

Marco Alexandre dos Santos Fernandes

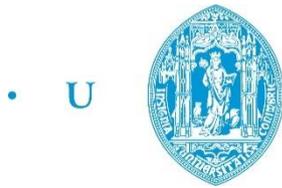
SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA COM MÓDULO DE ADSORÇÃO

Tese de doutoramento em Engenharia Mecânica, na Especialidade de Energia e Ambiente, orientada pelo Professor Doutor José Joaquim da Costa, Professor Doutor Adélio Manuel Rodrigues Gaspar e Professor Doutor Vítor António Ferreira da Costa, apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

Janeiro de 2017



UNIVERSIDADE DE COIMBRA



C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

Marco Alexandre dos Santos Fernandes

SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA COM MÓDULO DE ADSORÇÃO

Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica, na especialidade de Energia e Ambiente, 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 Adélio Manuel Rodrigues Gaspar e Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa

Coimbra, 2017

NOTA

Como autor desta tese, pretendo deixar explícito que o texto aqui apresentado cumpre as regras do denominado ‘Acordo’ Ortográfico apenas por respeito aos meus orientadores e à instituição de ensino que frequento. É o meu pensamento aqui expresso, mas parte das palavras que graficamente o representam não são as minhas.

AGRADECIMENTOS

O trabalho aqui apresentado foi realizado sob a orientação conjunta dos Professores José Joaquim da Costa, Adélio Manuel Rodrigues Gaspar e Vítor António Ferreira da Costa, aos quais quero prestar o meu profundo agradecimento pela disponibilidade, empenho e dedicação que sempre demonstraram, bem como pelos importantes ensinamentos e conselhos transmitidos. Estou e sempre estarei grato não apenas pela forma séria e rigorosa com que sempre lidaram com este ‘desafio’, mas, especialmente, pela faceta humana, generosa e humilde que demonstraram em todos os momentos; tendo-me ajudado a crescer como engenheiro e também como pessoa.

O meu agradecimento especial também ao Gonçalo Brites, cujo constante apoio foi indispensável na realização deste trabalho, tendo desempenhado o papel de um verdadeiro 4º orientador. Dele partiu o conceito de base deste projecto, tendo ainda sido responsável por grande parte do trabalho que o antecedeu, além dos imprescindíveis conhecimentos na matéria e do constante contributo positivo.

Quero também agradecer à minha família pelo constante apoio e motivação: àquela em que nasci e cresci, e que sempre me deu tudo de bom, e também àquela que me ‘adoptou’ num longínquo país do Leste Europeu – a eles, e especialmente a ti, Karina, ‘Dziękuję bardzo’. E um obrigado especial também aos meus amigos, que, longe ou perto, estão sempre presentes. Sem todos eles, este trabalho não seria possível.

A todos, o meu ‘Muito obrigado’.

Esta tese teve o apoio da Fundação para a Ciência e Tecnologia (FCT), através da Bolsa de Doutoramento com a referência SFRH/BD/90520/2012, financiada no âmbito do QREN – POPH, e comparticipada pelo Fundo Social Europeu e por fundos nacionais do MEC.



RESUMO

Nesta tese apresenta-se o desenvolvimento e o estudo de um sistema de águas quentes sanitárias (AQS) que inclui um módulo de adsorção, com o objetivo de aumentar a capacidade de armazenamento de energia térmica e possibilitar a redução do consumo de energia de apoio do sistema de preparação de AQS.

O módulo de adsorção é essencialmente composto por (i) um adsorisor imerso no reservatório do sistema de AQS convencional, (ii) um condensador inserido num reservatório secundário e (iii) um evaporador em contacto com o ar ambiente. O sistema proposto possibilita armazenar a energia térmica no adsorisor, por tempo indeterminado e sem perdas, libertando-a para a água do reservatório de AQS sempre que a sua temperatura desce abaixo de um nível predefinido. É também capaz de efetuar o pré-aquecimento da água proveniente da rede, aproveitando a energia libertada no condensador durante a fase de carga. Com base num estudo comparativo de vários pares adsorvente/adsorvato, selecionou-se para este estudo o par sílica-gel/água.

Desenvolveu-se um modelo numérico detalhado que permite simular o comportamento dinâmico do sistema, com base nos balanços de massa e de energia em cada um dos componentes do sistema, e considerando a cinética de sorção e condições de equilíbrio adsorvente-adsorvato. A formulação destes princípios foi integrada num programa de simulação assente na utilização conjugada de dois *softwares*: o TRNSYS, para simular o funcionamento do sistema solar térmico de AQS, e o MATLAB, para a resolução em paralelo das equações referentes ao módulo de adsorção.

Realizou-se um estudo paramétrico em várias configurações para avaliar separadamente a influência de cada uma das variáveis relevantes no desempenho global do sistema. Assim se caracterizou e se definiu a melhor configuração paramétrica do sistema, a qual serviu de ponto de partida para um estudo de otimização, realizado com o auxílio do *software* GenOpt, determinando a configuração e as condições operacionais do sistema que otimizam o seu desempenho anual. Os resultados mostram que o sistema proposto, para a configuração e a localização otimizadas – reservatório de AQS de 250 L, 37 kg

de sílica-gel, consumo típico de 4 pessoas, em Coimbra –, permite alcançar uma poupança anual de 16% no consumo de energia de apoio. Além disso, aumenta-se a sua fração de energia renovável (neste caso, de 85% para 87%), devido à energia captada do ar ambiente pelo evaporador. Concluiu-se ainda que o sistema apresenta melhor desempenho para menores temperaturas de *setpoint* do consumo de água quente, menores consumos de água quente, operando em regiões mais quentes, e com maiores inclinações dos coletores solares.

O desempenho global previsto para este sistema é animador, sendo as perspetivas de transição para a vertente experimental bastante promissoras. No entanto, será ainda necessário melhorar alguns aspectos, especialmente ao nível da capacidade do módulo de adsorção (adsorção e evaporador). Em termos globais, pode-se concluir que o sistema proposto constitui uma solução promissora para aumentar a eficiência e a capacidade de armazenamento de energia térmica em sistemas de produção de AQS.

ABSTRACT

This thesis is devoted to the development and study of a domestic hot water system (DHW) which includes an adsorption module, aiming to increase the thermal energy storage capacity and to reduce the backup energy consumption of the DHW system.

The adsorption module is essentially composed of (i) an adsorber immersed in the water tank of a conventional DHW system, (ii) a condenser inside a secondary water tank and (iii) an evaporator in contact with the ambient air. The proposed system enables thermal energy storage in the adsorber, without thermal losses and indefinitely in time, releasing it into the DHW tank water whenever its temperature drops below a specified level. Also, it is capable of preheating the cold mains water by reusing the energy released from the condenser during the loading phase. The silica-gel/water pair was selected from a comparative study of various adsorbent/adsorbate pairs.

A detailed numerical model to simulate the system's dynamic behaviour was developed, based on the mass and energy balance equations of the system components, and considering the sorption kinetics and the adsorbent-adsorbate equilibrium conditions. The formulation of these principles was integrated into a simulation program based on the combination of two software tools: TRNSYS, to simulate the operation of the DHW solar thermal system, and MATLAB, to solve (in parallel) the adsorption module equations.

A parametric study covering various configurations was conducted to separately evaluate the influence of each of the relevant variables on the overall system's performance. Thus, the system's best parametric configuration was characterized and defined, which served as the starting point for an optimization study, conducted with the GenOpt software, to determine the system's optimal configuration and operating conditions leading to its maximum annual performance. Results show that the proposed system, for the optimized configuration and location – 250 L DHW tank, 37 kg of silica-gel, 4 people consumption profile, in Coimbra –, allows for an annual saving of 16% in the backup energy consumption. Moreover, an increase of the renewable energy fraction is predicted (85% to 87%, in this case) due to the energy received by the

evaporator from the ambient air. It was also concluded that the proposed system performs better for a smaller temperature setpoint of the hot water for consumption, for smaller water consumption levels, when operating in warmer regions, and with higher inclination of the solar collectors.

The overall performance foreseen for the proposed system is encouraging, and the transition prospects for the experimental phase are very promising. However, some aspects still need to be improved, especially in terms of the adsorption module compactness (adsorber and evaporator). Overall, it can be concluded that the proposed system is a promising solution to increase the efficiency and the thermal energy storage capacity of DHW systems.

ÍNDICE

NOTA	iii
AGRADECIMENTOS	v
RESUMO	vii
ABSTRACT	ix
NOMENCLATURA	xv
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Enquadramento	1
1.2. Motivação e objetivos	4
1.3. Estrutura da tese	8
2. ESTADO DA ARTE	11
2.1. Princípios da adsorção	11
2.1.1. Equilíbrio de adsorção	11
2.1.2. Cinética de adsorção	15
2.2. Sistemas de adsorção	16
2.3. Armazenamento de energia térmica por adsorção	19
2.3.1. Descrição do processo	19
2.3.2. Pares de trabalho	23
2.3.3. Breve resenha de sistemas desenvolvidos	30
3. MÓDULO DE ADSORÇÃO INTEGRADO NUM SISTEMA SOLAR TÉRMICO. ..	39
3.1. Descrição e funcionamento do sistema	39
3.2. Descrição detalhada dos componentes	42
3.2.1. Reservatório de AQS	42
3.2.2. Adsorção	44
3.2.3. Reservatório de pré-aquecimento	45
3.2.4. Condensador	45
3.2.5. Evaporador	46
3.3. Seleção do par de trabalho	47
4. MODELAÇÃO DO SISTEMA	51
4.1. Sistema solar térmico	51
4.2. Interação com o módulo de adsorção	54
4.3. Sistema de adsorção	57
4.3.1. Modelo matemático	57

4.3.1.1.	<i>Reservatório de AQS</i>	59
4.3.1.2.	<i>Adsorisor</i>	61
4.3.1.3.	<i>Reservatório de água secundário e condensador</i>	69
4.3.1.4.	<i>Evaporador</i>	72
4.3.2.	<i>Modelo numérico</i>	77
4.3.2.1.	<i>Convergência nas transições entre fases do ciclo</i>	79
4.3.2.2.	<i>Discretização temporal</i>	86
4.4.	Validação do modelo do adsorisor.....	89
4.5.	Indicador global do desempenho do sistema	94
5.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	95
5.1.	Estudo paramétrico do adsorisor.....	95
5.1.1.	<i>Configuração</i>	96
5.1.2.	<i>Dimensão do adsorisor</i>	97
5.1.3.	<i>Alhetas internas</i>	98
5.1.4.	<i>Alhetas externas</i>	101
5.1.5.	<i>Adsorisor com alhetas internas e externas</i>	103
5.1.6.	<i>Temperaturas de condensação e de vaporização</i>	106
5.2.	Estudo paramétrico do sistema	106
5.2.1.	<i>Condensador e reservatório de pré-aquecimento</i>	110
5.2.2.	<i>Evaporador</i>	112
5.2.3.	<i>Reservatório de AQS</i>	114
5.2.4.	<i>Comprimento do adsorisor</i>	119
5.2.5.	<i>Setpoints de temperatura das válvulas</i>	120
5.2.6.	<i>Espessura do adsorvente e número de alhetas internas do adsorisor</i>	123
5.2.7.	<i>Conjugação dos parâmetros anteriores</i>	124
5.2.8.	<i>Diâmetro do adsorisor</i>	125
5.2.9.	<i>Altura das alhetas do evaporador</i>	127
5.2.10.	<i>Diâmetro dos reservatórios</i>	128
5.2.11.	<i>Inclusão de alhetas externas no adsorisor</i>	129
5.2.12.	<i>Espessura das alhetas externas do adsorisor</i>	130
5.2.13.	<i>Material dos componentes</i>	132
5.2.14.	<i>Sílica-gel versus SWS-1L</i>	133
5.3.	Estudo de otimização	136
5.3.1.	<i>Metodologia</i>	136
5.3.2.	<i>Análise dos resultados</i>	137
5.4.	Análise de sensibilidade a parâmetros de instalação e operação	151

5.4.1. Temperatura de setpoint do consumo de água quente.....	152
5.4.2. Consumo diário de água quente.....	153
5.4.3. Localização do sistema.....	153
5.4.4. Inclinação dos coletores solares.....	154
6. CONCLUSÃO.....	157
6.1. Sistema desenvolvido.....	157
6.2. Principais resultados.....	158
6.2.1. Estudo paramétrico.....	158
6.2.2. Estudo de otimização.....	161
6.2.3. Simulação anual do sistema.....	161
6.3. Sugestões de trabalho futuro.....	162
REFERÊNCIAS.....	167
ANEXO A – DESENVOLVIMENTO DAS EQUAÇÕES DOS BALANÇOS MÁSSICO E ENERGÉTICO.....	175
ANEXO B – RENDIMENTO DAS ALHETAS.....	189
ANEXO C – FLUXOGRAMA DO MODELO MATLAB.....	191

