, de acordo com os resultados experimentais descritos no Capítulo 3, é cerca de 4.25 kg de gelo por m² de coletor, sendo que para simular uma área maior usa-se a quantidade correspondente de gelo produzido.

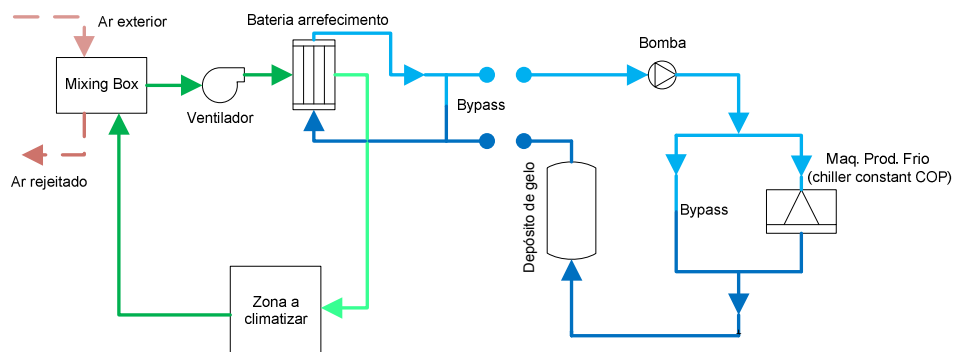


Figura 5.6 – Esquema do sistema de climatização desenvolvido no *Energy Plus* para obter um efeito semelhante a um frigorífico solar. O *chiller* substitui o frigorífico solar uma vez que funciona apenas de noite, acumulando uma determinada quantidade de gelo no depósito de gelo, que é usada para climatizar o espaço durante o dia. Os dois *bypass* permitem que o sistema funcione com o *chiller* desligado (durante o dia) ou com a bateria desligada (durante a noite).

Os resultados para um dia típico de Verão, aplicando o sistema básico de refrigeração por adsorção à climatização da sala do edifício da Figura 5.2 (espaço nº 5) estão representados na Figura 5.7, onde se pode ver que mesmo com um pequeno sistema com capacidade para produzir 10 kg de gelo já se pode ter alguma capacidade de melhorar o conforto dos ocupantes num espaço com problemas de sobreaquecimento. Com uma produção diária de 20 kg de gelo a diferença da temperatura máxima entre o exterior e o interior é reduzida em 2.0°C, de acordo com os dados da Tabela 5.2.

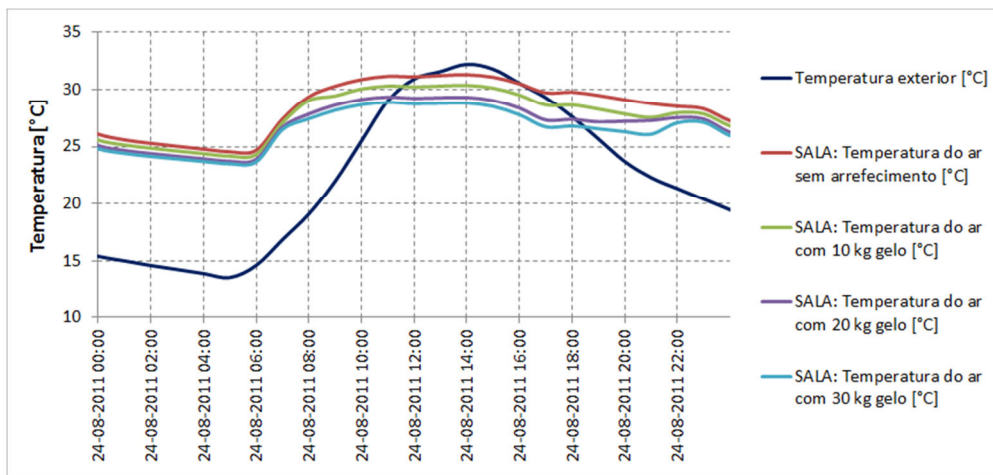


Figura 5.7 – Temperaturas horárias com as diferentes configurações de arrefecimento para o dia 24-08.

Tabela 5.2 – Comparação da temperatura máxima na sala usando diferentes quantidades de gelo com a temperatura ambiente.

	Exterior	SALA sem arrefec.	SALA 10 kg de gelo	SALA 20 kg de gelo	SALA 30 kg de gelo
T_{max} [°C]	32.2	31.3	30.4	29.3	28.9
$T_{ext,max} - T_{sala,max}$ [°C]	-	0.9	1.8	2.9	3.3

A área do adsorção para obter 30 kg de gelo é de 5.1 m² considerando o desempenho do frigorífico solar obtido experimentalmente, ou de 3.6 m² considerando o COP simulado, e se considerarmos o COP simulado ótimo então a área passa a ser apenas 1.46 m², o que já é um valor razoável para considerar a construção de um sistema deste tipo funcionando juntamente com soluções passivas de arrefecimento como a ventilação natural noturna, redução de cargas internas e sombreamentos da radiação solar.

Um sistema deste tipo pode também ser integrado num sistema solar típico, sobredimensionado para permitir o aquecimento ambiente durante o inverno, e durante o verão

usar o calor excedente, na forma de fluido térmico, para regenerar um adsorvedor de modo a produzir gelo para arrefecer um pouco a habitação.

5.2.2 Outras possíveis configurações do sistema:

Para além da produção de gelo durante o período noturno para climatizar durante o dia, é possível desenvolver sistemas deste tipo para arrefecer a estrutura do edifício, com a vantagem de a vaporização ocorrer a uma temperatura próxima da temperatura ambiente, o que otimiza o processo de adsorção por se conseguirem maiores teores de água adsorvida. Se o edifício tiver uma inércia térmica forte e forem utilizadas outras técnicas passivas para evitar os ganhos térmicos excessivos, então ao ser arrefecida a sua estrutura durante a noite, manter-se-á fresco durante o dia. Nesta configuração do sistema é necessário ter cuidado para evitar a formação de condensações nos elementos estruturais.

Outra possibilidade que pode vir a ser explorada é a utilização de PCM (*Phase Change Materials*) para armazenar a energia térmica, em vez da produção de gelo. Com os PCM é possível trabalhar a temperaturas mais elevadas do que 0°C, o que minimiza os problemas com a insuficiente superfície livre de vaporização, que leva à formação de uma camada fina de gelo que bloqueia a vaporização.

5.3 Utilização do ciclo básico de adsorção para aquecimento

O princípio do frigorífico solar também pode ser aplicado para aquecimento se o ciclo funcionar como bomba de calor, aproveitando-se o calor de adsorção para climatizar um espaço ocupado, sendo o calor de vaporização absorvido do ambiente exterior. Uma possibilidade de utilização está esquematizada na Figura 5.8.

Interessa saber o potencial interesse em termos de resultados práticos deste sistema. Uma lareira com recuperador de calor tem uma potência de aquecimento a partir de 12 kW e uma eficiência em média de 70%. Isso significa que a potência térmica perdida pelos gases é de 3.6 kW quando a lareira funciona à carga máxima. Se a lareira ficar acesa durante várias horas, o que acontece na generalidade das habitações, então parte do calor perdido pelos gases da combustão pode ser usado para regenerar um adsorvente com capacidade de resistir a temperaturas elevadas como a zeolite.

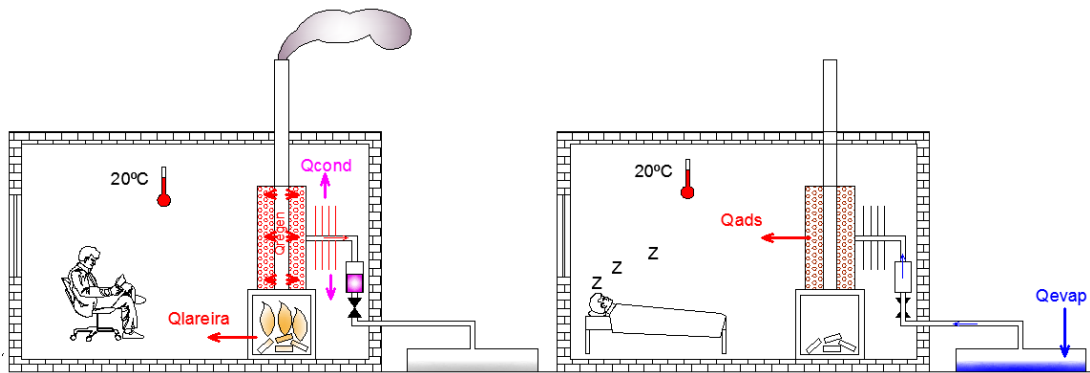


Figura 5.8 – Esquema proposto para usar o ciclo de adsorção para aquecimento, usando o calor dos gases de uma lareira para regenerar o adsorvente.

O calor disponível para regenerar o adsorvente vai depender, por um lado, da intensidade com que a lareira está a funcionar, e, por outro, da eficiência das trocas de calor entre os gases e o adsorvente. Considerando que dos 3.4 kW máximos perdidos pelos gases da combustão apenas se consegue aproveitar 1 kW para regenerar o adsorvente, então em 5 horas de funcionamento temos 5 kWh de energia térmica disponível. É conveniente notar que não convém que a eficiência das trocas de calor entre os gases e o adsorvente seja muito elevada uma vez que isso vai forçosamente aumentar as perdas de carga e diminuir a capacidade de tiragem dos gases pela chaminé.

O ciclo teórico para um sistema deste tipo está representado na Figura 5.9, onde se pode ver que a variação do teor de água na zeolite é muito grande, o que pressupõe que o calor libertado durante a adsorção também vai ser bastante elevado.

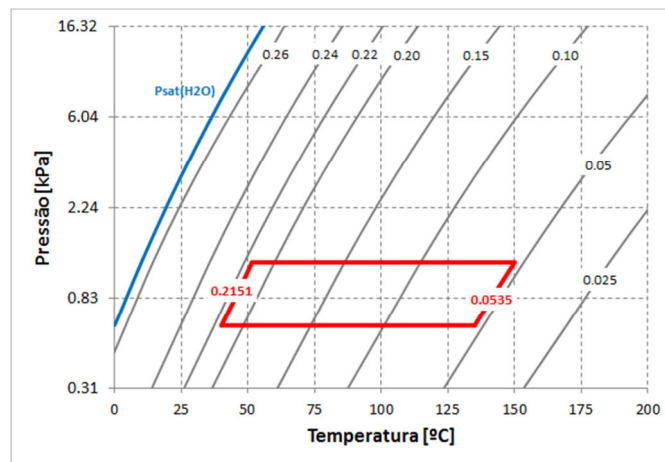


Figura 5.9 – Ciclo de adsorção teórico para o par zeolite água, considerando o ciclo modificado para funcionar em aquecimento, juntamente com uma lareira. A temperatura de condensação é de 10°C, a temperatura de vaporização é de 0°C, a temperatura máxima do adsorvente é de 150°C e a temperatura mínima do adsorvente é de 40°C.