NOMENCLATURA

<i>a</i>	Parâmetro da equação de Tóth [-]
<i>A</i>	Área [m ²]
<i>b</i>	Parâmetro da equação de Langmuir [-]
<i>c</i>	Calor específico [J/(kg·K)]
<i>c_p</i>	Calor específico a pressão constante [J/(kg·K)]
<i>D</i>	Diâmetro [m]
<i>D_{s0}</i>	Coefficiente de difusão superficial, no modelo LDF de cinética de adsorção [m ² /s]
<i>e</i>	Espessura [m]
<i>E</i>	Eficácia térmica global [-]; energia [J]
<i>E₀</i>	Parâmetro da equação de Dubinin-Radushkevich, designado por energia característica [J/kg]
<i>E_a</i>	Energia de ativação da difusão superficial [J/kg]
<i>E_{armaz}</i>	Densidade de armazenamento de energia [Wh/kg; Wh/m ³]
<i>f_{ren}</i>	Fração renovável [-]
<i>g</i>	Aceleração gravítica [m/s ²]
<i>h</i>	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/(m ² ·K)]; altura [m]; entalpia específica [J/kg]
<i>k</i>	Condutibilidade térmica [W/(m·K)]
<i>K₀</i>	Coefficiente pré-exponencial na equação de Tóth [kg/(kg·Pa)]
<i>l</i>	Comprimento [m]
<i>L</i>	Calor latente de mudança de fase [J/kg]
<i>m</i>	Massa [kg]
<i>ṁ</i>	Caudal mássico [kg/s]
<i>n</i>	Parâmetro da equação de Dubinin-Astakhov [-]
<i>N</i>	Número [-]
<i>Nu</i>	Número de Nusselt [-]
<i>p</i>	Passo [m]
<i>P</i>	Pressão [Pa]

Pr	Número de Prandtl [-]
Q	Energia térmica transferida [J]
\dot{Q}_{hx}	Potência térmica fornecida pela serpentina [W]
r	Raio [m]
R	Constante universal dos gases perfeitos [J/(kmol·K)]
R'	Constante particular de um gás perfeito [J/(kg·K)]
R_p	Raio da partícula de adsorvente, no modelo LDF de cinética de adsorção [m]
Ra	Número de Rayleigh [-]
S	Espaçamento entre alhetas [m]
t	Tempo [s]
T	Temperatura [°C, K]
u	Energia interna específica [J/kg]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/(m ² ·K)]; energia interna [J]
V	Volume [m ³]
x	Distância horizontal [m]
X	Teor de adsorvato adsorvido [kg _{adsorvato} /kg _{adsorvente seco}]
y	Distância vertical [m]

Símbolos gregos

α	Inclinação do(s) coletor(es) solar(es) [-]
β	Coefficiente da equação de Dubinin-Radushkevich; Coeficiente de expansão térmica volumétrica [K ⁻¹];
Δ	Diferença; variação [-]
ΔH_{ads}	Calor de adsorção [J/kg]
Δt	Intervalo de tempo [s]
ε	Porosidade [-]
η	Rendimento [-]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
θ	Fração entre o número de moléculas adsorvidas e o número total de locais de adsorção na equação de Langmuir [-]
ρ	Massa volúmica [kg/m ³]
τ	Parâmetro da equação de Tóth [-]; coeficiente que representa a relação de temperatura entre espaços climatizados e não climatizados [-]

Índices inferiores

0	Instante anterior
<i>a</i>	Adsorvente
<i>ads</i>	Adsorção; Adsorção; Sistema com módulo de adsorção
<i>apar</i>	Aparente
<i>apoio</i>	Aquecedor de apoio
<i>b</i>	Adsorvato
<i>bed</i>	Leito de adsorvente
<i>bomba</i>	Bomba de circulação
<i>c</i>	Condensação; condensador; contacto
<i>colet</i>	Coletor(es) solar(es)
<i>cons</i>	Consumido
<i>conv</i>	Sistema convencional
<i>cs</i>	Secção transversal
<i>des</i>	Dessorção
<i>down</i>	Descendente
<i>e</i>	Vaporização; evaporador
<i>eff</i>	Efetivo
<i>env</i>	Ambiente
<i>eq</i>	Equilíbrio
<i>EC</i>	Espaço climatizado
<i>ENC</i>	Espaço não climatizado
<i>f</i>	Alheta
<i>h</i>	Vazio
<i>hx</i>	Serpentina do sistema solar térmico
<i>i</i>	Interno
<i>in</i>	<i>Input</i>
<i>j</i>	Índice relativo ao nodo do reservatório
<i>l</i>	Líquido
<i>m</i>	Metal
<i>mains</i>	Água da rede
<i>máx</i>	Máximo
<i>mín</i>	Mínimo

<i>o</i>	Externo
<i>out</i>	<i>Output</i>
<i>p</i>	Primário
<i>part</i>	Partícula de adsorvente
<i>ref</i>	Referência
<i>ren</i>	Renovável
<i>s</i>	Superfície
<i>sat</i>	Saturação
<i>saving</i>	Poupança de energia
<i>sp</i>	<i>Setpoint</i>
<i>t</i>	Tubo
tank1	Reservatório principal
tank2	Reservatório secundário (de pré-aquecimento)
<i>unf</i>	Não alhetado
<i>up</i>	Ascendente
<i>v</i>	Vapor
<i>turns</i>	Voltas
<i>w</i>	Água

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

Prevê-se um crescimento de 38% no consumo mundial de energia entre 2016 e 2040 [International Energy Outlook (2016)], o que se traduzirá no aumento da emissão de gases de efeito de estufa e na aceleração do aquecimento global, colocando ainda mais em risco o balanço ambiental do planeta. Além disso, as principais fontes de energia atuais são maioritariamente de carácter não-renovável, apresentando sérios problemas relativos à segurança do seu fornecimento e à sua limitada disponibilidade. Por outro lado, prevê-se ainda que num futuro próximo o fornecimento de energia seja mais instável do que atualmente. De forma a enfrentar esta problemática, muitos países têm tentado implementar medidas para tentar inverter ou, pelo menos, atenuar esta tendência, como o aumento da utilização de fontes de energia renováveis. Por exemplo, a Comissão Europeia estabeleceu como meta que 20% da produção de energia em 2020 proceda de fontes renováveis, o que permitirá estabilizar as emissões de CO₂ e desacelerar o aquecimento global [Comissão Europeia (2008)]. Neste contexto, a utilização de sistemas de armazenamento de energia térmica apresenta-se como uma boa opção para enfrentar o atual desafio energético, na medida em que pode atenuar a diferença entre as necessidades e a disponibilidade de energia em várias aplicações. Na Europa, estima-se que se poderiam poupar cerca de 1.4 milhões de GWh por ano e evitar 400 milhões de toneladas de emissões de CO₂ nos sectores residencial e industrial adotando medidas que permitissem utilizar mais extensivamente sistemas de armazenamento de energia térmica [N'Tsoukpoe *et al.* (2009), Hauer (2013), Li e Zheng (2016)].

Os processos atuais de armazenamento de energia térmica podem ser divididos em três categorias principais: armazenamento de calor sensível, armazenamento de calor latente e armazenamento de calor através de processos químicos e de sorção. Nos processos de armazenamento de calor sensível, o aumento da energia interna do sistema traduz-se diretamente no aumento da temperatura do meio de armazenamento. A água, o ar, rochas ou o solo apresentam-se como possíveis materiais de armazenamento. Por seu

lado, os processos de armazenamento de calor latente fazem uso do calor de mudança de fase dos materiais. Alguns exemplos de materiais de mudança de fase (*Phase Change Materials* – PCM) são a água/gelo, hidratos de sal ou compostos orgânicos. Finalmente, os processos químicos e de sorção, dos quais fazem parte os sistemas de adsorção, utilizam o calor útil resultante de reações reversíveis entre duas substâncias para promover o armazenamento de energia [Bales (2005), Mottillo (2006), Tatsidjodoung *et al.* (2013)].

Além do custo intrínseco, os critérios mais importantes na escolha de uma tecnologia de armazenamento de energia térmica são a densidade de armazenamento (energia armazenada por unidade de volume ou de massa) e a eficiência de armazenamento (fração da energia recuperada após o período de armazenamento). Na Tabela 1.1 apresenta-se a comparação de alguns materiais normalmente utilizados nos diferentes sistemas de armazenamento de energia térmica. Como se pode verificar, a capacidade de armazenamento dos materiais de adsorção supera os valores relativos aos materiais utilizados nos sistemas convencionais, especialmente os que se baseiam no armazenamento de calor sensível. Além disso, no caso dos sistemas de armazenamento por adsorção, os volumes necessários são normalmente inferiores e existem já adsorventes que atingem eficiências de armazenamento próximas das dos sistemas convencionais. O armazenamento de calor por adsorção tem ainda a vantagem de a sua eficiência de armazenamento não depender, em princípio, do tempo de armazenamento: a adsorção de um gás na superfície de um sólido é um processo exotérmico, que liberta o calor previamente armazenado, sendo esta descarga evitada simplesmente mantendo o adsorvente e o adsorvato fisicamente separados, o que pode ser realizado à temperatura ambiente, por um período de tempo indeterminado. Para além do mais, os sistemas de armazenamento por adsorção têm poucas partes móveis (normalmente, apenas válvulas), o que se traduz num funcionamento silencioso e na redução dos problemas de manutenção.

Tabela 1.1 – Comparação de alguns materiais utilizados nos sistemas de armazenamento de energia térmica [adaptado de Wu *et al.* (2007), Abedin e Rosen (2011), Hauer (2013), Yu *et al.* (2013) e Aydin *et al.* (2015)].

	Materiais de armazenamento de calor sensível	Materiais de mudança de fase	Adsorventes simples	Adsorventes compósitos
Exemplos	Rocha, água	Parafinas, hidratos de sal	Sílica-gel, zeolite	SWS-1L, ZM10
$E_{armaz,V}$ [kWh/m ³]	<60	40-140	50-180	80-230
Gama de temperatura típica [°C]	$\Delta T=40-50$ (para reservatórios de água típicos)	20-80	80-180	80-180
Eficiência de armazenamento [%]	50-90	75-90	>60	>75

Os sistemas convencionais de preparação de AQS, embora continuem a ser o método mais comum de acumulação de energia térmica, requerem reservatórios de dimensões consideráveis, já que armazenam energia apenas na forma de calor sensível. No caso dos sistemas solares térmicos, períodos longos de captação de energia solar e de baixo consumo de água quente podem conduzir a elevadas temperaturas no reservatório de armazenamento, com a conseqüente redução da eficiência. Além disso, este tipo de sistema necessita, na generalidade dos casos, de sistemas de apoio (normalmente utilizando fontes de energia não renováveis) que satisfaçam as necessidades dos utilizadores quando a energia solar disponível é insuficiente. Assim, é desejável um sistema de armazenamento com perdas térmicas reduzidas e com uma densidade energética elevada.

Uma solução é o armazenamento de energia térmica através do processo de adsorção, uma tecnologia relativamente recente, cuja pesquisa e desenvolvimento crescentes o apontam como uma alternativa promissora aos sistemas convencionais. Num sistema de armazenamento térmico por adsorção, uma fonte de calor promove a dissociação de um par de trabalho (dessorção), cujas substâncias podem ser armazenadas separadamente durante um longo período de tempo (período de armazenamento). Posteriormente, quando as substâncias entram de novo em contacto, a mesma quantidade de calor é libertada (adsorção), a qual poderá ser utilizada para fins de aquecimento. Assim, neste tipo de sistemas, o calor de adsorção é libertado aquando da junção das duas substâncias, no momento em que é necessário o calor útil, e a separação física das

substâncias permite um armazenamento de energia térmica sem perdas, dado que o calor não é armazenado numa forma latente ou sensível, mas como um potencial. Em comparação com os convencionais, os sistemas de armazenamento por adsorção são capazes de lidar com o armazenamento temporário de energia térmica de uma forma mais fácil, compacta e eficiente, mesmo durante longos períodos de armazenamento (armazenamento sazonal), sem perdas térmicas significativas, e com altas densidades de armazenamento [N'Tsoukpoé *et al.* (2009), Abedin e Rosen (2011), Aydin *et al.* (2015)]. Energia solar térmica, geotérmica, da biomassa, excessos de energia térmica ou calor residual podem ser utilizados como fonte de calor primária para o armazenamento de energia térmica por adsorção. Esta é, portanto, uma tecnologia promissora para reduzir, ou até mesmo eliminar, o uso de combustíveis fósseis para obter o calor requerido por alguns processos, reduzindo as emissões de dióxido de carbono, os picos de consumo de energia e dos seus níveis de produção. Trata-se de uma potencial solução, não só do ponto de vista técnico, mas também económico [Hauer (2002a), N'Tsoukpoé *et al.* (2009)].

1.2. Motivação e objetivos

No que diz respeito aos sistemas térmicos, o processo de adsorção é maioritariamente aplicado em sistemas de arrefecimento, muitos deles com fonte de energia solar. No entanto, olhando para o estado da arte, conclui-se que esta tecnologia, embora atraente, apresenta ainda limitações de desempenho que parecem difíceis de superar. Em consequência, têm sido propostas novas abordagens para aumentar a eficiência e sustentabilidade dos ciclos de adsorção, como o desenvolvimento de sistemas híbridos ou de armazenamento de energia térmica por adsorção, pois a grande maioria dos aspectos referentes a estes sistemas encontra paralelos nos sistemas de arrefecimento por adsorção, como os *chillers* de adsorção ou os frigoríficos solares por adsorção. Além disso, a pesquisa na área do arrefecimento por adsorção já se encontra muito mais desenvolvida, pelo que serve como referência para o desenvolvimento destes conceitos emergentes. Este trabalho surge precisamente na tentativa de aproveitar a experiência na área do arrefecimento por adsorção já existente no grupo de investigação no qual o autor se insere, e encontrar novas soluções sustentáveis para a diminuição do consumo de

energia; neste caso, na área do armazenamento de energia térmica. O trabalho aqui apresentado resulta do cruzamento entre os sistemas de armazenamento de energia térmica por adsorção convencionais com os frigoríficos solares por adsorção. Os primeiros fazem uso apenas do elemento adsorção para promover a acumulação de energia térmica, e apresentam geralmente densidades de armazenamento elevadas. Já os segundos, sobre os quais a equipa de investigação tem já um conhecimento aprofundado, realizam a captação de calor diretamente do ar ambiente e, no caso de funcionarem de forma híbrida, recuperam a energia térmica libertada no adsorção e/ou no condensador (que é normalmente desperdiçada) para a produção de AQS [Fernandes *et al.* (2014)].