De acordo com os cálculos semelhantes aos efetuados no Capítulo 2, uma potência aproveitável dos gases de 1 kW durante cinco a seis horas por dia pode regenerar 30 kg de adsorvente até aos 150°C, e se o processo seguir o ciclo da Figura 5.9 então vai permitir condensar e evaporar 4.8 kg de água. Com um calor de adsorção médio de 3250 kJ/kg, isso representa um calor de adsorção de 15.7 MJ, a que devemos somar o calor sensível perdido para o ambiente, de mais 4.5 MJ, o que dá um total de 20.2 MJ. Uma casa bem isolada como a que foi apresentada na seção anterior apresenta necessidades diárias máximas de aquecimento de 70 MJ para o mês de dezembro, pelo que só este valor do calor de adsorção representa quase 30% das necessidades diárias de aquecimento, mas com o revés de a casa bem isolada não precisar de funcionar com a lareira a queimar lenha numa intensidade elevada, logo temos menos calor disponível para regenerar o adsorvente. Como termo de comparação, o volume de água correspondente ao volume de zeolite permite acumular um calor sensível de 13.7 MJ, com uma variação de temperatura entre os 100°C e os 20°C, ou seja, o sistema de adsorção representa um aumento de quase 50% da capacidade de acumulação de calor relativamente ao mesmo volume de água aquecida.

Em vez de colocar o adsorvente em contato com a chaminé pode ser mais interessante fazer a recuperação do calor dos gases com um circuito de água, de modo a aquecer indiretamente o adsorvente. Uma outra possibilidade seria a integração de um sistema de adsorção para aquecimento com um sistema de radiadores a água quente, colocar um adsorvente em cada sala, assim nos dias mais frios o sistema de aquecimento estava ligado e regenerava o adsorvente, e nos dias mais quentes não era necessário ligar o sistema, optando-se por usar apenas o calor de adsorção abrindo a válvula que liga ao evaporador, colocado no exterior.

5.4 Frio instantâneo

O facto de ser possível isolar fisicamente o adsorvente do evaporador pelo tempo que desejarmos torna possível a utilização de sistemas de frio por adsorção para produzir um efeito frigorífico a qualquer momento que se deseje, desde que o adsorvente seja conservado regenerado e pronto a adsorver vapor. Para regenerar o adsorvente pode ser utilizada qualquer tipo de energia térmica, mas torna-se mais interessante usar fontes de energia renováveis como a energia solar térmica ou a energia da biomassa. Pode-se assim idealizar um contentor frigorífico de acordo com o esquema das Figuras 5.10, 5.11 e 5.12. Bastará regenerar o adsorvente, acumulando o vapor condensado no evaporador, e após a regeneração estar completa a válvula é

fechada, mantendo-se assim o adsorvente sempre pronto a produzir frio pelo tempo desejado, sem a mínima perda de capacidade, aspecto negativo dos sistemas comuns de acumulação de energia térmica.

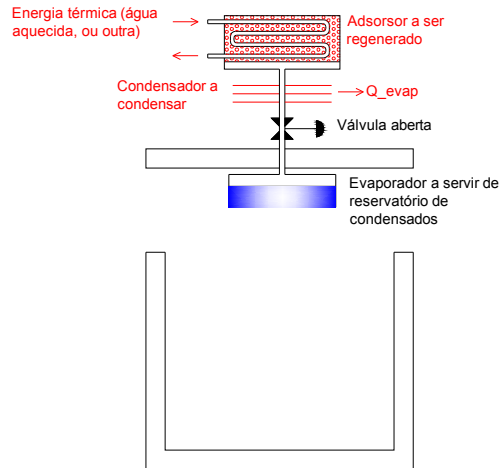


Figura 5.10 – Fase 1 do sistema de frio instantâneo por adsorção: Regeneração do adsorvente. Após a regeneração completa do adsorvente a válvula tem de ser fechada para manter a capacidade de produzir frio a qualquer instante.

Quando é necessário transportar produtos a refrigerar no adsorvente, é aberta a válvula, como mostra a Figura 5.12, obtendo-se uma produção de frio que, dependendo da massa de adsorvente e da variação do teor de adsorvato, pode manter a caixa frigorífica refrigerada por muitas horas ou até mesmo vários dias.

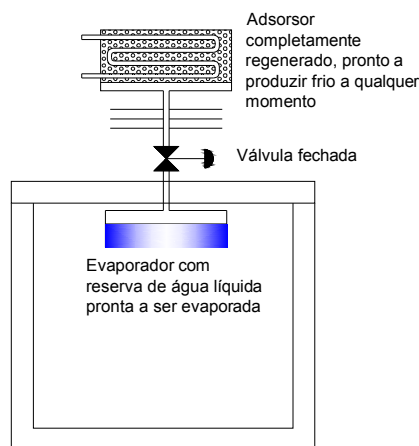


Figura 5.11 – Sistema fora de equilíbrio, mantido por tempo indefinido pronto a produzir frio. Desde que se mantenha a válvula fechada, a capacidade de produzir frio não é perdida, podendo ser usada dias, semanas, meses ou até anos mais tarde sem quaisquer perdas.

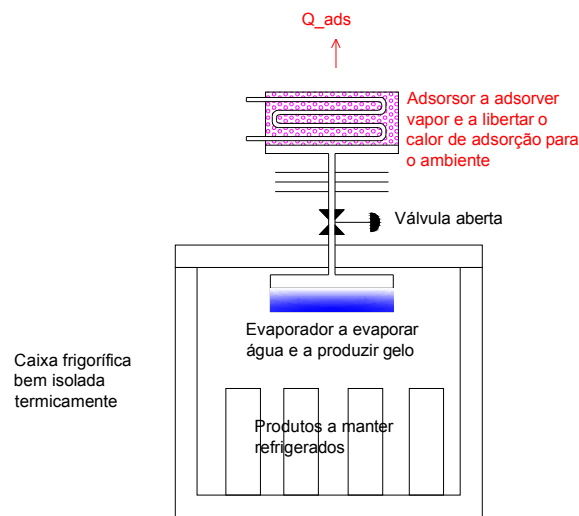


Figura 5.12 – Sistema a produzir frio e a refrigerar produtos. Para produzir frio basta apenas abrir a válvula, podendo o processo de produção de frio manter-se por vários dias dependendo da quantidade de adsorvente e da variação do teor de adsorvato.

Um sistema deste tipo pode funcionar com energia solar captada diretamente, com um formato semelhante ao frigorífico solar, mas com o inconveniente de ter um coletor com uma área grande, ou então usando água aquecida ou vapor que passa através de uma tubagem no interior do adsorisor. Esta última configuração permitirá uma forma mais compacta do adsorisor, podendo até ser independente da disponibilidade de radiação solar, se for usada outra fonte de energia para regenerar o adsorvente.

O método mais usado em contentores deste tipo inclui a colocação de pequenos recipientes com gelo ou materiais de mudança de fase dentro da caixa frigorífica. Ao utilizar o sistema de adsorção perde-se em termos de compacidade e ligeireza do contentor, mas ganha-se em termos de independência de outros equipamentos de frio, porque os recipientes com gelo têm de ser carregados num congelador normal.

5.5 Conclusões

Através do estudo de algumas aplicações práticas para além das já descritas no Capítulo 1, na revisão bibliográfica, constata-se que existe algum potencial de aplicação do ciclo de refrigeração por adsorção, embora o modesto desempenho e o peso do adsorvente e partes metálicas sejam uma desvantagem significativa relativamente aos sistemas de refrigeração tradicionais. A aplicação da refrigeração por adsorção está então dependente de conseguir por

Capítulo 5

um lado otimizar o seu desempenho, e por outro conceber aplicações práticas de forma a minimizar os inconvenientes como o peso e volume do sistema de produção de frio. Revela-se necessário aplicar mais recursos na investigação desta tecnologia para que a otimização necessária seja conseguida, o que poderia certamente trazer benefícios ao nível da utilização das energias renováveis, e em especial, da energia solar.

Capítulo 6:

Conclusões finais

6.1 Introdução

Neste capítulo são apresentadas as conclusões gerais relativamente ao trabalho desenvolvido nos capítulos anteriores. Foi seguida uma sequência lógica ao longo do trabalho, tendo sido no Capítulo 1 analisada a bibliografia sobre o ciclo de refrigeração por adsorção com energia solar para abordar as bases do funcionamento do ciclo de adsorção, das propriedades e características dos adsorventes, da captação de energia solar e fazer uma análise das aplicações já estudadas e resultados obtidos.

No Capítulo 2 foi feito um estudo teórico onde foi comparado o desempenho do ciclo teórico com vários pares adsorvente - adsorvato, concluindo-se que o par sílica-gel e água permite um desempenho razoável com as vantagens de utilizar materiais inócuos para os seres vivos e para o ambiente.

Foi escolhido o par sílica-gel e água para a construção de um protótipo de frigorífico solar, tendo sido encontradas algumas dificuldades em termos de conseguir um funcionamento regular do frigorífico solar, dificuldades essas que estão descritas no Capítulo 3. Foram ultrapassadas as principais dificuldades, e o protótipo foi testado em condições de final de verão e princípio de outono, em Coimbra. Os resultados obtidos são bastante encorajadores, embora o coeficiente de desempenho medido tenha sido relativamente modesto, da ordem de 0.07. O protótipo construído não estava algum otimizado para o máximo desempenho, sendo o intuito principal

poder fazer a comparação entre o desempenho esperado e o desempenho medido numa instalação deste tipo.

De modo a estudar a influência de diversos parâmetros construtivos do frigorífico solar no seu desempenho, tendo em vista a obtenção do melhor desempenho possível, é apresentado um estudo computacional no Capítulo 4, em que foi construído um modelo do frigorífico solar parcialmente validado com os resultados experimentais, tendo sido efetuado um vasto estudo paramétrico em que se concluiu que o coeficiente de desempenho poderá ser otimizado para valores da ordem de 0.25, ou até superiores, caso a construção de um novo protótipo do frigorífico solar tiver em conta os parâmetros otimizados.

No Capítulo 5 foram estudadas algumas possíveis aplicações para além das que já foram encontradas na bibliografia. Foi estudada a possibilidade de utilização do ciclo básico de refrigeração por adsorção com energia solar para a climatização de um espaço de uma moradia unifamiliar, tendo-se concluído que dificilmente um sistema deste tipo pode climatizar completamente um espaço de um edifício pois seria necessário uma área de captação de energia solar muito grande, mas que um sistema deste tipo pode ajudar a melhorar um pouco o conforto dos ocupantes na estação quente, bastando para isso conseguir produzir 20 ou 30 kg de gelo por ciclo, o que já permitiria baixar a temperatura máxima do ar interior em alguns graus, e se considerarmos o desempenho otimizado, então apenas seriam necessários cerca de 2 m² de superfície coletora.

No presente capítulo é feito um balanço geral do trabalho, em termos de discussão dos resultados obtidos e o respetivo contributo para o estudo dos ciclos de refrigeração por adsorção com energia solar, a comparação em termos económicos e de desempenho do frigorífico solar por adsorção com outras tecnologias concorrentes, e são também apresentadas algumas perspectivas em termos de trabalho futuro e de evolução tecnológica dos sistemas de refrigeração por adsorção.

6.2 Discussão dos resultados obtidos

Os resultados obtidos ficaram aquém do esperado, em termos do desempenho do frigorífico solar medido experimentalmente, uma vez que o *COP* se ficou pelos 0.06 a 0.08. Alguns trabalhos experimentais de outros autores referem coeficientes de desempenho superiores, chegando a ultrapassar 0.20. Por se tratar de um protótipo construído, partindo de uma situação de experiência nula no assunto, para demonstrar a viabilidade técnica, o fraco desempenho pode dever-se a fatores construtivos que não estão otimizados para o máximo desempenho.

Com o objetivo de projetar um frigorífico solar com o máximo desempenho possível foi efetuado um estudo de simulação computacional com vista à otimização de todos os parâmetros que influenciam o seu desempenho, chegando-se a valores do coeficiente de desempenho para o frigorífico solar superiores a 0.25, o que está de acordo com os melhores resultados referidos na bibliografia. Não foi no entanto possível, por razões relativas à falta de recursos e de tempo, construir até à presente data uma versão otimizada do frigorífico solar, sendo essencial testar um protótipo melhorado para comprovar que as medidas apontadas melhoram significativamente o coeficiente de desempenho do frigorífico solar. No entanto, apesar da investigação intensa nesta área, não foi possível melhorar substancialmente o desempenho dos frigoríficos solares por adsorção, mesmo com o aparecimento de novos adsorventes compostos.

Ultrapassada a fase de demonstração experimental e estudo de otimização, interessa estudar o potencial de aplicação destas tecnologias. Já existem estudos diversificados de aplicação do ciclo de adsorção, seja através de *chillers* de adsorção para climatização, seja através do ciclo básico do frigorífico solar. A aplicação mais comum para o frigorífico solar por adsorção é na conservação de vacinas e alimentos perecíveis em lugares remotos de África, onde não existe rede elétrica. O frigorífico solar por adsorção tem algumas vantagens relativamente a um frigorífico com ciclo de compressão de vapor alimentado por um painel fotovoltaico, uma vez que a construção e reparação são muito mais simples e não exigem componentes sofisticados, que são escassos e muito caros nos países menos desenvolvidos.

Em termos de capacidade de refrigeração, o frigorífico testado experimentalmente ficou-se por um Q_{evap} de 1950.7 kJ, para um período de 24 horas, o que dá uma potência média frigorífica de 22.6 W. No caso do frigorífico otimizado, seria possível obter uma potência frigorífica média de 73 W. O frigorífico solar é comparável com um pequeno minibar de hotel, como mostra a Tabela 6.1, uma vez que a menor potência frigorífica disponível é compensada pela diferença de espessura das paredes. Os ganhos térmicos pelas paredes da caixa frigorífica são quase três vezes menores no frigorífico solar construído, sendo possível reduzi-los ainda mais aumentando a espessura da parede ou usando painéis isolantes de vácuo.

Na Tabela 6.1 são notórias algumas vantagens importantes do frigorífico solar, nomeadamente a ausência de ruído, a ausência de consumo de energia elétrica, e o maior volume interno do espaço refrigerado, sendo o aspeto negativo a diferença de custos de aquisição, uma vez que o frigorífico solar construído custou aproximadamente 2500 euros, e mesmo que fosse construído industrialmente em Portugal custaria seguramente mais de 1000 euros. É de salientar também as consideravelmente maiores dimensões globais, volume e peso do frigorífico solar por adsorção. Além disso, teria que estar colocado num local que recebe a luz do Sol, e orientado de modo a poder apresentar um máximo coeficiente de desempenho. Em termos económicos o frigorífico solar atual acaba por não ter grande interesse, mas pode servir

para nichos de mercado especiais, como por exemplo unidades de turismo rural ecológicas, e em especial para os clientes mais preocupados com as questões ambientais, ou então para utilização em locais remotos afastados da rede elétrica.

Tabela 6.1 – Comparação de um minibar de hotel com o frigorífico solar testado e o frigorífico solar otimizado.

	Minibar ORIMA ORT-06-W	Frigorífico solar experimental [COP = 0.07]	Frigorífico solar otimizado [COP = 0.27]
$P_{frigorífica}$	Cerca de 150 W (pico).	23 W (média 24 h) 67.8 W (média durante a vaporização)	78 W (média 24 h) 234 W (média durante a vaporização)
Volume refrigerado	47 litros	87 litros (0.35 x 0.5 x 0.5 m ³)	87 litros (0.35 x 0.5 x 0.5 m ³)
Consumo anual de eletricidade	138 [kWh]	0	0
U_{parede}	Cerca de 0.75 [W/(m ² °C)]	0.282 [W/(m ² °C)]	0.282 [W/(m ² °C)]
Ruído	39 [dB]	0	0
Classe Energética	A	n.a.	n.a.
Preço	128 €	2500 euros a construção de 1 protótipo. Se construído em fábrica, custo estimado de 1000 euros.	2500 euros a construção de 1 protótipo. Se construído em fábrica, custo estimado de 1000 euros.
Custo anual de operação (0.14 €/kWh)	19.32 €	0	0
Peso [kg]	18	130	130
Dimensões [m³]	0.51 x 0.44 x 0.47	1 x 1 x 2	1 x 1 x 2

É interessante estabelecer uma comparação entre o frigorífico solar por adsorção e um frigorífico alimentado por um sistema solar fotovoltaico independente da rede elétrica. Um sistema fotovoltaico simples é constituído maioritariamente por 4 componentes principais: painel solar fotovoltaico, baterias adequadas a um sistema estacionário, inversor e regulador de carga solar. Se as baterias forem de chumbo então é necessário sobredimensionar a capacidade de armazenagem, pois é recomendado pelos fabricantes que estas baterias nunca sejam descarregadas abaixo dos 50%, uma vez que isso reduz enormemente a sua vida útil. Uma possível configuração é a seguinte, em que os preços foram obtidos a partir de catálogos disponibilizados na *internet*:

- Painel fotovoltaico com 250 Wp (1.4 m², monocristalino): 500 €
- Banco de baterias com capacidade de 400 Ah: 700 €
- Ondulador de 12 V DC para 220 V AC, 200 VA contínuos: 340 €
- Figorífico Minibar ORIMA ORT-06-W: 128 €

O sistema fotovoltaico apresenta um custo estimado em aproximadamente 1700 euros, a que acresce a montagem e eventuais custos com proteções dos circuitos elétricos. É um preço da mesma ordem de grandeza do custo industrial do frigorífico solar por adsorção, mas com a vantagem de permitir ligar outros componentes elétricos como uma pequena televisão e lâmpadas de baixo consumo, desde que isso não faça baixar apreciavelmente o nível de carga das baterias. As maiores desvantagens do sistema fotovoltaico são os requisitos de segurança da instalação elétrica, enquanto o frigorífico solar por adsorção não representa qualquer perigo para os utilizadores ou animais que se aproximem, e pode mesmo estar exposto às intempéries sem risco de danos físicos.

Em termos de aplicações para climatização, ainda não existe praticamente mercado para a climatização com energia solar em Portugal, existindo apenas alguns poucos projetos piloto. No entanto, a climatização com energia solar está em forte expansão na União Europeia, graças a uma política virada para a sustentabilidade energética e responsabilidade ambiental, existindo já centenas de instalações em funcionamento na União Europeia, especialmente em países como a Alemanha, Grécia, Itália, França e Espanha [Henning, (2004)]. Algumas dessas instalações em funcionamento utilizam *chillers* de adsorção, sendo até ao momento apenas conhecida uma instalação de climatização com o ciclo de adsorção do género do frigorífico solar em Espanha [Rodríguez *et al.* (2009)].

Os valores mais elevados do coeficiente de desempenho global do frigorífico solar são da ordem de 0.20 a 0.25, enquanto os *chillers* de adsorção atingem valores do coeficiente de desempenho (só do *chiller*) da ordem dos 0.6. Para estabelecer uma comparação direta é necessário ter em conta que o *COP* do *chiller* não contabiliza a eficiência de captação de energia solar, pois se a eficiência dos coletores for de 0.5 para as temperaturas de trabalho, então o *COP* global do frigorífico solar e do *chiller* de adsorção terão valores próximos, embora com uma ligeira vantagem para o *chiller* de adsorção. As vantagens do ciclo do frigorífico solar básico relativamente ao *chiller* de adsorção são relativas ao facto de este processo não necessitar de componentes elétricos para funcionar, logo tem menor complexidade, menor custo, e menor manutenção que um *chiller*, e poderá mesmo ter um tempo de vida útil mais elevado.

6.3 Perspetivas futuras de evolução tecnológica

As perspetivas futuras de evolução tecnológica da climatização e refrigeração solar são, no geral, são bastante animadoras, pois assiste-se nos últimos anos a uma descida dos custos específicos [€/kWh] dos equipamentos de frio solar [Henning (2004)] e dos coletores solares

térmicos e fotovoltaicos [EREC (2010)], enquanto se assiste a um aumento progressivo dos custos e dos impactos negativos com combustíveis de origem fóssil. É um facto amplamente conhecido que os combustíveis fósseis vão começar a escassear nas próximas décadas, enquanto que a comunidade mundial de astrofísicos é unânime em que o Sol continuará a brilhar por mais 5 mil milhões de anos. Todas as energias renováveis à exceção da geotermia dependem do Sol, pelo que estarão asseguradas no futuro a médio e longo prazo.