O armazenamento de energia térmica por adsorção é uma tecnologia que, apesar da sua viabilidade técnica já ter sido demonstrada, ainda não se encontra devidamente desenvolvida, não competindo com os sistemas de armazenamento de energia térmica convencionais, embora apresente densidades de armazenamento bastante interessantes. Nesse sentido, o trabalho aqui apresentado pretende contribuir para superar as debilidades do armazenamento de energia térmica por adsorção em relação aos sistemas de armazenamento convencional e aproveitar (e potenciar) as suas melhores qualidades. Ao contrário dos sistemas de armazenamento de energia térmica por adsorção já existentes, não se pretende substituir o fluido térmico do sistema convencional por um sistema de adsorção, mas sim que este funcione como um complemento de um sistema de energia solar térmica convencional. Por outras palavras, o sistema proposto combina as características do armazenamento de energia térmica por adsorção com um sistema de armazenamento de água quente convencional (armazenamento de calor sensível num reservatório de água alimentado por um sistema solar térmico), na tentativa de melhorar o desempenho global do sistema de AQS.

O sistema de armazenamento de energia proposto tem características próprias que o tornam interessante e apelativo. Em primeiro lugar, tem a capacidade de armazenar o excesso de energia térmica da água quente de um reservatório de acumulação, através da regeneração do material adsorvente presente no interior do adsorção imerso no reservatório de AQS, devolvendo-a mais tarde, quando necessária, como calor de adsorção – através da adsorção do fluido de trabalho previamente desorvido – quando a

temperatura da água no interior do reservatório de AQS desce abaixo de um determinado valor. Além disso, o sistema de adsorção pode utilizar qualquer fonte de energia térmica de baixa temperatura para promover o processo de carga (neste trabalho optou-se pela energia solar térmica), pelo que o seu funcionamento é completamente sustentável em termos energéticos e ecológicos. O módulo de adsorção permite ainda efetuar o armazenamento de energia por tempo indeterminado, praticamente sem perdas térmicas, uma vez que o armazenamento não é realizado sob a forma de calor sensível ou latente, mas sim de um ‘potencial de adsorção’. Por outro lado, o sistema de adsorção estudado utiliza substâncias que não apresentam quaisquer impactos negativos para o ambiente nem para a AQS de consumo (sílica-gel e água).

O objetivo deste trabalho é desenvolver um sistema de armazenamento de energia térmica por adsorção que funcione como complemento ao armazenamento de água quente em reservatórios de AQS convencionais. Desta forma, pretende-se diminuir o consumo de energia (geralmente de origem não renovável) associado ao sistema de apoio. Nos períodos em que o módulo de adsorção não é necessário (ou o seu funcionamento não é possível), o sistema continua a funcionar como um sistema de armazenamento de calor sensível convencional, não dependendo, assim, exclusivamente do processo de adsorção.

Este trabalho pretende responder às seguintes questões:

- Quais as vantagens do sistema proposto em relação aos sistemas de armazenamento de energia térmica convencionais?
- Qual o desempenho expectável do sistema proposto?
- Quais as condições de operação que permitem maximizar o desempenho do sistema proposto?
- Qual a viabilidade técnica do sistema proposto?

Para responder a estas questões, numa primeira fase é definida a tipologia do sistema, são definidos os componentes e o seu funcionamento, e justificada a opção pelo par de trabalho sílica-gel/água. Depois, é desenvolvido o modelo numérico que simula o funcionamento do sistema. Para tal, são executadas as seguintes tarefas:

- Definição e caracterização das equações que traduzem os balanços de massa e de energia nos componentes principais do módulo de adsorção (modelo matemático);
- Construção do modelo do sistema solar térmico em TRNSYS e definição dos seus *inputs* e *outputs*;
- Incorporação das equações em código de MATLAB, e definição da metodologia de resolução do sistema de equações (modelo numérico);
- Validação do modelo numérico;
- Modificação (em FORTRAN) do módulo do reservatório de armazenamento de AQS predefinido no TRNSYS, de forma a interagir com o módulo de adsorção (em MATLAB);
- Identificação dos parâmetros mais adequados para avaliar a performance do sistema.

Posteriormente, apresenta-se um estudo paramétrico detalhado de cada componente, de forma a avaliar o seu comportamento sob diversas configurações, determinar os melhores valores dos respetivos parâmetros, e estimar qual o seu impacto no funcionamento global do sistema. De seguida, descreve-se um estudo de otimização global do sistema, com o objetivo de maximizar o seu desempenho, com base nos resultados do estudo paramétrico individual dos seus componentes. Por último, partindo do resultado da otimização, apresenta-se uma análise ao comportamento do sistema sob diferentes condições de funcionamento.

O trabalho aqui apresentado centra-se no desenvolvimento e no estudo numérico de um sistema de armazenamento de energia térmica, tratando-se de um trabalho de conceção, modelação, simulação e otimização, que pretende lançar as bases para o desenvolvimento, construção e teste sustentados de um ou mais protótipos experimentais, seguindo as indicações dos resultados da simulação e de otimização do sistema, e todo o conhecimento adquirido ao longo deste estudo. Por outro lado, na componente computacional, é de realçar que o *software* utilizado para simular o comportamento do sistema (TRNSYS), embora seja um programa bastante popular na simulação dinâmica de sistemas térmicos e disponibilize uma vasta gama de dispositivos e componentes predefinidos, não permite a simulação do processo de

adsorção. Esta lacuna é, aqui, ultrapassada considerando um módulo de um novo componente em TRNSYS, cujas equações de balanço de massa e de energia são resolvidas paralelamente em MATLAB. Consegue-se assim simular o funcionamento de um reservatório de armazenamento de água quente dotado de um módulo de adsorção para o armazenamento complementar de energia térmica. Além disso, este novo componente é facilmente parametrizado, podendo ser utilizado em conjunto com qualquer outro sistema disponível no programa de base.

Este trabalho apresenta-se, assim, como um desafio enquadrado na política de sustentabilidade atual, em que as alterações climáticas se tornam uma ameaça cada vez maior para o futuro do nosso Planeta, os combustíveis fósseis se tornam cada vez mais escassos e caros, e o consumo mundial de energia aumenta. Além disso, pretende dar o seu contributo para o desenvolvimento e a divulgação do armazenamento de energia térmica através do processo de adsorção – cujo estudo e aplicação são ainda bastante limitados – e, simultaneamente, abrir caminho para desenvolvimentos e aplicações, na procura de um futuro mais sustentável.

1.3. Estrutura da tese

A presente tese encontra-se estruturada em 6 capítulos. Para além do presente capítulo introdutório, onde se efetua um enquadramento geral e se apresenta o objetivo principal, apresentam-se no Capítulo 2 os princípios teóricos do fenómeno da adsorção e do armazenamento de energia térmica através deste processo, o estado da arte deste tipo de sistemas, e os pares de trabalho normalmente utilizados.

No Capítulo 3 é apresentado o sistema em estudo. Começa-se por descrever as suas principais características e o seu funcionamento, sendo depois apresentados os seus componentes principais de forma detalhada. No final, é justificada a opção pelo par de trabalho utilizado.

No Capítulo 4 descreve-se a modelação numérica do sistema. São apresentados os programas utilizados e as alterações neles efetuadas no âmbito deste trabalho, sendo posteriormente definidas as hipóteses de simplificação, as equações do modelo

matemático para cada componente do sistema, e o modo de funcionamento do modelo numérico desenvolvido. É ainda realizada uma comparação de resultados entre a simulação computacional do elemento adsorção e um sistema de adsorção experimental, como forma de validação do modelo e da metodologia de simulação.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados da simulação do sistema. Primeiro, é realizado um estudo paramétrico da influência de vários factores no desempenho do adsorção, sendo depois efetuado o estudo paramétrico do sistema completo, com vista à otimização do seu desempenho global. Nestes estudos paramétricos pretende-se avaliar a influência de factores distintos, como, por exemplo, a dimensão dos componentes do sistema, a quantidade ou tipo de material adsorvente, ou factores externos. Posteriormente, recorrendo a um *software* apropriado, é realizado um estudo de otimização dos vários componentes do sistema, de forma a encontrar a melhor configuração, a partir da qual se poderá evoluir para um protótipo experimental. Por fim, tendo por base o sistema otimizado, é realizada uma análise de sensibilidade aos parâmetros de operação e de instalação do sistema, para verificar qual a influência de alguns factores externos (*e.g.*, consumo diário de água quente, localização do sistema).

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

No contexto desta tese foram publicados três artigos em revistas científicas internacionais, um artigo num congresso internacional e um poster numa conferência nacional:

- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2014). Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39, pp. 102–123. doi:10.1016/j.rser.2014.07.081.
- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2016). Modeling and parametric analysis of an adsorber unit for thermal energy storage. *Energy*, vol. 102, pp. 83–94. doi:10.1016/j.energy.2016.02.014.
- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2016). A thermal energy storage system provided with an adsorption module –

Dynamic modeling and viability study. *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 548–560. doi:10.1016/j.enconman.2016.08.032.

- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2016). Sistema solar de armazenamento de energia térmica com módulo de adsorção. *CYTEF 2016 – VIII Congresso Ibérico | VI Congresso Ibero-Americano de Ciências e Técnicas do Frio*. Coimbra – Portugal, 3-6 Maio, 2016.
- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2016). Sistema solar de armazenamento de energia térmica com módulo de adsorção. *Ciência 2016 – Encontro com a Ciência e Tecnologia em Portugal*. Lisboa, Portugal, 4-6 Julho 2016.

Foi ainda submetido um pedido provisório de patente referente ao sistema aqui estudado: “AdsorTherm – Sistema de armazenamento de energia térmica incluindo módulo de adsorção”, n.º 20161000018498, em 16-03-2016.

2. ESTADO DA ARTE

2.1. Princípios da adsorção

O fenómeno de adsorção consiste na aderência das moléculas de um gás ou vapor a uma superfície sólida. O material sólido, em cuja superfície ocorre a adsorção, designa-se por *adsorvente* e a substância adsorvida é designada por *adsorvato*. A adsorção pode ocorrer em qualquer superfície sólida, embora só seja significativa nos sólidos microporosos, com uma elevada superfície específica.

O fenómeno da adsorção tem por base uma reação física ou química. A adsorção física ocorre quando as moléculas do adsorvato se fixam na superfície do elemento sólido poroso devido a forças de van der Waals e eletrostáticas, levando à acumulação de uma substância na superfície da outra, sendo a energia libertada no processo da ordem de grandeza da entalpia de vaporização. Por ação do calor, as moléculas de adsorvato podem ser libertadas (dessorção/regeneração), pelo que este é um processo reversível. Por sua vez, a adsorção química resulta das ligações iónicas ou covalentes formadas entre as moléculas de adsorvato e a substância sólida. As forças de ligação são muito maiores do que na adsorção física, libertando, geralmente, uma maior quantidade de calor, várias ordens de grandeza acima da entalpia de mudança de fase do vapor. No entanto, o processo não pode ser facilmente revertido, sendo necessário fornecer uma grande quantidade de energia para a fase de dessorção. Além disso, este tipo de ligação promove a alteração química da substância adsorvida, pelo que o adsorvato e as moléculas adsorventes nunca mantêm o seu estado original após o processo de adsorção. Por isso, a maioria dos sistemas de adsorção baseia-se na adsorção física [Sumathy *et al.* (2003), Wang *et al.* (2009), Brites (2013)].

2.1.1. Equilíbrio de adsorção

Para a maioria das aplicações é importante representar com exatidão o equilíbrio de adsorção e a energia de adsorção envolvida. Existem vários modelos que permitem representar o equilíbrio de adsorção, uns teóricos, como o das isotérmicas de Langmuir

e o das isotérmicas BET (Brunauer–Emmett–Teller), e outros obtidos pela análise de dados experimentais [Ruthven (1984)]. Relativamente à entalpia de adsorção, esta pode ser determinada experimentalmente, ou calculada através da equação de Clausius-Clapeyron [Wark (1988)]:

$$\frac{\Delta H_{ads}}{R'T^2} = \left(\frac{d \ln P}{dT} \right)_{X=const} \quad (2.1)$$

onde R' é a constante particular do vapor de adsorvato e ΔH_{ads} é a energia envolvida no processo de adsorção ou de dessorção (calor de adsorção) da unidade de massa de adsorvato.

A quantidade de adsorvato que pode ser adsorvido pelo adsorvente depende da natureza de ambas as substâncias, sendo também função da pressão e da temperatura do adsorvato. Uma isotérmica de adsorção representa a variação com a pressão do teor de adsorvato adsorvido, a uma determinada temperatura. De acordo com a classificação de Brunauer, as curvas isotérmicas de adsorção podem ser divididas em cinco classes distintas (Figura 2.1) [Ruthven (1984)]. As isotérmicas do tipo I correspondem geralmente aos adsorventes microporosos, cujo tamanho dos poros supera apenas ligeiramente o diâmetro característico das moléculas de adsorvato. Com esses adsorventes, existe um limite de saturação definido, correspondente ao completo preenchimento dos microporos. As isotérmicas dos tipos II e III são normalmente observadas apenas em adsorventes com uma grande variedade do tamanho dos poros. Nesses adsorventes verifica-se uma progressão contínua da adsorção em camadas sucessivamente sobrepostas, à medida que aumenta a concentração de adsorvato, podendo mesmo ocorrer a condensação capilar, que promove o aumento da capacidade de adsorção a pressões elevadas. As isotérmicas do tipo IV sugerem a formação de duas camadas de adsorvato, numa superfície plana ou num poro de raio muito superior ao diâmetro das moléculas do adsorvato. Por último, as isotérmicas do tipo V observam-se ocasionalmente se os efeitos da atração intermolecular forem importantes [Brites (2013)].