Em termos de comparação entre diferentes sistemas de climatização e refrigeração solar, Kim e Ferreira (2008) apresentam um resumo das diferentes tecnologias de frio solar, o seu desempenho global e os custos estimados (a preços e tecnologias de 2008). Os autores concluem que os sistemas térmicos conseguem igual ou melhor desempenho que os sistemas elétricos alimentados com painéis fotovoltaicos, e com custos específicos mais baixos. Por outro lado, uma enorme vantagem dos sistemas de refrigeração por adsorção tem a ver com o facto de podem trabalhar com temperaturas mais baixas uma vez que não têm o problema da possível cristalização do líquido absorvente, que pode ocorrer no caso dos sistemas de absorção com brometo de lítio e água, podendo assim utilizar painéis solares planos em vez de painéis concentradores ou de tubos de vácuo, o que baixa os custos com a aquisição do sistema de captação de energia solar. No entanto, os *chillers* de adsorção são um pouco mais caros que os *chillers* de absorção, por se tratar de uma tecnologia mais recente e ainda em desenvolvimento.

É também importante referir o fator de escala, em que quanto maior for a potência da instalação de frio solar menores são os custos específicos associados à produção de frio. Relativamente a isto, o frigorífico solar também pode ser um bom exemplo, já que a duplicação da área de coletor duplica a capacidade frigorífica mas não duplica o custo, pois apenas se trata de acrescentar algum material adicional, sendo o custo de mão de obra, transporte e instalação sensivelmente igual.

Os maiores obstáculos à massificação dos sistemas de frio solar, ou sistemas solares em geral, não são propriamente o seu o custo mas sim a necessidade de uma grande superfície coletora, e o espaço disponível para instalar sistemas de captação é, por vezes, muito limitado. Também a variação da energia solar ao longo do dia representa um problema, por obrigar a sobredimensionar o sistema de captação de energia solar e a usar volumes de armazenamento de fluido térmico consideráveis. Como exemplo considere-se a nova central térmica a gás natural do Carregado, com uma potência máxima de 1.2 GW elétricos, e que ocupa uma área de aproximadamente 30 ha. No caso da radiação solar, nas regiões portuguesas com melhor exposição solar tem-se uma radiação direta normal média diária de 200 W/m², pelo que a mesma área de captação (30 ha) daria uma potência média anual, sem considerar perdas, de 60 MW. Mas se se tiver em conta a baixa eficiência de um sistema fotovoltaico, então tem-se apenas $0.15 \times 60 \text{ MW} = 9 \text{ MW}$, ou seja, 133 vezes menos potência que a central térmica a gás

natural. No caso de se pretender energia solar térmica em vez de eletricidade, então tem-se $0.5 \times 60 \text{ MW} = 30 \text{ MW}$, ou seja, 40 vezes menos potência que a central a gás natural, mas neste caso não é comparável por se tratar de energia térmica num caso e elétrica no outro.

A opção por energias renováveis deixa de ser opção para se tornar a única escolha quando não existirem mais combustíveis fósseis, pelo menos enquanto não for viável extrair energia de outros processos como a fusão dos átomos de hidrogénio. Por esta razão é de esperar que o interesse pela energia solar de um modo geral, e em particular pela refrigeração e climatização com energia solar, continue a aumentar no futuro. Mesmo com grandes centrais elétricas solares, a eficiência de conversão em eletricidade é baixa, a que há que adicionar as perdas e os custos de transporte, pelo que os processos térmicos de refrigeração e climatização solar podem mesmo vir a suplantar os processos elétricos como o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Bibliografia

- Afonso, M., Silveira, V. (2005). Characterization of Equilibrium Conditions of Adsorbed Silica-gel / Water Bed According to Dubinin-Astakhov and Freundlich. *Engenharia Térmica (Thermal engineering)*, Vol. 4, Nº 1, Junho 2005, pp. 3-7.
- Aghbalou, F., Mimet, A., Badia, F., Illa, J., El Bouardi, A., Bougard, J. (2004). Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly. *Applied Thermal Engineering* vol. 24, pp. 2537-2555.
- Ahmed, M. H., El-Seesy, I. E., Khattab, N. M. (2011). Experimental performance evaluation of a modified solar ice-maker powered by solar energy. *ISES Solar World Congress 2011*, 28 Agosto a 2 Setembro de 2011, Kassel, Alemanha.
- Alam, K. C. A., Saha, B. B., Akisawa, A., Kashiwagi, T. (2001). Optimization of a solar driven adsorption refrigeration system. *Energy Conversion and Management* vol. 42 , pp 741-753.
- Alghoul, M. A., Sulaiman, M. Y., Azmi, B. Z., Wahab, M. A. (2007). Advances on multi-purpose solar adsorption systems for domestic refrigeration and water heating. *Applied Thermal Engineering* vol. 27, pp. 813-822.
- Al Mers, A., Azzabakh, A., Mimet, A., El Kalkha, H. (2006). Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon – ammonia pair. *Applied Thermal Engineering* vol. 26 issue 16, pp. 1866-1875.
- Andrén, L. (2003). *Solar Installations – Practical applications for the built environment*. James & James (Science Publishers) Ltd, London, UK.
- Anyanwu, E. E. (2003). Review of solar adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management* vol. 44, pp. 301-312.
- Anyanwu, E. E. (2004). Review of solar adsorption solar refrigerator II: an overview of the principles and theory. *Energy Conversion and Management* vol. 45 , pp. 1279-1295.
- Anyanwu, E. E., Ezekwe, C. I. (2003). Design, construction and test run of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol, as adsorbent/adsorbate pair. *Energy Conversion and Management* vol. 44 , pp. 2879-2892.
- Anyanwu, E. E., Ogueke, N. V. (2005). Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator. *Renewable Energy* vol. 30, pp. 81-96.

- Anyanwu, E. E., Oteh, U. U., Ogueke, N. V. (2001). Simulation of a solar adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol adsorbent/refrigerant pair. *Energy Conversion and Management* vol. 42 , pp. 899-915.
- Banker, N. D., Dutta, P., Prasad, M., Srinivasan, K. (2008). Performance studies on mechanical + adsorption hybrid compression refrigeration cycles with HFC 134a. *International Journal of Refrigeration* vol. 31 , pp. 1398-1406.
- Banker, N. D., Prasad, M., Dutta, P., Srinivasan, K. (2010). Development and transient performance results of a single stage activated carbon – HFC 134a closed cycle adsorption cooling system. *Applied Thermal Engineering* vol. 30 , pp. 1126-1132.
- Bejan, A. (1993). *Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc., 1993.
- Boubakri, A. (2003). A new conception of an adsorptive solar-powered ice maker. *Renewable Energy* vol. 28 , pp. 831-842.
- Boubakri, A. (2006). Performance of an adsorptive solar ice maker operating with a single double function heat exchanger (evaporator/condenser). *Renewable Energy* vol. 31 issue 11 , pp. 1799-1812.
- Buchter, F., Dind, P., Pons, M. (2003). An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso. *International Journal of Refrigeration* vol. 26 , pp. 79-86.
- Brites, G. V., Hauer, R., Gaspar, A. R., Costa, J. J. (2011). A simulation comparison between natural and mechanical ventilation with heat recovery in a low energy house in Portugal. CLIMAMED 2011 – VI Mediterranean Congress of Climatization, Madrid, 2-3 June, 2011.
- Çengel, Y. A. (2007). *Heat and mass transfer: a practical approach*. McGraw-Hill, 2007.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A. (2007). *Thermodynamics, an engineering approach (Versão SI)*. McGraw-Hill, 2007.
- Cindrella, L., Dyer, A. (2009). Ion-exchanged and salt hydrates-encapsulated zeolites for solar refrigeration. *Solar Energy Materials & Solar Cells* vol. 23, pp. 161-166.
- Chang, W. S., Wang, C. C., Shieh, C. C. (2007). Experimental study of a solid adsorption cooling system using flat-tube heat-exchangers as adsorption bed. *Applied Thermal Engineering* vol. 27, pp. 2195-2199.
- Chua, H. T., Ng, K. C., Malek, A., Kashiwagi, T., Akisawa, A., Saha, B. B. (1999). Modeling the performance of two-bed, silica gel-water adsorption chillers. *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, pp. 194-204.
- Chua, H. T., Ng, K. C., Wang, W., Yap, C., Wang, X. L. (2004). Transient modeling of a two-bed silica gel-water adsorption chiller. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 659-669.
- Critoph, R. E. (1999). Rapid cycling solar/biomass powered adsorption refrigeration system. *Renewable Energy* vol. 16 , pp. 673-678.
- Dai, Y. J., Sumathy, K., Wang, R. Z., Li, Y. G. (2003). Enhancement of natural ventilation in a solar house with a solar chimney and a solid adsorption cooling cavity. *Solar Energy*, Vol. 74, pp. 65-75.
- Daou, K., Wang, R. Z., Xia, Z. Z. (2006). Development of a new synthesized adsorbent for refrigeration and air conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 56-65.

- Daou, K., Wang, R.Z., Xia, Z.Z., Yang, G.Z. (2007). Experimental comparison of the sorption and refrigerating performances of a CaCl_2 impregnated composite adsorbent and those of the host silica gel. *International Journal of Refrigeration* vol. 30, pp. 68-75.
- Dieng A. O., Wang, R. Z. (2001). Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air-conditioning purposes and recent developments in solar technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* vol. 5, pp. 313-342.
- Do, D. D. (1998). *Adsorption Analysis: Equilibria and Kinetics* (Chemical Engineering Series, Volume 2). Imperial College Press, London, 1998.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A. (2006). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley and Sons, Inc, New Jersey, 2006.
- El Fadar A., Mimet, A., Pérez-García, M. (2009). Study of an adsorption refrigeration system powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe. *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 2271-2279.
- El Golli, S., Mhiri, F. (1996). Etude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol. *Revue Générale de Thermique* Vol. 35, pp. 269-277.
- Enibe, S. O. (1997). Solar refrigeration for rural applications. *Renewable Energy* vol. 12 no. 2, pp. 157-167.
- Enibe, S. O., Iloje, O. C. (2000). COSSOR – a transient simulation program for a solid absorption solar refrigerator. *Renewable Energy* vol. 19, pp. 413-434.
- EREC (2010). *Renewable Energy in Europe: Markets, trends and technologies*, 2nd Ed, European Renewable Energy Council (EREC), EarthScan, Ltd, London, UK.
- Erhard, A., Spindler, K., Hahne, E. (1998). Test and simulation of a solar powered solid sorption cooling machine. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, pp. 133-141.
- Ewert, M., Bergeron, D., Foster, R., LaFleur, O. (2002). Photovoltaic direct-drive, battery-free solar refrigerator field test results. *SOLAR 2002, Proceedings of the 31st ASES annual conference*, Reno, Nevada (USA), June 15-20, 2002.
- Fan, Y., Luo, L., Souyri, B. (2007). Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* vol. 11, pp. 1758-1775.
- Frade, R. M. L. O. S. (2008) - Construção, instrumentação e testes de uma instalação para demonstração do ciclo de refrigeração por adsorção solar. Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, Coimbra, 2008.
- González, M. I., Rodríguez, L. R. (2007). Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: Collector design and experimental test. *Energy Conversion and Management* vol. 48, pp. 2587-2594.
- Gordeeva, L., Grekova, A., Krieger, T., Aristov, Y. (2009). Adsorption properties of composite materials. *Microporous and Mesoporous Materials* 126, pp. 262-267.
- Goodwin, R. D. (1987). Methanol thermodynamic properties from 176 to 673 K at pressures to 700 bar, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 16 n°4, pp. 799-892.
- Guillemot, J. J., Meunier, F., Mischler, B. (1980). Étude de cycles intermittents à adsorption solide pour la refrigeration solaire. *Revue de Physique Appliquée*, Vol. 15, pp. 441-452.

- Habib, K., Saha, B. B., Chakraborty, A. (2011). Performance evaluation of combined adsorption refrigeration cycles. Shigeru Koyama, Kandalai Srinivasan, International Journal of Refrigeration vol. 34, pp. 129-137.
- Hauer, A. (2002). Beurteilung fester Adsorbentien in offenen Sorptionssystemen für energetische Anwendungen. Dissertation, Technische Universität Berlin, Berlin, 2002.
- Hauer, R. (2011) – Estudo do desempenho energético de uma casa passiva, Renato Hauer, Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em Eng. Mecânica na especialidade de Energia e Ambiente, Universidade de Coimbra, Coimbra, Julho de 2011.
- Hauer, R., Brites, G., Gaspar, A., Costa, J. (2011). Estudo do comportamento térmico de uma casa passiva. CIBEM 2011 – X Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica, Porto, Portugal, 4-7 Setembro de 2011.
- Henning, H. M. (2004). Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings. Springer-Verlag, Viena de Austria, Austria, 2004.
- Hildbrand, C., Dind, P., Pons, M., Buchter, F. (2004). A new solar powered adsorption refrigerator with high performance. Solar Energy Vol. 77, Issue 3, September 2004, pp. 311-318.
- Hu, E. J. (1996). Simulated results of a non-valve, daily cycled, solar-powered, carbon/methanol refrigerator with a tubular solar collector. Applied Thermal Engineering vol. 16 no. 5, pp. 439-445.
- Hu, E. J. (1998). A study of thermal decomposition of methanol in solar powered adsorption refrigeration systems. Solar Energy, Vol. 62, pp. 325-329.
- Hu, P., Yao, J. J., Chen, Z. S. (2009). Analysis for composite zeolite/foam aluminum-water mass recovery adsorption refrigeration system driven by engine exhaust heat. Energy Conversion and Management vol. 50, pp. 255-261.
- Huizhong, Z., Min, Z., Jing, L., Guoqing, Y., Zhijun, Z. (2009). Thermal conductivities study of new types of compound adsorbents used in solar adsorption refrigeration. Energy Conversion and Management vol. 50, pp. 1244-1248.
- Hwang, Y., Radermacher, R. (2008). Review of solar cooling technologies. ASHRAE HVAC&R Research. Vol. 14, N. 3, May 2008.
- Iloje, O. C., Ndili, A. N., Enibe, S. O. (1995). Computer simulation of a CaCl₂ solid-adsorption solar refrigerator. Energy, Vol. 20, No. 11, pp. 1141-1151.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P. (1996). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons Inc., United States of America, 1996.
- Jakob, U. (2000). Entwicklung einer solarthermisch betriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine. Veröffentlichungen der Hochschule für Technik Stuttgart, Band 51, Bauphysikertreffen, pp. 79-100.
- Jakob U., Schneider, D., Eicker, U. (2004). Entwicklung einer Diffusions-Absorptionskältemaschine kleiner Leistung (2.5 kW. HfT Stuttgart, Band 65 – Drittes Symposium “Solares Kühlen in der Praxis”, Fachhochschule Stuttgart – Hochschule für Technik, Stuttgart, Abril 26-27, 2004.
- Jänchen, J., Ackermann, D., Stach, H., Brösicke, W. (2004). Studies of the water adsorption on zeolites and modified mesoporous materials for seasonal storage of solar heat. Solar Energy, Vol. 76, pp. 339-344.
- Karel, M., Lund, D. B. (2003). Physical Principles of Food Preservation, 2nd Edition. Marcel Dekker Inc., United States of America, 2003.

- Khan, M. Z. I., Alam, K. C. A., Saha, B. B., Akisawa, A., Kashiwagi, T. (2008). Performance evaluation of multi-stage, multi-bed adsorption chiller employing re-heat scheme. *Renewable Energy*, Vol. 33 Issue 1, January 2008, pp. 88-98.
- Khatab, N. M. (2004). A novel solar-powered adsorption refrigeration module. *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 2747-2760.
- Khatab, N. M. (2006). Simulation and optimization of a novel solar-powered adsorption refrigeration module. *Solar Energy*, Volume 80, Issue 7, July 2006, Pages 823-833.
- Kim, D. S., Ferreira, C. A. I. (2008). Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *International journal of refrigeration*, Vol. 31, pp. 3-15.
- Leite, A. P. F., Daguene, M. (2000). Performance of a new solid adsorption with solar energy regeneration. *Energy Conversion and Management* vol. 41, pp. 1625-1647.
- Leite, A. P. F., Grilo M. B., Belo, F. A., Andrade, R. R. D. (2004). Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice maker. *Renewable Energy* 29, 1643-1663.
- Leite, A. P. F., Grilo M. B. (2005). Experimental evaluation of a multi-tubular adsorber operating with activated carbon-methanol. *Adsorption* vol. 11, pp. 543-548.
- Lemmini, F., Errougani, A. (2005). Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator. *Renewable Energy* 30, pp. 1989-2003
- Li, M., Wang, R. Z. (2002). A study of the effects of collector and environment parameters on the performance of a solar powered solid adsorption refrigerator. *Renewable Energy* vol. 27, pp. 369-382.
- Li, M., Wang, R. Z. (2003). Heat and mass transfer in a flat plate solar solid adsorption refrigeration ice maker. *Renewable Energy* 28, 613-622
- Li, M., Wang, R. Z., Xu, Y. X., Wu, J. Y., Dieng, A. O. (2002). Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renewable Energy* vol. 27, pp. 211-221.
- Li, C. H., Wang, R. Z., Lu, Y. Z. (2002a). Investigation of a novel combined cycle of solar powered adsorption-ejection refrigeration system. *Renewable Energy* vol. 26, pp. 611-622.
- Li, C. H., Wang, R. Z., Dai, Y. J. (2003). Simulation and economic analysis of a solar-powered adsorption refrigerator using an evacuated tube for thermal insulation. *Renewable Energy* 28, pp. 249-269
- Li, M., Sun, C. J., Wang, R. Z., Cai, W. D. (2004). Development of no valve solar ice maker. *Applied Thermal Engineering* 24, pp. 865-872
- Li, M., Huang, H. B., Wang, R. Z., Wang, L. L., Cai, W. D., Yang W. M. (2004a). Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maker. *Renewable Energy* vol. 29, pp. 2235-2244.
- Li, M., Huang, H. B., Wang, R. Z., Wang, L. L., Yang, W. M., Cai, W. D. (2005). Study on intermittent refrigeration phenomenon for solar solid adsorption refrigeration. *Applied Thermal Engineering* vol. 25, pp. 1614-1622.
- Liu, Y. L., Wang, R. Z., Xia, Z. Z. (2005). Experimental performance of a silica gel-water adsorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 359-375.

- Loh, W. S., El-Sharkawy, I. I., Ng, K. C., Saha, B. B. (2009). Adsorption cooling cycles for alternative adsorbent/adsorbate pairs working at partial vacuum and pressurized conditions. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 793-798.
- Lu, Y. Z., Wang, R. Z., Zhang, M., Jiangzhou, S. (2003). Adsorption cold storage system with zeolite-water working pair used for locomotive air conditioning. *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 1733-1743.
- Lu, Z. S., Wang, R. Z., Wang, L. W., Chen, C. J. (2006). Performance analysis of an adsorption refrigerator using activated carbon in a compound adsorbent. *Carbon* vol. 44, pp. 747-752.
- Lu, Z. S., Wang, L. W., Wang, R. Z. (2012). Experimental analysis of an adsorption refrigerator with mass and heat-pipe heat recovery process. *Energy Conversion and Management* vol. 53, pp. 291-297.
- Luo, L., Feidt, M. (1997). Comportement transitoire d'une machine frigorifique à adsorption. Étude expérimentale du système alcool/charbon actif. *Révue Générale de Thermique* vol. 36, pp. 159-169.
- Luo, H. L., Dai, Y. J., Wang, R. Z., Tang, R., Li, M. (2005). Year round test of a solar adsorption ice maker in Kunming, China. *Energy Conversion and Management* vol. 46, pp. 2032-2041.
- Martín, M. (2006). Refrigeración Solar por Adsorción con Sistema de Captación CPC: Experimentos y Modelo. Memoria presentada para optar al grado de Doctor en Ciencias Físicas, Departamento de Física, Universidad de Burgos, 2006.
- Mayor, J., Dind, P. (2002). Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable. Office fédéral de l'énergie OFEN, Switzerland 2002.
- Mei, N., Xie, Y., Xu, Z., Su, J. (2005). Experimental investigation and mathematical modelling of a solid adsorption refrigeration system. *Internal Communications in Heat and Mass Transfer* vol. 32, pp. 349-359.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2nd Ed., SI version. John Wiley & Sons, Inc., 2006.
- Mugnier, D., Goetz, V. (2001). Energy storage comparison of sorption systems for cooling and refrigeration. *Solar Energy* Vol. 71 No. 1, pp. 47-55.
- Nield, D. A., Bejan, A. (1999). *Convection in Porous Media*, 2nd edition. Springer-Verlag, New York, 1999.
- Núñez, T., Henning, H., Mittelbach, W. (1999). Adsorption Cycle Modeling: Characterization and Comparison of Materials. *International Sorption Heat Pump Conference 1999. Proceedings*. Garching: ZAE Bayern, 1999, pp. 209-217.
- Núñez, T. (2001). *Charakterisierung und Bewertung von Adsorbentien für Wärmetransformationsanwendungen*. Dissertation, Albert-Ludwigs-Universität, Freiburg im Breisgau, 2001
- Oertel, K., Fischer, M. (1998). Adsorption cooling system for cold storage using methanol/silica gel. *Applied Thermal Engineering* vol. 18, pp. 773-786.
- Patankar, S. V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw-Hill Book Company, 1980.
- Peuser, F. A., Remmers, K. H., Schnauss, M. (2005). *Installations solaires thermiques*. Ed. Obser'ER, Paris, 2005.