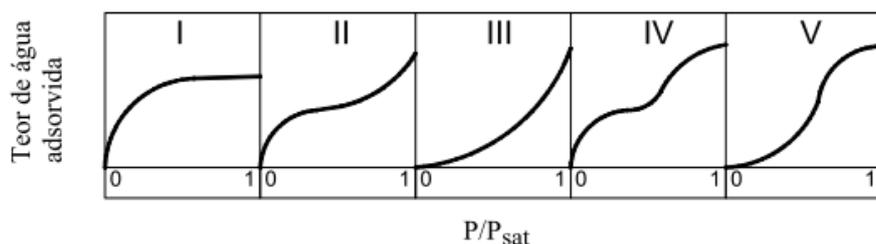


Figura 2.1 – Classificação de Brunauer das isotérmicas de adsorção [Ruthven (1984)].

Não existe uma equação teórica que represente o equilíbrio de adsorção e que seja válida para todos os pares adsorvente/adsorvato, em todas as condições. Porém, existem diversos modelos teóricos de equilíbrio de adsorção que descrevem a relação da massa de adsorvato adsorvida por um adsorvente com a pressão e temperatura do adsorvato, de acordo com a gama de aplicação (Figura 2.1). Por exemplo, o modelo de Langmuir (modelo monocamada), em que se considera que as moléculas de vapor são adsorvidas numa superfície plana ideal, formando uma só camada, é adequado para isotérmicas do tipo I. Este modelo assume que as moléculas de vapor são adsorvidas num número fixo de locais bem definidos, que cada local apenas pode conter uma molécula de adsorvato, que todos os locais são energeticamente equivalentes, e que não existe interação entre as moléculas adsorvidas em locais vizinhos [Ruthven (1984)]. Neste modelo, para uma monocamada de adsorvente, o equilíbrio dinâmico entre as taxas de adsorção e de dessorção pode ser descrito pela relação entre a fração de locais de adsorção ocupados (θ , fração entre o número de moléculas adsorvidas e o número total de locais de adsorção) e a pressão do adsorvato [Ruthven (1984)]:

$$\theta = \frac{bP}{1+bP} \quad (2.2)$$

onde b é a constante de equilíbrio de adsorção para o par adsorvente/adsorvato, que é uma função da temperatura do adsorvato, e P é a pressão parcial do vapor de adsorvato. Este modelo não é normalmente aplicado aos processos de adsorção física, em que a adsorção ocorre tipicamente em multicamadas (e não em monocamadas) [Mottillo (2006)].

O modelo BET (teórico) é uma extensão do modelo de Langmuir, tendo em consideração a adsorção em multicamadas que tipicamente ocorre durante a adsorção

física. O modelo de BET é adequado para isotérmicas do tipo II, e a relação entre a fração de locais de adsorção ocupados, a pressão do adsorvato e a pressão de saturação do vapor (P_{sat}), a uma dada temperatura, é a seguinte [Ruthven (1984), Mottillo (2006)]:

$$\theta = \frac{b(P/P_{sat})}{(1 - P/P_{sat})(1 - P/P_{sat} + bP/P_{sat})} \quad (2.3)$$

Embora as curvas teóricas consigam descrever satisfatoriamente o processo de adsorção para baixas taxas de adsorção, nem sempre são aceitáveis na zona intermédia, prevendo valores do teor de adsorvato bastante diferentes dos obtidos experimentalmente nas condições próximas da saturação. Tal não é de estranhar, pois são desenvolvidas a partir de pressupostos ideais que não são geralmente válidos para os adsorventes comuns. Em consequência, foram desenvolvidas equações empíricas ou semi-empíricas, a partir de dados experimentais, de forma a prever o equilíbrio de adsorção em diferentes condições [Brites (2013)]. Um dos exemplos é a equação de Tóth, válida para toda a gama de pressões e sendo, por isso, muito utilizada:

$$X = X_{máx} \frac{aP}{[1 + (aP)^\tau]^{1/\tau}} \quad (2.4)$$

onde a e τ são parâmetros que dependem da temperatura, específicos para cada par adsorvente/adsorvato, e $X_{máx}$ é a capacidade máxima de adsorção quando o adsorvente está saturado com adsorvato.

Uma outra aproximação muito utilizada é a teoria de Dubinin, desenvolvida para caracterizar o equilíbrio de adsorção em adsorventes microporosos (*e.g.*, carvão ativado, zeolites e alguns tipos de sílica-gel) [Mottillo (2006), Brites (2013)]. A equação de Dubinin-Radushkevich relaciona o teor de adsorvato no adsorvente (X) com a pressão e a temperatura do adsorvato através da seguinte relação:

$$X = X_{máx} \exp \left[-\frac{1}{(\beta E_0)^2} \left(RT \ln \frac{P}{P_{sat}} \right)^2 \right] \quad (2.5)$$

em que E_0 é uma energia característica em relação a um adsorvato de referência e β é função apenas do vapor a ser adsorvido. Esta equação foi ligeiramente modificada para ter em consideração as heterogeneidades da superfície dos materiais amorfos, resultando na equação de Dubinin-Astakhov [Sumathy *et al.* (2003)]:

$$X = X_{m\acute{a}x} \exp \left[-\frac{1}{(\beta E_0)^2} \left(RT \ln \frac{P}{P_{sat}} \right)^n \right] \quad (2.6)$$

onde n é um parâmetro obtido por análise dos dados experimentais.

2.1.2. Cinética de adsorção

A cinética de adsorção depende fortemente da resistência à transferência de massa no interior das partículas de adsorvente, e das resistências à transferência de calor nas partículas e no leito de adsorvente, dependendo assim dos mecanismos de transporte de vapor no leito e da difusão micro e macroporosa nas partículas de adsorvente. No entanto, devido à complexidade da modelação dos fenómenos de adsorção ao nível dos microporos, são normalmente utilizados modelos simplificados de cinética de adsorção sempre que se pretende obter um resultado global para a quantidade de adsorvato, independentemente da forma como se processa a adsorção ao nível dos microporos [Brites (2013)].

Modelos de cinética interna de primeira ordem consideram que a taxa de adsorção é linear. O modelo LDF (Linear Driving Force), por exemplo, proposto por Sakoda e Suzuki (1984), é muito utilizado na modelação de sistemas onde interessa sobretudo determinar as principais trocas de energia com o exterior, e não o que se passa no interior das partículas de adsorvente (*e.g.*, *chillers* de adsorção). Este modelo destaca-se pela sua simplicidade, e traduz-se pela seguinte equação:

$$\frac{dX}{dt} = \frac{15D_{s0} e^{-E_a/(RT_a)}}{R_p^2} (X_{eq} - X) \quad (2.7)$$

onde R_p é o raio médio das partículas de adsorvente, D_{s0} é um coeficiente de difusão superficial, E_a é a energia de ativação da difusão superficial, R é a constante universal dos gases perfeitos e X_{eq} é a concentração de equilíbrio (do adsorvato no adsorvente, nas condições de temperatura e pressão total do adsorvente).

2.2. Sistemas de adsorção

Os sistemas de adsorção podem ser divididos em sistemas abertos e sistemas fechados. Nos sistemas abertos, a transferência de calor e de massa é promovida pela passagem de ar no sistema, que transporta o vapor de água. Assim, apenas pode ser utilizada água como fluido de trabalho. Durante o processo de carga, o fluido de trabalho é libertado diretamente para o ambiente sob a forma de vapor. Sistemas de armazenamento de energia térmica e sistemas dessecantes são exemplos de sistemas abertos. Nos sistemas fechados, apenas o calor de condensação é libertado para o exterior do sistema, e não o fluido de trabalho. Assim, são necessários uma fonte e um dissipador de calor durante as fases de carga e de descarga para remover ou obter a energia necessária, respetivamente. Este tipo de sistemas é constituído por um circuito fechado e isolado do ambiente envolvente, por onde circula o fluido de trabalho [Bales (2005), Yu *et al.* (2013)], sendo esta a base do sistema desenvolvido e analisado neste trabalho.

Os principais componentes de um sistema de adsorção fechado são um adsorisor, onde se encontra o material adsorvente, e um condensador/evaporador, onde ocorrem as mudanças de fase do adsorvato (Figura 2.2a). Os dois encontram-se ligados por uma tubagem, que serve de passagem ao fluido de trabalho, contendo ainda uma válvula para permitir cortar ou permitir a ligação entre eles. Este processo funciona, normalmente, sob condições de vácuo parcial (dependendo do par de trabalho), o que permite que a vaporização do fluido de trabalho ocorra numa dada gama de temperaturas compatível com a utilização do sistema e que o transporte de vapor se realize sem a necessidade de qualquer auxílio mecânico [Jaehnig *et al.* (2006)]. O adsorisor é alimentado com energia térmica na fase de dessorção (fase inversa à adsorção, onde ocorre a libertação do adsorvato do material adsorvente devido ao fornecimento de calor). O efeito de adsorção é conseguido através da vaporização do adsorvato no evaporador, que é

adsorvido pelo material adsorvente no adsorisor, acompanhado pela libertação do calor de adsorção. O teor de adsorvato adsorvido varia em cada ciclo de funcionamento, em função da temperatura do adsorvente e da pressão no sistema, que varia entre um limite máximo imposto pela pressão de condensação e um limite mínimo imposto pela pressão de vaporização. O teor de adsorvato adsorvido depende também, substancialmente, do par de trabalho em causa.

O funcionamento dos sistemas de adsorção tem por base o ciclo termodinâmico de adsorção. Este consiste, teoricamente, em duas fases isobáricas e duas fases isostéricas, que podem ser representadas no diagrama de Clapeyron (Figura 2.2b), cuja descrição se apresenta de seguida [Anyanwu (2004), Mottillo (2006), Sur e Das (2010)]:

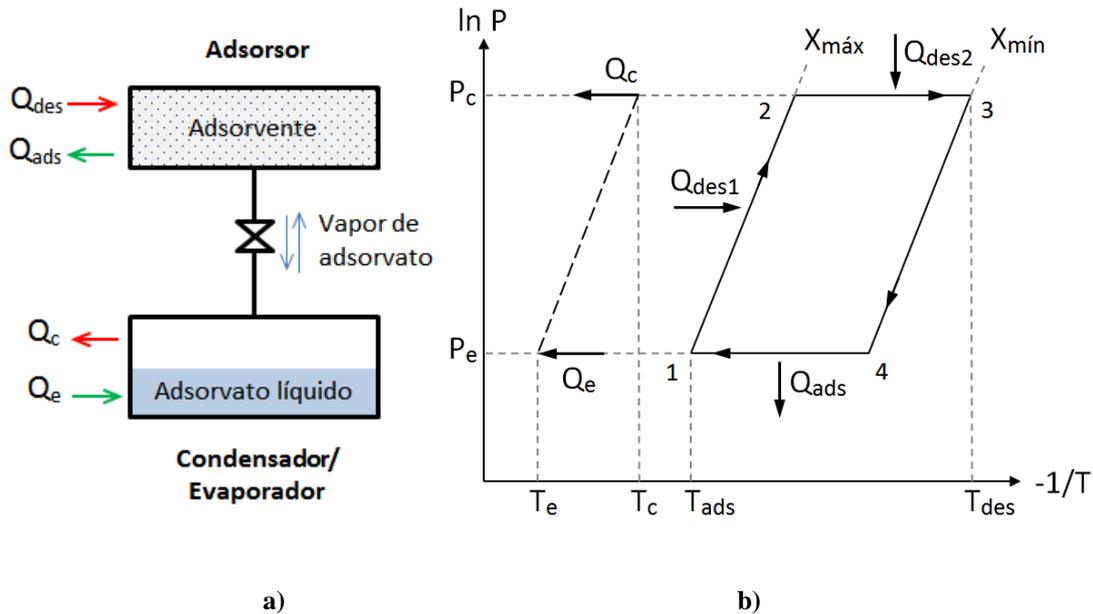


Figura 2.2 – a) Esquema típico de um sistema de adsorção fechado; b) Ciclo básico de adsorção.

I. Fase de aquecimento isostérico (1-2)

O processo tem início no ponto 1, no qual o adsorvente se encontra à temperatura T_{ads} (temperatura de adsorção) e a uma baixa pressão P_e (pressão de vaporização), e o teor de adsorvato no adsorvente se encontra no valor máximo, $X_{m\acute{a}x}$. Nesta fase, a ligação com o condensador/evaporador encontra-se fechada. À medida que é aplicada energia sob a forma de calor (Q_{des1}) ao adsorvente, tanto a sua temperatura como a sua pressão aumentam ao longo da isostérica 1-2 (X constante), até se atingir a pressão de condensação, P_c .

II. Fase de dessorção (2-3)

Ao se alcançar P_c , no ponto 2, inicia-se a fase de dessorção, sendo o aquecimento progressivo (Q_{des2}) do adsorvente entre os pontos 2 e 3 responsável pela libertação do adsorvato do adsorvente sob a forma de vapor. A válvula que separa os reservatórios é aberta, e o vapor libertado pelo adsorvente é encaminhado para o condensador/evaporador e liquefeito (libertando o calor de condensação, Q_c , à temperatura de condensação, T_c). Esta fase termina quando o adsorvente atinge a temperatura máxima de regeneração, T_{des} , e o teor de adsorvato no adsorvente o valor mínimo, $X_{mín}$, no ponto 3, sendo fechada a válvula.

III. Fase de arrefecimento isostérico (3-4)

Nesta fase, o teor de adsorvato no adsorvente é mínimo ($X_{mín}$), e a válvula (fechada) impede o contacto entre o adsorvente e o adsorvato líquido presente no condensador/evaporador. O adsorvente arrefece ao longo da linha isostérica 3-4 ($X_{mín}$), até atingir a pressão de vaporização, P_e , no ponto 4.

IV. Fase de adsorção (4-1)

Ao se atingir o ponto 4, inicia-se a fase de adsorção e vaporização (4-1), ao promover-se a ligação do adsorvator com o condensador/evaporador (abertura da válvula). A energia necessária para a vaporização, Q_e , é recolhida da vizinhança do evaporador, o que promove a vaporização do adsorvato líquido, à temperatura T_e e pressão P_e . O vapor formado flui então para o adsorvator, onde é adsorvido, libertando o calor de adsorção, Q_{ads} , até se atingir novamente o teor máximo de adsorvato no adsorvente, $X_{máx}$. No final desta fase, a ligação entre o evaporador e o restante sistema é novamente interrompida (válvula fechada) e o ciclo é reiniciado.

Quando são utilizados leitos de adsorvente fixos, o ciclo pode operar sem quaisquer partes móveis. Isto resulta num funcionamento silencioso, simples, de alta fiabilidade e de longa vida útil. Por outro lado, o ciclo funciona de forma intermitente, com o leito adsorvente alternando entre as fases de adsorção e de dessorção. Assim, quando se requer um efeito de adsorção contínuo são necessários dois ou mais leitos de adsorvente

funcionando de forma alternada, admitindo que a fonte de calor está sempre disponível, o que não é o caso da radiação solar [Choudhury *et al.* (2010)].

2.3. Armazenamento de energia térmica por adsorção

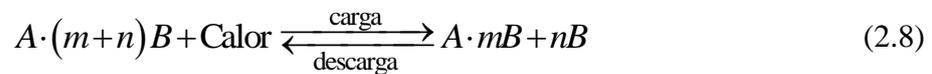
O ciclo de armazenamento de energia térmica por adsorção corresponde, essencialmente, ao ciclo de uma bomba de calor por adsorção, onde ocorre uma interrupção entre as fases de adsorção e de dessorção (período de armazenamento). Assim, no caso específico dos sistemas de armazenamento de energia por adsorção, o seu funcionamento é representado pelo ciclo básico de adsorção com funcionamento descontínuo. O processo de carga do sistema de armazenamento de energia está associado à fase de dessorção (absorção de calor) do ciclo e o processo de descarga à fase de adsorção (libertação de calor). O armazenamento de energia pode ocorrer por um período de tempo indeterminado, desde que a válvula que separa os reservatórios se encontre fechada, após a fase de dessorção. Durante este período, dependendo do tempo de armazenamento e das condições, o sistema pode arrefecer ao longo da linha isostérica 3-4 (fase de arrefecimento – Figura 2.2b). Por seu turno, na fase de descarga, quando a válvula é aberta, o calor libertado pelo sistema de armazenamento corresponde ao calor de adsorção, Q_{ads} , na fase de adsorção [Schmidt (2004), Mottillo (2006)].

2.3.1. Descrição do processo

O armazenamento de energia por adsorção baseia-se no facto de o material adsorvente libertar o vapor de adsorvato, quando aquecido, e libertar calor quando o vapor é novamente adsorvido, tratando-se de um processo reversível. Além disso, a adsorção não ocorre enquanto o adsorvente e o adsorvato não entrarem em contacto; por conseguinte, a energia pode ser armazenada por um período de tempo indeterminado. Por esta razão, o armazenamento de energia por adsorção é definido como um armazenamento ‘indireto’, do ponto de vista termodinâmico, distinguindo-se dos métodos ‘diretos’ – sensível e latente. Durante as fases de adsorção e dessorção do vapor, ocorre também a mudança da fase do adsorvato, e a energia associada a estes

processos (calor de adsorção/dessorção) é a soma da energia de mudança de fase do fluido de trabalho (calor latente de vaporização/condensação) e da energia de ligação entre as moléculas do fluido e do adsorvente. Para um dado par de trabalho, esta energia de ligação depende de vários factores, como a temperatura, a pressão, ou a concentração de adsorvato no material adsorvente, sendo este último factor considerado o mais significativo. Assim, durante a fase de carga do sistema é necessário fornecer a energia necessária ao adsorção para promover o processo de dessorção (energia para quebrar a ligação + calor de condensação), e ainda o calor sensível necessário para aquecer o adsorção até à temperatura de dessorção [Bales (2005), Yu *et al.* (2013)]. Uma das grandes vantagens do armazenamento através de processos de adsorção é a capacidade de armazenar as substâncias à temperatura ambiente, o que, ao contrário do armazenamento de calor sensível, não resulta na descarga do sistema ao longo do tempo por trocas térmicas com o ambiente, o que se torna especialmente benéfico para o armazenamento a longo prazo [Pinel *et al.* (2011)].

O mecanismo segundo o qual ocorre o processo de armazenamento de energia térmica por adsorção pode ser representado pela seguinte reacção [Yu *et al.* (2013)]:



onde A representa o adsorvente, B o adsorvato, e $A \cdot B$ o par de trabalho adsorvente-adsorvato. O termo $A \cdot (m+n)B$ representa o aumento de B na superfície de A enquanto ocorre a adsorção de $m+n$ moles de B . Durante o processo de carga, quando é adicionado calor a $A \cdot (m+n)B$, as forças de ligação entre A e B são quebradas e uma parte de B é libertada de A . A energia é armazenada sob a forma de um potencial, que é tanto maior quanto maior for a fração de B que é libertada de A . Assim, enquanto $A \cdot mB$ e nB se mantiverem separados, a energia relativa ao processo de adsorção é armazenada. Posteriormente, durante o processo de descarga exotérmico, $A \cdot mB$ liga-se a nB para formar novamente $A \cdot (m+n)B$, sendo o potencial de adsorção libertado como energia térmica.

O armazenamento de calor por adsorção tem a vantagem de permitir uma elevada densidade energética, normalmente superior à dos sistemas de armazenamento de energia sensível ou latente. Este parâmetro é uma das principais propriedades nos sistemas de armazenamento, e é definido como a quantidade de energia armazenada no sistema por unidade de volume ou de massa. Pode ser calculado com base na massa ou no volume, dependendo de qual o parâmetro que faz mais sentido em cada situação [Yu *et al.* (2013)]. A densidade de armazenamento é normalmente calculada em base mássica numa fase preliminar, na procura dos melhores materiais de adsorção, e é definida por [Yu *et al.* (2013)] como:

$$E_{armaz,m} = \frac{\text{output da energia armazenada}}{\text{massa do material de armazenamento}} \quad (2.9)$$

onde o *output* de energia armazenada pode ser representado pelo integral da potência libertada durante a fase de descarga do ciclo de armazenamento.

Por outro lado, a densidade de armazenamento de energia numa base volúmica pode revelar-se um parâmetro mais prático para o cálculo do potencial de armazenamento de um sistema, na procura de um armazenamento compacto (por exemplo, na aplicação dos sistemas de armazenamento em edifícios, onde o espaço disponível é um factor crítico) [Yu *et al.* (2013)]:

$$E_{armaz,V} = \frac{\text{output da energia armazenada}}{\text{volume do material ou do componente de armazenamento}} \quad (2.10)$$

Deve tomar-se algum cuidado aquando da comparação da densidade de armazenamento com os valores apresentados na literatura, pois estes podem caracterizar a capacidade de armazenamento térmico consoante diferentes escalas (material, adsorção, sistema). À escala material, é normalmente analisada apenas uma pequena quantidade de material e a densidade energética do material é dada pela razão entre a capacidade máxima de armazenamento de energia durante o teste e o volume (ou massa) da substância. À escala do adsorção, a quantidade de material em análise é normalmente superior à da escala material e a capacidade de armazenamento de energia é definida como a razão entre o calor armazenado e o volume do recipiente onde o material de adsorção se

encontra. Por último, à escala do sistema, a densidade de armazenamento é dada pela razão entre o calor armazenado e o volume de todos os recipientes do sistema que intervêm no processo de armazenamento, incluindo tubagens e permutadores de calor. Assim, à medida que se aumenta a escala, a densidade de armazenamento tende a diminuir. Por outro lado, também se deve ter especial atenção ao comparar os sistemas de adsorção com sistemas de armazenamento de calor sensível ou latente, na medida em que, nestes, a capacidade de armazenamento está normalmente associada apenas ao material [Tatsidjodoung (2013)].

Um sistema de armazenamento de energia por adsorção é composto por um recipiente onde se encontra o material adsorvente (adsorsor), um permutador de calor, que funciona como condensador ou evaporador, a tubagem de ligação entre ambos e uma válvula, para impedir ou permitir essa ligação. O seu funcionamento encontra-se dividido em três fases distintas: carga, armazenamento e descarga. O princípio básico de funcionamento do sistema apresenta-se na Figura 2.3, e é descrito seguidamente em detalhe [Gartler *et al.* (2004), Jaehnig *et al.* (2006), Allouhi *et al.* (2015)]:

I. Fase de carga (dessorção)

Este é um processo endotérmico, no qual o adsorsor recebe energia térmica de uma fonte quente, o que promove a libertação, sob a forma de vapor, do adsorvato contido no adsorvente poroso, ao ser superada a energia de ligação entre as substâncias. Quando é atingida no adsorsor a pressão de condensação, é aberta a válvula entre o adsorsor e o condensador/evaporador, e o vapor dessorvido é subseqüentemente arrefecido e liquefeito no condensador, sendo o calor de condensação libertado para o exterior. No final desta fase, a válvula é fechada.

II. Armazenamento de energia térmica

Uma vez carregado o sistema (isto é, encontrando-se o material adsorvente regenerado, contendo pouco adsorvato, de preferência nenhum), o adsorvato líquido é armazenado no condensador/evaporador. A ligação ao adsorsor permanece fechada, o que impede a ocorrência do processo de adsorção, e o sistema permanece carregado sob a forma de um ‘potencial de adsorção’. Assim, desde que o adsorvente e o adsorvato sejam

mantidos separados, é possível armazenar energia com poucas (ou nenhuma) perdas, mesmo durante longos períodos de tempo.

III. Fase de descarga (adsorção)

Perante a necessidade de recuperar o calor armazenado, a ligação entre o condensador/evaporador e o adsorção é novamente estabelecida (a válvula é aberta), o que promove, instantaneamente, a adsorção do vapor de adsorvato produzido no evaporador, a baixas pressão e temperatura, sendo a energia necessária para a mudança de fase recebida da vizinhança do evaporador (normalmente o ar ambiente). A adsorção é um processo exotérmico, com a libertação do calor de adsorção, e ocorre quando a vizinhança do adsorção se encontra a uma temperatura mais baixa do que este, ocorrendo simultaneamente a vaporização do adsorvato no evaporador. No final desta fase, a válvula é novamente fechada.

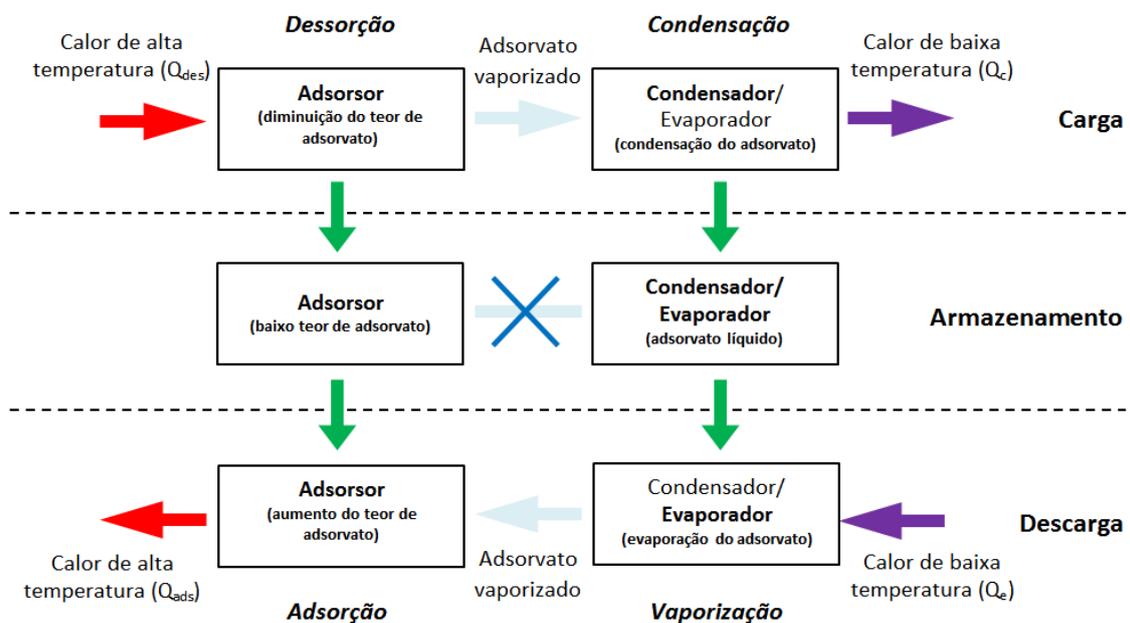


Figura 2.3 – Princípio de funcionamento de um sistema de armazenamento de energia térmica por adsorção.