- Pons, M. (1998). Full analysis of internal adsorbate redistribution in regenerative adsorption cycles. *Adsorption* vol. 4, pp. 299-311.
- Pons, M., Feng, Y. (1997). Characteristic parameters of adsorptive refrigeration cycles with thermal regeneration. *Applied Thermal Engineering* vol. 17 no. 3, pp. 289-298.
- Pridasawas, W. (2006). Solar-driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle. Doctoral Thesis, School of Industrial Engineering and Management, Royal Institute of Technology, Stockholm, October 2006.
- Rodríguez, L., González, M., Valdés, R., Ojeda, S., Serna, A., Tricio V. (2009). Prototipo Preindustrial para una Central de Frío Solar por Adsorción. CYTEF 2009 V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Castellón, 2009.
- Rudenko, M. F., Chivilenko, Y. V., Cherkasov, V. I. (2006). Development and study of efficiency of ecologically safe solar adsorption refrigerating unit. *Chemical and Petroleum Engineering* Vol. 42 No.s 7 - 8.
- Ruivo, C. R. (2005). Modelação Numérica dos Fenómenos de Transferência de Calor e de Massa em Rodas Higroscópicas. Dissertação de Doutoramento em Ciências da Engenharia Mecânica, Universidade de Coimbra, Coimbra, 2005.
- Ruthven, D. M. (1984). Principles of adsorption and adsorption processes. John Wiley and Sons, New York, 1984.
- Sagredo, E. D. (2004). Design and Construction of a Solar Energy Refrigeration System Using Vacuum Concentric Tubes with Adsorption. Second LACCEI International Latin American and Caribbean Conference for Engineering and Technology (LACCEI'2004), "Challenges and Opportunities for Engineering Education, Research and Development", 2-4 June 2004, Miami, Florida, USA.
- Saha, B. B., Boelman, E. C., Kashiwagi, T. (1995). Computational analysis of an advanced adsorption-refrigeration cycle. *Energy* vol. 20 no. 10, pp. 983-994.
- Solmus, I., Kaftanoglu, B., Yamali, C., Baker, D. (2011). Experimental investigation of a natural zeolite-water adsorption cooling unit. *Applied Energy* vol. 88, pp. 4206-4213.
- Sumathy, K., Zhongfu L. (1999). Experiments with solar-powered adsorption ice-maker. *Renewable Energy* vol. 16, pp. 704-707.
- Sumathy, K., Yeung, K. H., Yong, L. (2003). Technology development in the solar adsorption refrigeration systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 29, pp. 301-327.
- Šúri, M., Huld, T.A., Dunlop, E.D. Ossenbrink, H.A. (2007). Potential of solar electricity generation in the European Union member states and candidate countries. *Solar Energy*, 81, pp.1295–1305, <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>

- Tangkengsirisin, V., Kanzawa, A., Watanabe, T. (1998). A solar-powered adsorption cooling system using a silica gel-water mixture. *Energy* vol. 23 No. 5, pp. 347-353.
- Vasiliev, L. L., Mishkinis, D. A., Antukh, A. A., Vasiliev, L. L. Jr. (1999). A solar and electrical solid sorption refrigerator. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 38, pp. 220-227.
- Vasiliev, L. L., Mishkinis, D. A., Antukh, A. A., Vasiliev, L. L. Jr. (2001). Solar-gas solid sorption refrigerator. *Adsorption* vol. 7 (2001), pp. 149-161.
- Wang, R. Z. (2001). Adsorption refrigeration researches and applications in SJTU, R. Z. Wang, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 5 Issue 1, pp. 1-37.
- Wang, R. Z. (2006). Efficient adsorption refrigerators integrated with heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28 Issue 4, pp. 317-326.
- Wang, R. Z., Li, M., Xu, Y. X., Wu, J. Y. (2000). An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker. *Solar Energy* vol. 68 No. 2, pp. 189-195.
- Wang, S. G., Wang, R. Z., Wu, J. Y., Wu, Y. X. (2003). Experimental results and analysis for adsorption ice-making system with consolidated adsorbent. *Adsorption* vol. 9, pp. 349-358.
- Wang, X., Zimmermann, W., Ng, K., Chakraborty, A., Keller, J. (2004). Investigations on the Isotherm of Silica Gel + Water Systems: TG and Volumetric Methods. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 76, pp. 659-669.
- Wang, L. W., Wang, R. Z., Lu, Z. S., Chen, C. J., Wang, K., Wu, J. Y. (2006). The performance of two adsorption ice making test units using activated carbon and a carbon composite as adsorbents. *Carbon*, vol. 44, pp. 2671-2680.
- Wang, L., Wang, R., Oliveira, R. (2009). A review on adsorption working pairs for refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, pp. 518-534.
- Wang, R. Z., Ge, T. S., Chen, C. J., Ma, Q., Xiong, Z. Q. (2009a). Solar sorption cooling systems for residential applications: Options and guidelines. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, pp. 638-660.
- Wang, L. W., Bao, H. S., Wang, R. Z. (2009b). A comparison of the performances of adsorption and resorption refrigeration systems powered by the low grade heat. *Renewable Energy* vol. 34, pp. 2373-2379.
- Wang, D.C., Li, Y.H., Li, D., Xia, Y.Z., Zhang, J. P. (2010). A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, pp. 344-353.

- Wang, W., Wang, R. (2005). Investigation of non-equilibrium adsorption character in solid adsorption refrigeration cycle. *Heat and Mass Transfer* vol. 41, pp. 680-684.
- Wu, W. D., Zhang, H., Sun, D. W. (2009). Mathematical simulation and experimental study of a modified zeolite 13X-water adsorption refrigeration module. *Applied Thermal Engineering* vol. 29, pp. 645-651.
- Wu, W. D., Zhang, H., Men, C. L. (2011). Performance of a modified zeolite 13X-Water adsorptive cooling module powered by exhaust waste heat. *International Journal of Thermal Sciences* vol. 50, pp. 2042-2049.
- Xu, S. (2011). Simulation of a new adsorption bed about adsorption refrigeration driven by solar energy. *Procedia Engineering* vol. 15, pp. 3865-3869.
- Zhang, X. J., Wang, R. Z. (2002). Design and performance simulation of a new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system. *Renewable Energy* vol. 27, pp. 401-415.
- Zeo-Tech (2011). Ein solar-thermischer Eiserzeuger mit Zeolith-Technik zur Bereitstellung von Eis-Akkus für die Kühllogistik, informação disponível na página internet da empresa Zeo-Tech, Zeolith Technologie GmbH sobre uma máquina de fazer gelo patenteada e produzida por esta empresa, <http://www.zeo-tech.de/pdf/Solar-Freezer.pdf>, acessado a 30-12-2011.
- Zhong, Y., Critoph, R. E., Thorpe, R. (2006). Evaluation of the performance of solid sorption refrigeration systems using carbon dioxide as refrigerant. *Applied Thermal Engineering* vol. 26, pp. 1807-1811.
- Zhu, D., Wang, S. (2002). Experimental Investigation of Contact Resistance in Adsorber of solar Adsorption Refrigeration. *Solar Energy*, Vol. 73, pp. 177-185.

Apêndice A

Radiação absorvida pela placa coletora – o modelo HDKR.

A.1. Introdução

A radiação absorvida por um coletor plano, inclinado relativamente à horizontal, pode considerar-se dividida em três distribuições espaciais, que devem ser tratadas separadamente: a radiação direta, a radiação difusa e a radiação refletida pelo solo. Os detalhes do seu cálculo dependem do modelo de radiação solar escolhido. O modelo HDKR (Duffie e Beckman, 2006) numa base horária, calcula essa radiação do seguinte modo:

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d (1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left[1 + f \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (\text{A1})$$

Se se pretender determinar a potência instantânea recebida pela superfície do coletor, G_T , esta equação pode ser modificada, substituindo a irradiação horária I pela radiância G :

$$G_T = (G_b + G_d A_i) R_b + G_d (1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left[1 + f \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + G \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (\text{A2})$$

I é a irradiação horária, ou seja, a energia solar total incidente numa superfície horizontal com 1 m^2 de área no período de 1 hora [$\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$], I_b e I_d são as componentes direta e difusa de I , G é a radiância total incidente numa superfície horizontal [W/m^2], G_b e G_d são as componentes direta e difusa de G , R_b é o quociente entre a radiação direta incidente no plano

inclinado do coletor e a radiação direta num plano horizontal, $(1 + \cos \beta)/2$ e $(1 - \cos \beta)/2$ são fatores de forma, e β é inclinação do coletor solar relativamente à horizontal. $A_i = I_d/I_o$ ou G_d/G_o e $f = \sqrt{I_d/I}$, com I_o e G_o como sendo, respetivamente, a irradiação e a radiância, ambas num plano horizontal fora da atmosfera terrestre.

A.2. Componentes direta e difusa da radiação solar

Os dados climáticos disponíveis nos ficheiros meteorológicos, por vezes, apenas incluem os valores da radiância total G [W/m^2] numa superfície horizontal. Os piranómetros, por regra, medem a radiação total no plano horizontal (a menos que seja colocado um piranómetro no plano do coletor). A radiação direta numa superfície horizontal é calculada pela diferença entre a radiação total e a radiação difusa. A componente difusa pode ser calculada usando uma correlação empírica e o valor do parâmetro k_t , dado por:

$$k_t = \frac{I}{I_0} = \frac{G}{G_o} \quad (\text{A3})$$

Duffie e Beckman (2006) propõem a seguinte correlação empírica para determinar a radiação difusa, em que G_o é a radiância incidente numa superfície horizontal, fora da atmosfera terrestre [W/m^2]:

$$\frac{G_d}{G} = \frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.09k_t & , \text{ para } k_t \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604k_t + 4.388k_t^2 & , \text{ para } 0.22 < k_t \leq 0.80 \\ 0.165 & , \text{ para } k_t > 0.80 \end{cases} \quad (\text{A4})$$

A.3. Cálculos auxiliares

A3.1. Radiância numa superfície horizontal fora da atmosfera terrestre, G_o

A radiância numa superfície horizontal fora da atmosfera terrestre, G_o , pode ser calculada através da Equação (A5) (Duffie e Beckman, 2006):

$$G_o = G_{SC} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right) \cos \theta_z \quad (\text{A5})$$

em que G_{SC} é a constante solar ($=1367 \text{ W/m}^2$), n é o número do dia do ano (de 1 a 365) e θ_z é o ângulo zenital.