2.3.2. Pares de trabalho

Existem vários pares de trabalho que podem ser utilizados em sistemas de armazenamento de energia térmica por adsorção. As referências Aydin *et al.* (2015),

Bales (2005), Gantenbein *et al.* (2001), N'Tsoukpoé *et al.* (2009) e Yu *et al.* (2013), reveem e/ou analisam vários materiais adsorventes e pares de trabalho, apresentando os desafios técnicos e as perspectivas na sua aplicação em sistemas de armazenamento térmico por adsorção. A escolha deve ser feita cuidadosamente, pois o desempenho do sistema varia com o par de trabalho selecionado, de entre outros fatores. A escolha depende, por exemplo, da temperatura da fonte de calor, das características previstas para o sistema de armazenamento e das propriedades das substâncias que formam o par. Os aspectos mais importantes na seleção do par de trabalho são os seguintes [Gantenbein *et al.* (2001), Bales (2005), Abedin e Rosen (2011), Aydin *et al.* (2015)]:

- Elevada afinidade entre as substâncias;
- Elevada capacidade de captação do adsorvato por parte do adsorvente;
- Energia de adsorção elevada;
- Elevada densidade de armazenamento;
- Baixa temperatura de regeneração;
- Períodos de regeneração pequenos;
- Capacidade de suportar um elevado número de ciclos de funcionamento;
- Boas propriedades de transferência de massa e de calor;
- Fácil manuseamento (para aplicação prática);
- Não tóxico, não corrosivo e não inflamável;
- Baixo custo;
- Disponibilidade no mercado.

Estes critérios de seleção são em parte contraditórios, sendo então necessário encontrar um balanço na sua seleção. Pretende-se, por exemplo, a libertação de uma grande quantidade de energia térmica durante o processo de adsorção (calor de adsorção), traduzindo-se numa elevada densidade de armazenamento energético, mas isso também implica elevadas temperaturas de dessorção na fase de carga, o que se pode tornar limitativo com fontes de energia de baixa temperatura (*e.g.*, coletores solares planos). Além disso, pretende-se um adsorvente com uma elevada área de superfície interna e uma elevada porosidade, o que se traduz numa maior capacidade de captação do adsorvato. Quanto a este, pretende-se que possua um elevado calor latente de mudança de fase, um impacto ambiental reduzido, e uma elevada afinidade com o material

adsorvente. Assim, os adsorventes hidrofílicos, como as zeolites e os géis de sílica, apresentam-se como as melhores opções [Schmidt (2004)]. Destes, a sílica-gel e a zeolite foram já exaustivamente estudadas por diversos grupos de investigação, e são habitualmente utilizadas em combinação com a água (adsorvato).

A sílica-gel é composta em mais de 99% por dióxido de silício e apresenta uma estrutura amorfa, com uma rede de canais ou poros muito finos, conferindo-lhe uma grande superfície específica e, conseqüentemente, uma grande capacidade de adsorção. É insolúvel, não tóxica, quimicamente estável, resistente ao fogo, e o seu manuseamento é considerado seguro. Comercialmente, a sílica-gel é disponibilizada sob a forma granular, sendo a sua aplicação mais conhecida a de agente exsicante, para o controlo da humidade do ar. Também é amplamente usada na indústria química e em laboratórios [Nwamba (2008), Brites (2013)].

As zeolites apresentam uma estrutura cristalina, constituída por alumino-silicatos associados a elementos do Grupo I e II da Tabela Periódica, nomeadamente sódio, potássio, magnésio e cálcio. São compostas por uma estrutura cristalina muito estável, onde os seus poros apresentam uma dimensão muito bem definida, ao contrário dos materiais amorfos que apresentam uma distribuição do tamanho dos poros não uniforme. Devido a esta característica, a zeolite permite apenas a passagem e conseqüente adsorção (ou dessorção) de moléculas com tamanho inferior à dimensão desses mesmos poros, tamanho esse que pode ser controlado variando a sua estrutura cristalina. A principal aplicação das zeolites é na indústria química, sendo utilizadas para efetuar a secagem, purificação e separação de gases [Brites (2013)].

Recentemente apareceram novas classes de materiais bastante promissores como alternativas para o armazenamento de energia por adsorção, como é o caso dos aluminofosfatos (AIPO), dos sílico-aluminofosfatos (SAPO) ou das estruturas metal-orgânicas (MOF). Surgiram também os adsorventes compostos SWS (*selective water sorbent*), caracterizados por uma matriz de adsorvente (sílica-gel, zeolite, vermiculite expandida, *etc.*) impregnada com sais inorgânicos com grande capacidade de retenção do adsorvato (LiCl, CaCl₂, MgCl₂, *etc.*). Devido à sua estrutura, estes compostos apresentam-se como materiais intermédios entre sólidos adsorventes e sais higroscópicos puros, onde a sorção da água ocorre devido à combinação dos processos

de adsorção e absorção [Aristov *et al.* (2002), Yu *et al.* (2013)]. Destes, o SWS-1L (CaCl₂ impregnado numa matriz de sílica-gel do tipo KSK) [Aristov *et al.* (1996)] apresenta uma elevada capacidade de adsorção de água (até 0.8 g de água por cada grama de adsorvente seco). Além disso, a maior parte da água pode ser dessorvida recorrendo a temperaturas de 80–100 °C [Saha *et al.* (2009)].

Densidade de armazenamento de energia térmica

Na Tabela 2.1 apresenta-se a comparação das diferentes densidades de armazenamento energético dos adsorventes sílica-gel, zeolite e SWS-1L, ao interagirem com a água (adsorvato), e respetivas condições de funcionamento. Na Figura 2.8 apresentam-se os dados experimentais da variação da densidade de armazenamento desses materiais em função do valor mínimo da elevação de temperatura (T_{lift} – diferença de temperatura entre o adsorisor e o evaporador durante a adsorção ou entre o adsorisor e o condensador durante a dessorção) [Núñez *et al.* (1999)].

Tabela 2.1 – Densidades de armazenamento energético de diferentes adsorventes. O adsorvato é a água, em todos os casos.

Referência	Adsorvente	Condições de operação	$E_{armaz,m}$ [Wh/kg]	$E_{armaz,V}$ [kWh/m ³]	ρ [kg/m ³]	Notas
Gantenbein <i>et al.</i> (2001)	Sílica-gel	$\Delta X = 0.4$ kg/kg _{sílica-gel}	282	220	780	Teórico
Jaehnig <i>et al.</i> (2006)	Sílica-gel 127B	Carga: 90 °C, Descarga: 40 °C	70	50	710	Sistema fechado experimental
	Sílica-gel 127B	Carga: 90 °C, Descarga: 40 °C	35	25	710	Sistema fechado teórico
	Sílica-gel LE32	Carga: 90 °C, Descarga: 40 °C	24	15	620	Sistema fechado teórico
Bales (2005)	Zeolite 13X	Carga: 160 °C, Descarga: 40 °C	108	97	896	Sistema fechado teórico
	Zeolite NaCa 5A	Carga: 160 °C, Descarga: 40 °C	71	57	801	Sistema fechado teórico
	SWS-1L (33.7 wt. % CaCl ₂)	Carga: 90 °C, Descarga: 40 °C	132	85	646	Sistema fechado teórico
Zhu <i>et al.</i> (2006)	SWS-1L (40 wt. % CaCl ₂)	Carga: 90 °C, Descarga: 30–45 °C	264	171*	646*	Sistema aberto experimental

* O valor da massa volúmica do composto apresentado (e, subsequentemente, o valor da densidade de armazenamento energética, em kWh/m³) não é referido em Zhu *et al.* (2006), pelo que se admite a mesma massa volúmica apresentada em outros trabalhos (646 kg/m³).

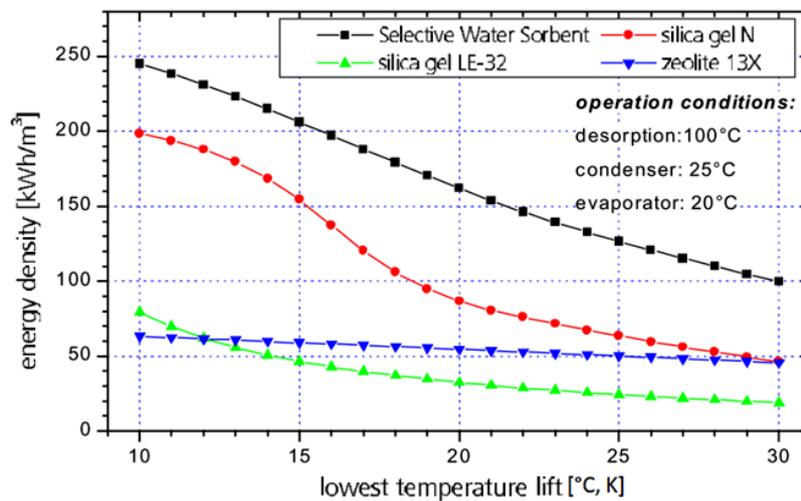


Figura 2.8 – Valores experimentais da densidade de armazenamento de energia térmica em função da elevação de temperatura mínima, para quatro adsorventes distintos. O fluido de trabalho é a água [Núñez *et al.* (1999)].

Na Figura 2.8 verifica-se que o adsorvente SWS-1L apresenta a maior densidade de armazenamento, independentemente do valor de T_{lift} , especialmente para baixos valores de T_{lift} . A sílica-gel do tipo N também exibe uma densidade de armazenamento elevada para $T_{lift} < 15$ °C, decaindo mais rapidamente além desse valor, enquanto a sílica-gel LE-32 apresenta sempre densidades de armazenamento muito baixas. Relativamente à zeolite 13X, a sua densidade de armazenamento apenas decresce ligeiramente com T_{lift} , sendo inclusivamente inferior à da sílica-gel LE-32 para valores muito baixos deste parâmetro, pois a temperatura de dessorção em causa (100 °C) não é suficiente para regenerar devidamente este material. Este factor vem excluir a utilização da zeolite em conjunto com fontes de calor de baixa temperatura, como é o caso do presente trabalho.

Calor de adsorção

O calor de adsorção (ΔH_{ads}) associado a um determinado par de trabalho pode ser calculado com recurso à equação de Tóth e à equação de Clausius-Clapeyron. Admitindo que a equação de Tóth permite representar corretamente o processo de adsorção entre o estado do adsorvente seco e o estado do adsorvente completamente saturado de adsorvato, Brites (2013) concluiu que o valor da entalpia de adsorção do par sílica-gel tipo A/água é praticamente constante para qualquer concentração de equilíbrio: 2712.37 ± 0.01 kJ/kg, durante a adsorção, e 2712.66 ± 0.01 kJ/kg, durante a dessorção. Esta análise vem confirmar o valor normalmente apresentado na literatura para este par de trabalho {2710 kJ/kg [Chua *et al.* (2004), Wang *et al.* (2004)]}, valor esse que é adotado neste trabalho.

Relativamente ao par SWS-1L/água, Brites (2013) refere que o seu calor de adsorção é praticamente constante para teores de água superiores a 0.6 (aproximadamente 2500 kJ/kg). 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. Por outro lado, Saha *et al.* (2009), num estudo comparativo do desempenho de um *chiller* de adsorção com o par SWS-1L/água em relação ao par sílica-gel RD/água, apontam para um valor constante de 2760 kJ/kg [que se enquadra na gama de valores calculada por Brites (2013)], sendo este o valor adotado neste trabalho.

Estabilidade dos adsorventes

A capacidade de adsorção dos materiais adsorventes pode alterar-se com a repetição dos ciclos de adsorção. No que se refere à sílica-gel, Wang *et al.* (2012) refere que a degradação do desempenho deste adsorvente se deve principalmente ao efeito de impurezas sob a forma de íões e de partículas sólidas. Em Wang *et al.* (2010) são mesmo referidos alguns casos em que o desempenho de *chillers* de adsorção, em relação aos ensaios laboratoriais, diminui em 20% na primeira época de arrefecimento, 70% na segunda, e apresenta um desempenho quase nulo na terceira época. Por outro lado, Hauer (2002b) apresenta dados de estudos em que, após 1300 ciclos de adsorção e dessorção, a capacidade de adsorção apenas diminuiu em cerca de 7%, sendo esta diminuição mais acentuada nos primeiros 25 ciclos. O mesmo foi observado por Henninger *et al.* (2011) em alguns ensaios experimentais, onde se verificou que a sílica-gel apresenta uma redução de 5% na capacidade de adsorver a água após 20 ciclos de funcionamento.

Relativamente ao composto SWS, foram revelados graves problemas aquando da sua aplicação prática: durante a condensação da água nos poros do SWS, parte do sal é removido com a água, originando problemas de corrosão e formação de gases não condensáveis, que representam graves problemas, especialmente em sistemas de adsorção que funcionam com circuitos fechados sob condições de vácuo [Schmidt (2004), Yu *et al.* (2013)]. Gordeeva e Aristov (2012) propõem várias soluções para este problema, mas não parece ainda haver uma solução definitiva: seleção adequada do teor de sal no composto, ancorar os catiões de sal à superfície da matriz porosa pelo aumento do pH da solução a impregnar na matriz, ou cobertura da superfície externa dos grãos com um revestimento hidrofóbico apenas permeável ao vapor, mas não ao líquido. Por outro lado, Zhu *et al.* (2006) apresentam alguns resultados experimentais referentes à capacidade de adsorção do par SWS-1L/água num sistema aberto, ao longo de algumas centenas de ciclos de adsorção. Os resultados mostram que a cinética de adsorção do material compósito varia significativamente nos ciclos iniciais, mas que depois se mantém estável nas centenas de ciclos seguintes.