A3.2. Ângulo zenital, θ_z

O ângulo zenital representa o ângulo que o Sol faz com a vertical do lugar, e é calculado pela seguinte equação, em que ϕ é a latitude do lugar, δ é a declinação e ω é o ângulo horário:

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad (\text{A6})$$

A3.3 Cálculo da declinação, δ

A declinação do Sol δ representa o ângulo entre os raios da luz solar e o plano do equador. Este ângulo varia, de acordo com as estações do ano, entre os -23.5° no solstício de inverno e os $+23.5^\circ$ no solstício de verão, em que n é o número do dia do ano (de 1 a 365):

$$\delta = 23.45 \text{sen} \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (\text{A7})$$

A3.4 Cálculo do ângulo horário, ω

O ângulo horário ω é a distância angular do Sol, para Este ou Oeste do meridiano do lugar, devido à rotação da Terra, à razão de 15° por hora. De manhã é negativo e de tarde é positivo. Ao meio-dia (hora solar) é nulo, pois o Sol coincide com o meridiano do lugar.

A3.5 Cálculo de R_b

R_b representa o quociente entre a radiação direta incidente no plano inclinado e a radiação direta no plano horizontal. Calcula-se pela relação seguinte:

$$R_b = \frac{G_{b,T}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cos \theta}{G_{b,n} \cos \theta_z} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (\text{A8})$$

em que $G_{b,T}$ é a radiância direta incidente no plano inclinado [W/m^2], G_b é a radiância direta incidente no plano horizontal [W/m^2], $G_{b,n}$ é a radiância direta incidente no plano perpendicular à radiação solar [W/m^2], θ é o ângulo que o Sol faz com a perpendicular à superfície do plano inclinado do coletor e θ_z é o ângulo zenital.

A3.6 Cálculo de θ

O ângulo θ é o ângulo que os raios solares fazem com a perpendicular à superfície do plano inclinado do coletor, e calcula-se pela seguinte equação:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \text{sen} \delta \text{sen} \phi \cos \beta - \text{sen} \delta \cos \phi \text{sen} \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \text{sen} \phi \text{sen} \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \text{sen} \beta \text{sen} \gamma \text{sen} \omega \end{aligned} \quad (\text{A9})$$

em que ϕ é a latitude do lugar, δ é a declinação, ω é o ângulo horário, β é a inclinação do coletor solar relativamente ao plano horizontal, γ é o azimute da superfície inclinada (ângulo que representa o desvio entre a projeção da perpendicular à superfície do coletor num plano horizontal e o meridiano do lugar). É zero se a superfície estiver orientada a sul, negativa para este e positiva para oeste: $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$

A3.7 Rendimento ótico do coletor

A radiação captada pelo coletor solar, $Q_{\text{útil}}$, é calculada como sendo o produto da radiação total no plano do coletor por um fator de atenuação que resulta do efeito combinado da transmissibilidade e da absortância do vidro do coletor. Este fator é uma propriedade do coletor solar, designa-se por $(\tau\alpha)$, e representa o produto absortância \times transmissividade. Calcula-se do seguinte modo:

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\alpha)\rho_d} \quad (\text{A10})$$

De acordo com Duffie e Beckman (2006), este cálculo pode ser aproximado da seguinte forma: $(\tau\alpha) \cong 1.01 \times \tau \times \alpha$

A principal dificuldade no cálculo de $(\tau\alpha)$ reside no facto de a absortância e a transmissividade poderem variar com o ângulo de incidência da radiação solar. Duffie e Beckman (2006) apresentam uma figura que permite calcular $(\tau\alpha)$ a partir do valor do ângulo de incidência da radiação solar e de $(\tau\alpha)_n$. Desta forma apenas é necessário calcular o produto transmissividade \times absortância para um ângulo de incidência nulo, e recorrendo à figura obtém-se facilmente o valor de $(\tau\alpha)$ para qualquer ângulo de incidência. (A figura é válida apenas para o índice de refração de 1.526, correspondente ao vidro (figura 5.6.1, página 217 de Duffie e Beckman (2006)). Conhecendo a variação de τ e α com o ângulo de incidência, Duffie e Beckman (2006) apresentam exemplos do cálculo destas variáveis. Para determinar o ângulo de incidência da radiação difusa e refletida, pode usar-se a figura 5.4.1 (pag. 214) de Duffie e Beckman (2006) que nos dá os ângulos de incidência como função da inclinação do coletor solar.

No cálculo da radiação solar útil que chega ao adsorsor, Q_{solar} , optou-se por usar os valores da transmissão solar do vidro branco, retiradas do *software* de simulação de envidraçados *Window 5* (este parâmetro permite quantificar os ganhos térmicos pelos envidraçados, pelo que é equivalente a $(\tau\alpha)$). Este procedimento simplificou bastante a determinação de $(\tau\alpha)$ em função do ângulo de incidência, uma vez que o programa dispõe de valores tabelados da transmissibilidade solar do vidro para diferentes ângulos de incidência.

Apêndice B

Dimensionamento do condensador

B1. - Introdução

Este anexo apresenta a verificação teórica da capacidade do condensador arrefecido a ar por convecção natural, antes de este ser fabricado, garantindo assim o cumprimento dos requisitos exigidos para o bom funcionamento da instalação. A potência que é necessário extrair é estimada a partir da quantidade máxima de água a condensar e do tempo que pode durar a fase de desorção (fase em que também ocorre a condensação do vapor desadsorvido), admitindo-se uma diferença máxima de temperatura entre o vapor a condensar (no interior do condensador) e o ar ambiente de 10°C. Foi escolhida uma configuração retangular de tubos alhetados externamente, com todo o material do condensador em cobre. O condensador fica alojado por baixo do adsorção (para ficar protegido da radiação solar direta), com uma inclinação máxima possível de 40° (a inclinação do adsorção), de modo a deixar escorrer a água condensada, por gravidade, para o reservatório de condensados.

Foi definida à partida uma geometria retangular com 8 tubos de cobre e dimensões de 0.90 m x 0.75 m x 0.057 m (as dimensões máximas do condensador dependem do tamanho do adsorção, pois o condensador terá de ficar imediatamente por baixo deste, de modo a evitar a exposição solar direta). Pretende-se determinar o espaçamento ótimo entre as alhetas de cobre e verificar que a potência que o condensador permite transmitir para o ambiente é adequada para manter a diferença de temperatura entre o condensador e o ar ambiente abaixo de 10°C.

Para facilitar o cálculo da eficiência das alhetas, consideraram-se alhetas circulares, com diâmetro semelhante à altura das alhetas, desprezando-se as partes das alhetas mais afastadas dos tubos. Assim, considera-se que a alheta retangular de dimensão 0.057 x 0.75 m equivale a 8 alhetas circulares de 0.0325 m de raio, de acordo com a Figura B1. A largura total, considerando apenas as alhetas circulares, seria de 480 mm.

Apêndice B

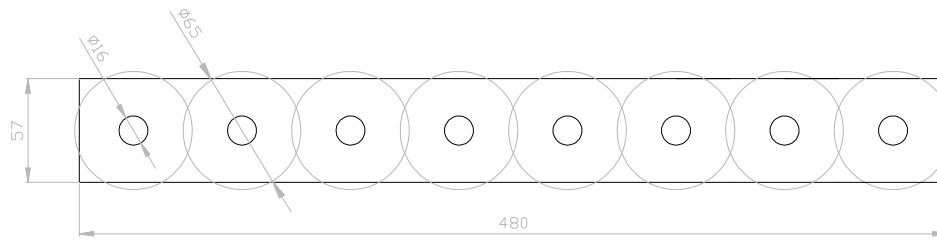


Figura B1. - Corte transversal do condensador, com 8 tubos de cobre (configuração alternativa para permitir determinar a eficiência das alhetas) e a representação esquemática das alhetas circulares equivalentes.

B2. Potência calorífica média a extrair

A quantidade máxima (teórica) de água que poderá ser condensada, com o frigorífico projetado, é de aproximadamente 2 litros (aproximadamente 2 kg) em cerca de 6 horas, que é o tempo que pode demorar a dessorção, admitindo condições ideais de funcionamento. Isto significa que a taxa de condensação média é de:

$$\dot{m}_{cond,med} = \frac{m_{agua,cond}}{t_{des}} = \frac{2}{6 \cdot 3600} = 9.26 \times 10^{-5} \text{ [kg / s]} \quad (B1)$$

A temperatura de condensação pode atingir cerca de 45°C num dia quente, sendo a entalpia de mudança de fase a 45°C de aproximadamente 2394.8 kJ/kg. Então, a potência térmica média a dissipar no condensador terá um valor médio de:

$$\dot{Q}_{cond,med} = \dot{m}_{cond,med} \cdot h_{fg} = 9.26 \times 10^{-5} \times 2394800 = 222 \text{ [W]} \quad (B2)$$

Este é um valor médio durante a fase de dessorção, mas convém ter em conta que próximo do meio-dia solar a radiação incidente é mais forte, o que origina maiores taxas de dessorção. Não é surpreendente que, na proximidade do meio-dia, a potência a extrair seja um pouco superior ao valor calculado em termos médios.

B3. Espaçamento ótimo entre alhetas

Pretende-se encontrar um valor para o espaçamento entre as alhetas do condensador de modo a otimizar a transferência de calor entre as alhetas e o ar ambiente. Aumentando o número de alhetas aumenta-se a área de transferência de calor, mas introduz-se uma grande obstrução da área frontal com alhetas, o que diminui o coeficiente de transferência de calor por convecção natural. Inversamente, diminuindo o número de alhetas aumenta o coeficiente de transferência de calor por convecção natural mas diminui a área de transferência. Deverá existir um valor ótimo do espaçamento que maximiza a transferência de calor para o ambiente.

O espaçamento ótimo entre as alhetas pode ser calculado através de seguinte expressão (Çengel, 2007):

$$S_{opt} = 2.714 \frac{L}{Ra^{1/4}} \quad (B3)$$

em que L é o comprimento da alheta na direção do movimento do ar e o número de Rayleigh Ra é calculado usando L como o comprimento característico. O coeficiente de transmissão de calor por convecção natural, h_{ext} , para o espaçamento ótimo entre placas planas paralelas, é dado por:

$$h_{ext} = 1.31 \frac{k_{ar}}{S_{opt}} \quad (B4)$$

As propriedades do ar foram selecionadas a partir de uma temperatura de referência de 35°C. Foram usados os seguintes valores para as variáveis: condutibilidade térmica do ar: $k_{ar} = 0.0269$ W/(m.K); coeficiente de expansão térmica: $\beta = 0.00325$ K⁻¹; Número de Prandtl: $Pr = 0.7059$; viscosidade cinemática: $\nu = 16.69 \times 10^{-6}$ m²/s. Admite-se um ΔT máximo de 10°C. Devido à possível inclinação do coletor até 40° (caso mais desfavorável), considerou-se um comprimento maior da alheta ($L' = L/\cos 40^\circ = 0.074$ m) de modo a compensar esta situação mais desfavorável para a convecção natural.