No geral, os estudos sobre a estabilidade dos adsorventes apontam para uma redução da capacidade de adsorção nos primeiros ciclos, podendo depois estabilizar ou continuar a

reduzir-se progressivamente. No processo de seleção do adsorvente, dever-se-á então comprovar a estabilidade de uma amostra para a gama de funcionamento requerida, ou escolher um adsorvente que já tenha dado provas de que a sua capacidade não se deteriora continuamente.

2.3.3. Breve resenha de sistemas desenvolvidos

Historicamente, o interesse pelo armazenamento de energia térmica por sorção data da década de 70 do século passado, resultante da crise petrolífera que na altura se fez sentir a nível global. Porém, nas décadas seguintes esse interesse decresceu e apenas alguns protótipos de demonstração foram construídos. No entanto, desde o início deste século, especialmente devido ao rápido crescimento das tecnologias que fazem uso da energia solar, verificou-se um súbito aumento da procura de soluções para o armazenamento de energia térmica, tendo-se observado, conseqüentemente, um interesse crescente na tecnologia de armazenamento de energia térmica através dos processos de sorção [Yu *et al.* (2013)].

A viabilidade do armazenamento de energia térmica por adsorção já se encontra demonstrada [Gartler *et al.* (2004), Bales *et al.* (2007)], tendo os ciclos de adsorção sido já aplicados de forma promissora em vários projetos de investigação para promover o armazenamento de energia térmica utilizando volumes de armazenamento relativamente pequenos [N'Tsoukpoe *et al.* (2009), Yu *et al.* (2013), Fernandes *et al.* (2014), Xu *et al.* (2014), Aydin *et al.* (2015)]. Como exemplos, listam-se em seguida alguns trabalhos, que apresentam sistemas cujas dimensões e resultados podem ser utilizados como referências para o sistema estudado nesta tese.

No início da década de 90 do século passado, Kaubek e Maier-Laxhuber (1990) patentearam um dispositivo de adsorção periódico com o par zeolite/água, para ser utilizado como armazenador térmico-elétrico, permitindo poupanças de 30% no consumo energético. O sistema permite ser utilizado como armazenador térmico-elétrico para aquecimento de ar ou combinado com um reservatório de água quente. No primeiro caso (Figura 2.4a), o leito de adsorvente é aquecido através de resistências elétricas, vaporizando a água do adsorvente e dissipando calor de condensação para o

espaço a aquecer (na fase de dessorção). No segundo caso (Figura 2.4b), o condensador dissipa calor para a água no interior de um reservatório, durante a fase de dessorção, e, durante a fase de adsorção, o calor de adsorção é transferido do adsorvente para a água através de um circuito fechado próprio para o efeito. A grande desvantagem deste sistema é a sua dependência de uma fonte de energia elétrica para aquecimento do material adsorvente.

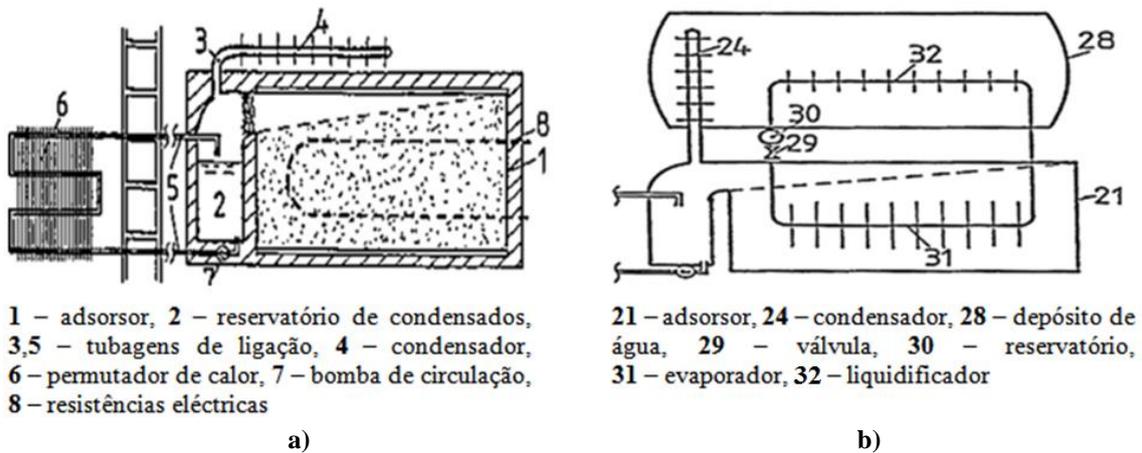


Figura 2.4 – Sistema de armazenamento térmico por adsorção com fonte de energia elétrica: a) aquecimento do ar ambiente; b) aquecimento de água [Kaubek e Maier-Laxhuber (1990)].

Entre 1998 e 2001, a União Europeia financiou o projecto ‘High Energy Density Sorption Heat Storage for Solar Space Heating’ (HYDES), cujo objetivo foi o desenvolvimento de um sistema de armazenamento térmico sazonal por adsorção com elevada densidade energética, para aquecimento e produção de AQS, operando com o par sílica-gel/água (Figura 2.5) [Núñez *et al.* (2003)]. Durante o Verão, o calor proveniente dos coletores solares é transportado para três leitos adsorventes, promovendo a carga do sistema, sendo o calor de condensação libertado para o ambiente. No Inverno, as baixas temperaturas dos coletores promovem a vaporização da água nos evaporadores/condensadores, sendo o calor de adsorção fornecido ao sistema de aquecimento do edifício.

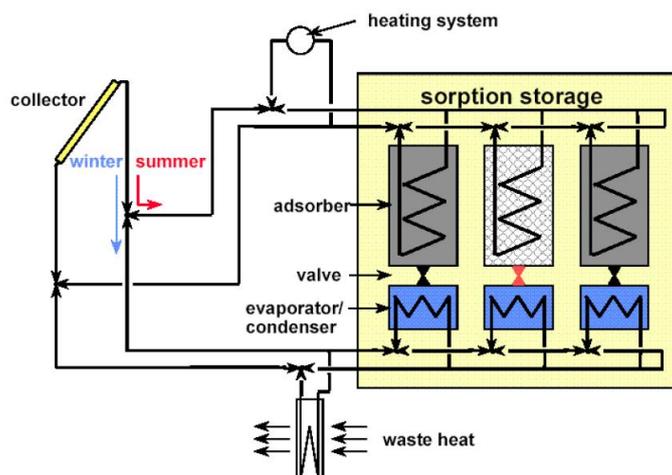


Figura 2.5 – Sistema de armazenamento de energia térmica sazonal [Núñez *et al.* (2003)].

Um protótipo deste sistema foi construído e testado na Áustria, sendo constituído por dois reservatórios preenchidos com o material adsorvente, um evaporador/condensador, e uma central solar térmica com uma área de coletores de 20.4 m² [Hauer (2007)]. Dois dissipadores de calor permitem libertar o calor de condensação: uma cisterna de água da chuva e a central solar térmica. Assim, a dessorção e a condensação podem ou não ocorrer simultaneamente. No primeiro caso, o calor de condensação é rejeitado para a cisterna, e, no segundo, a central solar térmica aquece o adsorvente durante o dia, mas não ocorre condensação. Esta apenas irá ocorrer no sistema solar térmico durante a noite, devido às baixas temperaturas exteriores. No entanto, os resultados experimentais apontaram para uma densidade de armazenamento 20% inferior aos resultados de simulação (150 kWh/m³ de sílica-gel), tendo-se concluído que este tipo de sistemas é tecnicamente possível de construir e operar, apresentando um elevado potencial para futuras aplicações. No entanto, os valores de densidade energética atingidos com os adsorventes comerciais testados revelaram-se muito baixos. No seguimento deste trabalho, alguns resultados laboratoriais obtidos com compostos de sílica-gel (*e.g.*, SWS-1L) apontaram para resultados bastante mais animadores, desde que os principais problemas técnicos associados à aplicação prática destes compostos possam ser ultrapassados [Núñez (2001)].

Também no início deste século, no âmbito do projeto europeu MODESTORE, foi desenvolvido um protótipo de um módulo de armazenamento operando com o par sílica-gel/água, na tentativa de potenciar as principais vantagens deste par de trabalho

[Jaehnig *et al.* (2006)]: impacte ambiental nulo, relativamente barato e baixa temperatura de dessorção. Este sistema consiste num reservatório com cerca de 200 kg de sílica-gel, que se encontra ligado a um evaporador/condensador na sua base. O reservatório é atravessado por um permutador de calor em espiral para aquecer o fluido de trabalho para aquecimento do ar ambiente (Figura 2.6). A principal vantagem deste protótipo é a sua compactidade. No entanto, verificou-se que, com o par de trabalho em questão, a elevação de temperatura conseguida apenas permite dessorver 2% a 12% da água contida na sílica-gel. Estes valores são significativamente mais baixos do que o potencial de adsorção da sílica-gel (aproximadamente 35%), traduzindo-se numa densidade de armazenamento da sílica-gel (50 kWh/m^3) inferior à de um reservatório de água entre os $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e os $85 \text{ }^\circ\text{C}$ (70 kWh/m^3). Os autores concluíram, assim, que este sistema não era adequado para o armazenamento de energia térmica a curto prazo.

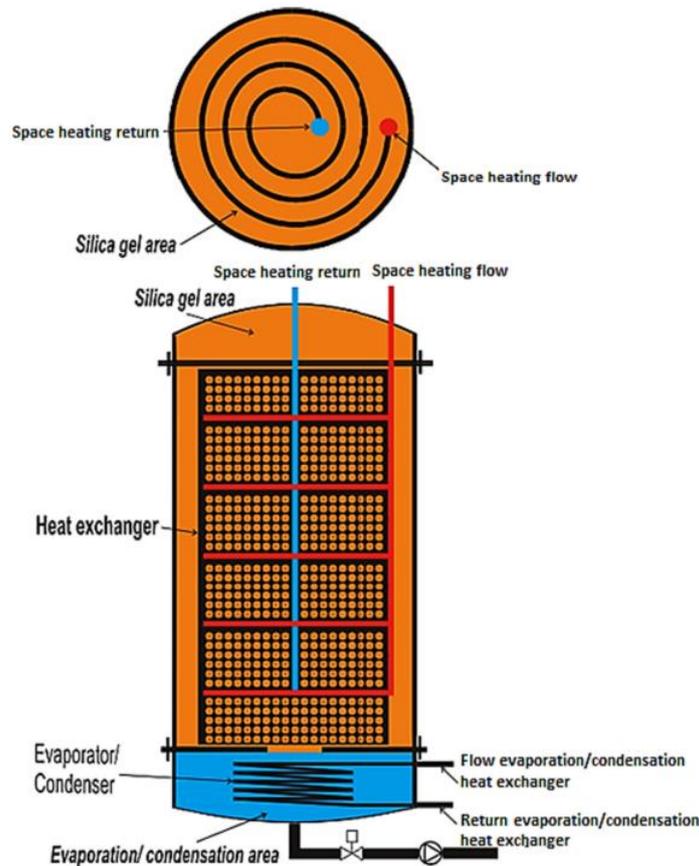


Figura 2.6 – Sistema compacto de armazenamento de energia térmica [Jaehnig *et al.* (2006)].

Dawoud *et al.* (2007) construíram um módulo de armazenamento de energia térmica por adsorção operando com o par zeolite/água. O sistema é composto por um permutador de

calor de placas, entre as quais se encontra a zeolite, que é atravessado pelo fluido de transferência de calor, e que se encontra separado por uma válvula de um condensador/evaporador, também ele atravessado por um fluido de transferência de calor, na base do sistema. Temperaturas de entrada de água no evaporador de 10 °C e 40 °C correspondem a densidades de armazenamento de energia de 80 kWh/m³ e 92 kWh/m³, respetivamente (comparativamente, para um ΔT de 40 °C, a densidade de armazenamento energético da água é de apenas 46.5 kWh/m³). No entanto, os autores alertam para a necessidade de reduzir as elevadas perdas térmicas do sistema, atribuídas às perdas de calor sensível do adsorvente.

No início da presente década, Schwamberger *et al.* (2011) realizaram o estudo de simulação de um ciclo inovador de uma bomba de calor de adsorção ('Stratisorp'), operando com o par zeolite-água (Figura 2.7). Este ciclo faz uso do efeito de estratificação térmica num reservatório de armazenamento para melhorar a recuperação de calor interna entre as fases de adsorção e dessorção. Durante a fase de adsorção, o calor de adsorção é removido pelo fluido de transferência de calor do adsorção para o reservatório de armazenamento, entrando neste à altura correspondente à temperatura do fluido. Durante a fase de dessorção, o adsorção é aquecido pelo fluido quente proveniente do reservatório de armazenamento, enquanto o fluido frio à saída do adsorção é armazenado no reservatório de armazenamento. Uma fonte de calor externa ajuda a preservar o efeito de estratificação no reservatório. O calor rejeitado no condensador e no dissipador de calor externo pode ser usado para aquecimento do ar ambiente. Outra possível configuração consiste na colocação do reservatório de armazenamento estratificado dentro de um reservatório de AQS, de forma a aproveitar o calor rejeitado para o reservatório de AQS. Os autores referem que os resultados referentes ao COP do sistema e à quantidade de energia térmica recuperável são bastante significativos.