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \times Pr = 3.27 \times 10^5 \quad (B5)$$

$$S_{opt} = 2.714 \frac{0.074}{(3.27 \times 10^5)^{0.25}} = 8.4 \times 10^{-3} \text{ [m]} \quad (B6)$$

$$h_{ext} = 1.31 \frac{0.0269}{0.0084} = 4.2 \text{ [W / (m}^2 \cdot \text{K)]} \quad (\text{B7})$$

A distância ótima entre alhetas é de 8.4 mm, e o coeficiente de transferência de calor por convecção é de 4.2 W/(m²·K).

B4. Cálculo da eficiência das alhetas circulares de raio 3.25 cm

A Tabela B1. apresenta os valores de alguns parâmetros e variáveis a utilizar no cálculo da eficiência das alhetas, e a Figura B2. mostra um esquema de uma alheta circular, com a identificação das variáveis que a caracterizam geometricamente.

Tabela B1. – Dados e parâmetros a utilizar na determinação da eficiência das alhetas.

$r_1 = 0.008 \text{ m}$	$r_2 = 0.036 \text{ m}$	$r_{2c} \sim r_2 = 0.036 \text{ m}$	$A_p = L_c \cdot t = 27.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
$L = 0.055 \text{ m}$	$t = 0.0005 \text{ m}$	$L_c \sim L = 0.055 \text{ m}$	

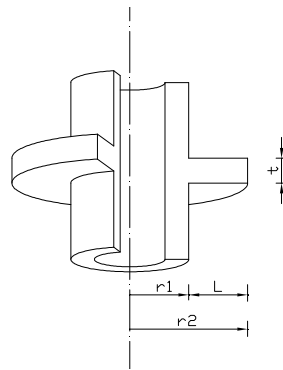


Figura B2. – Esquema de alheta circular, com as principais dimensões indicadas.

Do gráfico da Fig. 3.19 de Incropera e DeWitt (1996), retira-se um valor da eficiência da alheta de 88%, com $r_{2c}/r_1 = 4.5$ e $Lc^{(3/2)} \cdot (h/(k \cdot Ap))^{(1/2)} = 0.254$.

B5. Estimativa do caudal de ar entre alhetas

De Bejan (1993), para canais verticais, o caudal mássico por unidade de comprimento, \dot{m}' , é calculado por:

$$\dot{m}' = \frac{\rho_{ar} \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot S^3}{12 \cdot \nu} \quad (\text{B8})$$

Nesta equação, S é a distância entre alhetas e ΔT é a diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura inicial do ar que passa junto à alheta.

Substituindo valores na equação do caudal mássico, resulta:

$$\dot{m}' = \frac{1.135 \times 9.81 \times 0.00325 \times 10 \times 0.0084^3}{12 \times 16.69 \times 10^{-6}} = 1.1 \times 10^{-3} \text{ [kg / (s.m)]} \quad (\text{B9})$$

Como o comprimento das alhetas é 0.75 m, o caudal mássico de ar entre duas alhetas é de $\dot{m}_{ar,1canal} = 0.82 \times 10^{-3} \text{ [kg / s]}$. Estão previstas cerca de 105 alhetas, resultando um caudal total de ar $\dot{m}_{ar,total} = 8.66 \times 10^{-2} \text{ [kg / s]}$.

B6. Cálculo do valor do produto UA do condensador, considerando a superfície alhetada

Desprezando a resistência térmica do tubo de cobre, o fator de incrustação, e a resistência térmica de contacto entre as alhetas e o tubo, o produto UA, é calculado pela seguinte expressão (Incropera e DeWitt, 1996):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e A_e \eta_{0,e}} \quad (\text{B10})$$

Apêndice B

em que A_e é a área total da superfície exterior, ou seja, a área exposta do tubo mais a área das alhetas.

B6.1. Cálculo de h_i

Para baixas velocidades do escoamento interior e para a condensação por película, o coeficiente de transferência de calor por convecção com mudança de fase \overline{h}_D pode determinar-se pela seguinte expressão (Incropera e DeWitt, 1996):

$$\overline{h}_D = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{1/4} \quad (B11)$$

em que h'_{fg} é o calor latente modificado: $h'_{fg} \equiv h_{fg} + \frac{3}{8} c_{p,l} (T_{sat} - T_s)$. As propriedades da água saturada foram escolhidas para uma temperatura de 45°C, e tomam os seguintes valores: massa volúmica da água condensada: $\rho_l = 989.904 \text{ kg/m}^3$, massa volúmica do vapor de água: $\rho_g = 0.0653 \text{ kg/m}^3$, entalpia de mudança de fase: $h_{fg} = 2397500 \text{ J/kg}$, viscosidade dinâmica da água líquida: $\mu_l = 610.75 \times 10^{-6} \text{ N.s.m}^{-2}$, condutibilidade térmica da água líquida: $k_l = 0.636 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, calor específico da água líquida: $c_{p,l} = 4179.37 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ e diferença de temperatura entre o vapor saturado e a parede do condensador: $(T_{sat} - T_s) \approx 0.3 \text{ K}$ (estimado).

O calor latente modificado é $h'_{fg} = 2397970.2 \text{ [J/kg]}$ e o coeficiente de transferência de calor por convecção com mudança de fase é $\overline{h}_D = 21640.9 \text{ [W/(m}^2.\text{K)]}$.

B6.2 Cálculo de η_0 (Eficiência térmica da superfície alhetada)

A eficiência térmica da superfície alhetada (não confundir com a eficiência da alheta, η_f , determinada na secção B4), é calculada pela equação seguinte:

$$\eta_0 = 1 - \frac{N_f \cdot A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (B12)$$

em que N_f é o número de alhetas, A_f é a área total de uma alheta, A_b é a área exposta dos tubos e A_t é área total de transferência de calor, incluindo as alhetas e a superfície exposta dos tubos, tal que $(A_t = N_f \cdot A_f + A_b)$. A eficácia térmica da superfície com alhetas é $\eta_0 = 0.886$, com $A_b = 0.341 \text{ m}^2$, $A_f = 8.23 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_t = 9.06 \text{ m}^2$.

B6.3 Cálculo de UA

UA pode agora ser avaliado através da Equação (B10):

$$UA = 1 / \left(\frac{1}{21640.9 \times (8 \times \pi \times 0.014 \times 0.9)} + \frac{1}{3.9 \times 9.06 \times 0.883} \right) = 31.05 \text{ W / K}$$

B7. Cálculo da potência térmica do condensador – Método ε -NTU

Este é o método mais prático quando não se tem a temperatura de saída de um dos fluidos. De Incropera e DeWitt (1996), para um condensador $C_r = 0$, a efetividade ε do permutador calcula-se da seguinte forma:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (\text{B13})$$

e o número de unidades de transferência NTU calcula-se por

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{31.05}{8.66 \times 10^{-2} \times 1008} = 0.34 \quad (\text{B14})$$

com $C_{\min} = \dot{m}_{ar} \times c_{p,ar}$. Com o valor do NTU obtém-se $\varepsilon = 0.30$. A potência térmica calcula-se por:

$$\dot{Q}_{cond} = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) = 261.9 [W] \quad (B15)$$

Uma vez que a potência média a dissipar no condensador, num dia de forte insolação, é de 222 W e o condensador permite dissipar 262 W, conclui-se que o condensador tem a capacidade necessária para condensar 2 kg de água desadsorvida por cada ciclo diário, mesmo em condições meteorológicas severas.

Devido a alguns constrangimentos na fábrica de condensadores, o condensador real teve de sofrer algumas ligeiras modificações. O número de tubos passou para 6, devido a dificuldades em executar as soldaduras entre os tubos do condensador e os tubos coletores. Também a distância entre alhetas passou para 10 mm, devido a constrangimentos relativos aos equipamentos de fabricação de condensadores.

Também a colocação do condensador sofreu alterações relativamente ao inicialmente previsto: em vez de ficar colocado sob o adsorisor com uma inclinação de 40°, optou-se por colocá-lo com apenas uma ligeira inclinação, de modo a facilitar o movimento do ar através das alhetas, mas sem comprometer o escoamento dos condensados por gravidade.

Apêndice C

Efeito da utilização de um adsorisor em alumínio no desempenho

O material de construção do adsorisor, o aço inoxidável, tem uma condutibilidade térmica relativamente baixa, pois $k_{inox}=15.29 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. A construção do adsorisor com outro material de melhor condutibilidade térmica poderá melhorar o desempenho do frigorífico solar. Com o objetivo de esclarecer esta questão, foi efetuada uma simulação para o dia 14-09-2011 (dia quente, com céu limpo), usando como material de construção do adsorisor o alumínio ($k_{al}=179.08 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$). Os resultados, em termos dos parâmetros do desempenho do frigorífico solar, são os que constam da Tabela C1.

Tabela C1 – Dados comparativos do desempenho do ciclo simulado, considerando dois casos: caso 1 - adsorisor em aço inox, e caso 2 – adsorisor em alumínio.

	Caso 1 – inox	Caso 2 – alumínio
Q_{evap} [kJ]	2769.6	2832.6
Q_{solar} [kJ]	24210.0	24210.0
M_{cond} [kg]	1.10	1.134
COP_{solar}	0.114	0.117

Conclui-se que a construção do adsorisor em alumínio contribui modestamente para melhorar o desempenho do frigorífico solar. No entanto, a melhoria não é muito expressiva comparativamente com as medidas de melhoria estudadas no capítulo 4, e além disso, a resistência mecânica do aço inox é inquestionavelmente superior à do alumínio, e também a soldadura do aço inox é mais simples que a do alumínio, pelo que é preferível manter a construção do adsorisor em inox. A explicação para uma tão pequena diferença na melhoria do desempenho do adsorisor construído em alumínio reside na pequena espessura da placa do coletor, com apenas 2 mm. Assim, a resistência térmica da placa em aço inox é:

Apêndice C

$$R_{t,inox} = \frac{l_{inox}}{k_{inox}} = 1.31 \times 10^{-4} \text{ [m}^2 \cdot \text{°C / W]} \quad (\text{C1})$$

Para a placa do coletor em alumínio, o valor da resistência térmica é $1.11 \times 10^{-5} \text{ [m}^2 \cdot \text{°C/W]}$. Se compararmos estes valores das resistências térmicas com o valor da resistência térmica de contacto ($R_{t,contacto}$ apresenta valores entre 2×10^{-3} e $2.5 \times 10^{-3} \text{ [m}^2 \cdot \text{°C/W]}$, de acordo com Zhu e Wang (2002)), verifica-se que a resistência térmica da placa coletora do adsorção é praticamente desprezável face às outras resistências térmicas envolvidas.