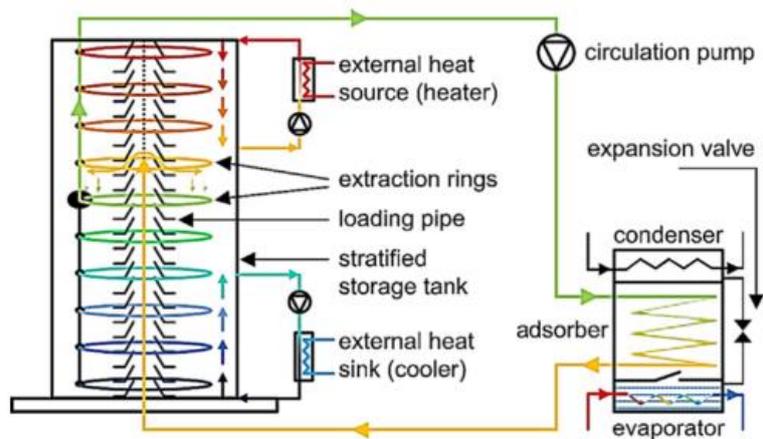


Figura 2.7 – Sistema Stratisorp [Schwamberger *et al.* (2011)].

Helden *et al.* (2014) efetuaram um conjunto de testes experimentais num protótipo de armazenamento térmico de longa duração através de adsorção, utilizando o par zeolite/água. Este sistema é constituído por um reservatório preenchido com o elemento adsorvente e um permutador de calor na parte superior do reservatório, ligados a um evaporador/condensador no fundo do reservatório. Os autores verificaram que a zeolite atinge os 75 °C durante a fase de libertação de calor, o que torna o sistema viável para o aquecimento de águas sanitárias, atingindo uma densidade de armazenamento de 77 kWh/m³. Este valor é superior em mais de 30% à densidade de armazenamento da água entre 25 °C e 75 °C (58 kWh/m³).

Li *et al.* (2014) apresentaram um sistema experimental de adsorção para armazenamento de calor para uso residencial, constituído por um permutador de calor externamente alhetado, contendo o material adsorvente (FAM-Z01; o adsorvato é a água) no seu interior e atravessado pelo fluido de transferência de calor, ligado a um evaporador/condensador, também ele atravessado por um fluido de transferência de calor (para promover a condensação e a vaporização). Para uma temperatura de regeneração de 70 °C, uma temperatura ambiente de 30 °C e uma temperatura de entrada do fluido de transferência no adsorisor também de 30 °C, o sistema apresenta uma densidade de armazenamento de 805 kJ/kg e uma eficiência de armazenamento de 96%.

Yu *et al.* (2015) desenvolveram um protótipo à escala laboratorial e o modelo computacional de um sistema de armazenamento de energia térmica por adsorção,

utilizando como adsorvente uma matriz de LiCl e carvão ativado. O sistema é composto por um permutador de calor de placas, entre as quais se encontra o adsorvente, que é atravessado pelo fluido de aquecimento/a aquecer, e um condensador/evaporador. Os autores apresentam como resultado de modelação uma densidade de armazenamento de 874 kJ/kg de adsorvente consolidado, para condições de carga a 85 °C e descarga a 40 °C, o que se traduz num valor 4.6 vezes superior à densidade de armazenamento da água para a mesma gama de temperatura (188 kJ/kg).

Embora a investigação nesta área tenha vindo a intensificar-se, para que esta tecnologia seja verdadeiramente eficiente são ainda necessários estudos mais intensivos, na tentativa de se ultrapassarem algumas das suas barreiras críticas: configuração complexa (especialmente nos sistemas fechados), necessidade de investimento elevado e valores experimentais da densidade de armazenamento de energia ainda distantes dos valores teóricos/previstos. O presente trabalho surge precisamente como um contributo para esta temática, abordando, neste caso, o armazenamento de energia solar térmica por adsorção.

Alguns projetos já existentes apresentam densidades de armazenamento bastante interessantes, mas baseiam-se apenas na capacidade de armazenamento do ciclo de adsorção. Em contraste, no presente trabalho, não se pretende substituir o fluido térmico do sistema convencional por um sistema de adsorção, mas sim que este funcione como um complemento de um sistema de energia solar térmica convencional. Com efeito, este sistema permite não só aumentar a densidade de armazenamento, mas também – aspecto inovador da tecnologia proposta – conseguir ainda, com o ciclo de adsorção, captar energia do ar ambiente para pré-aquecer a água proveniente da rede de abastecimento (*i.e.*, funciona como uma bomba de calor sempre que executa um ciclo). Isto resulta do cruzamento entre os sistemas de armazenamento por adsorção convencionais com os frigoríficos solares por adsorção. Os primeiros fazem uso apenas do elemento adsorvente para promover a acumulação de energia térmica e apresentam geralmente densidades de armazenamento elevadas. Já os segundos realizam a captação de calor diretamente do ar ambiente e, no caso de funcionarem de forma híbrida, recuperam a energia térmica libertada no adsorvente e/ou no condensador para a produção de AQS [Fernandes *et al.* (2014)]. Além do mais, as perdas térmicas sensíveis do

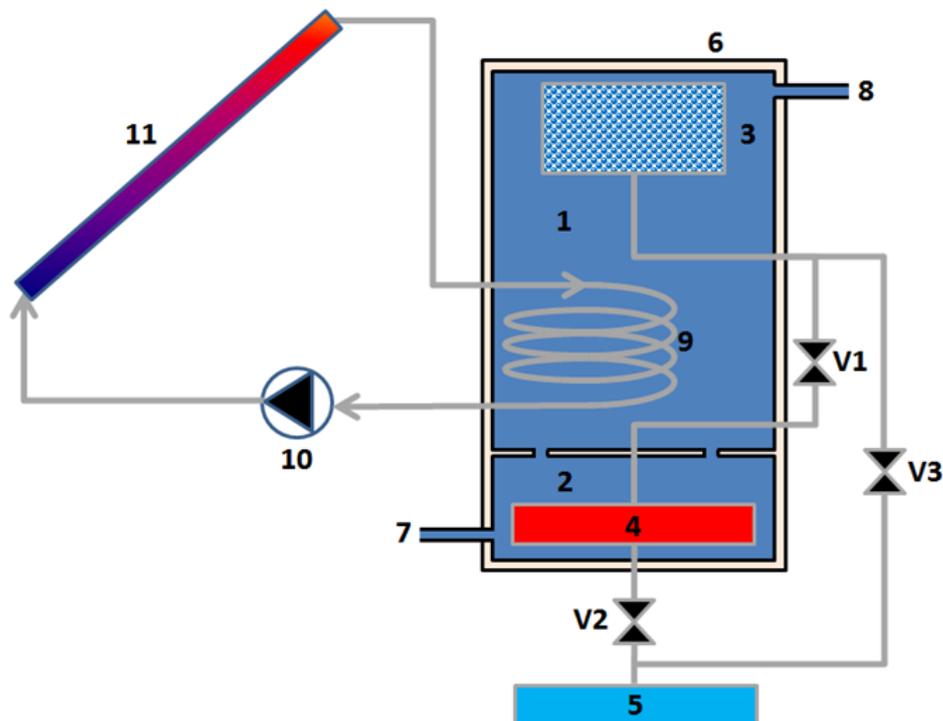
elemento adsorvente, reportadas em outros projetos como limitadoras do desempenho dos sistemas, são aqui aproveitadas de forma útil para aquecer a água do reservatório, uma vez que o adsorção se encontra imerso no seu interior. Tudo isto permite manter parte da simplicidade de um sistema de AQS convencional e, ao mesmo tempo, melhorar o seu desempenho global.

3. MÓDULO DE ADSORÇÃO INTEGRADO NUM SISTEMA SOLAR TÉRMICO

O sistema apresentado neste trabalho combina as características do armazenamento de energia por adsorção com um sistema de armazenamento de água quente convencional. Um adsorção é colocado no interior do reservatório de água quente, promovendo a troca de calor com a água, enquanto o condensador e o evaporador do módulo de adsorção funcionam como dissipador de calor e fonte fria, respetivamente, para promover as mudanças de fase do fluido de trabalho (adsorvato) do módulo de adsorção. A energia libertada no condensador é recuperada para pré-aquecer a água fria da rede que entra no reservatório de acumulação. O funcionamento do sistema, nomeadamente os processos de adsorção e dessorção, é controlado por um conjunto de válvulas. Este sistema resulta da combinação da tecnologia de refrigeração por adsorção com a tecnologia de armazenamento de energia térmica por sorção.

3.1. Descrição e funcionamento do sistema

O sistema solar com armazenamento de energia térmica incluindo o módulo de adsorção, esquematicamente representado na Figura 3.1, consiste num reservatório de AQS convencional (1) com o adsorção imerso no seu interior (3). Este está ligado ao condensador (4), que se encontra no interior do reservatório secundário de pré-aquecimento da água da rede (2), situado sob o reservatório de AQS (1). Por sua vez, o condensador (4) está ligado ao evaporador (5), que se encontra no exterior dos reservatórios, em contacto com o ar ambiente. Uma válvula V1 separa o adsorção do condensador, enquanto uma segunda válvula, V2, separa o condensador do evaporador. A terceira válvula, V3, permite que na fase de adsorção o vapor produzido no evaporador (5) seja conduzido diretamente para o adsorção (3), sem ter que atravessar o condensador (4). Todo o circuito do módulo de adsorção se deve encontrar em condições de vácuo relativo, devido ao par de trabalho utilizado.



Legenda:

1 – Reservatório de acumulação principal; **2** – Reservatório secundário para pré-aquecimento da água da rede; **3** – AdsorSOR; **4** – Condensador; **5** – Evaporador; **6** – Isolamento térmico; **7**– Entrada de água da rede; **8** – Saída da água quente para consumo; **9** – Serpentina do circuito solar; **10** – Bomba circuladora do circuito solar; **11** – Colectores solares; V1, V2, V3 – Válvulas passa/não passa para operação do módulo de adsorção.

Figura 3.1 – Esquema de princípio do sistema solar com armazenamento de energia térmica incluindo módulo de adsorção.

No funcionamento com um sistema solar térmico, o principal objetivo é o armazenamento do excesso de energia térmica captada pelos coletores solares através da regeneração do material adsorvente contido no adsorSOR, que se encontra imerso no reservatório principal de AQS. É possível, assim, utilizar essa energia mais tarde, quando necessária – adsorvendo o vapor anteriormente dessorvido e libertando o calor de adsorção –, quando a temperatura da água no interior do reservatório principal descer abaixo de um determinado nível. O aproveitamento deste excesso de energia térmica impede que a temperatura no reservatório principal se eleve em demasia e minimiza as perdas térmicas do reservatório de acumulação principal para o meio ambiente. O sistema de adsorção também tem por objetivo eliminar ou reduzir significativamente o funcionamento do sistema de apoio para aquecimento (não representado na figura, mas considerado a jusante da saída de água quente). Além disso, durante a fase de dessorção,

o calor de condensação é recuperado para o pré-aquecimento da água da rede que entra no reservatório secundário e, durante a fase de adsorção, a vaporização capta energia adicional do ar ambiente.

As três fases de funcionamento do sistema são as seguintes:

I. Carga do sistema

A carga do sistema ocorre nos períodos de captação de energia solar, quando a temperatura no reservatório ultrapassa um nível predefinido. Este valor predefinido tem por objetivo impedir que a energia útil seja utilizada para promover o processo de dessorção quando a água no reservatório tem uma temperatura ainda inferior à considerada adequada para consumo. Assim, dá-se prioridade ao aquecimento rápido da água até ao valor predefinido e, só após esse valor atingido, se começa a armazenar energia térmica através do processo de dessorção.

Quando a carga se inicia, a válvula V1 é aberta e, devido à energia proveniente da água quente no reservatório principal, ocorre a libertação do vapor de adsorvato contido no adsorisor (dessorção). O vapor dessorvido é arrefecido e liquefeito no condensador, sendo o calor de condensação usado para pré-aquecer a água fria no reservatório secundário, a qual irá entrar posteriormente no reservatório principal de AQS nos períodos de consumo. Isto permite, simultaneamente, armazenar energia térmica adicional no sistema de adsorção e reduzir a energia necessária para o aquecimento da água até à temperatura de consumo.

Durante esta fase, a válvula V3 permanece fechada, impedindo a passagem do vapor para o evaporador, para que este seja condensado unicamente no condensador. Por sua vez, a válvula V2 apenas deve permitir a passagem do condensado (mas não do vapor)^a para o evaporador, onde será armazenado até que ocorra a fase de descarga. No final do processo de carga, a válvula V1 é fechada, permanecendo as restantes válvulas também fechadas.

^a Por exemplo, abrindo momentaneamente após se atingir uma determinada quantidade de líquido no condensador (válvula purgadora de condensados automática), ou ao detetar que a fase de carga terminou (inversão de temperatura no adsorisor).

II. Armazenamento de energia térmica

Uma vez carregado o adsorisor (adsorvente contendo pouco ou quase nenhum vapor de adsorvato), se a válvula V1 se mantiver fechada, o adsorvente não dispõe de vapor para adsorver, pelo que o processo de adsorção não ocorre e o sistema de adsorção permanece carregado, sob a forma de um potencial de adsorção. Assim, desde que o adsorvente e o adsorvato contido no evaporador se mantenham separados, é possível o armazenamento de energia com perdas térmicas muito reduzidas, mesmo por longos períodos. Durante esta fase, apenas é possível armazenar energia sensível na água do reservatório de acumulação (o módulo de adsorção encontra-se inativo).

III. Descarga do sistema

Com o adsorisor carregado, se a ligação entre o evaporador e o adsorisor for estabelecida (abrindo a válvula V3, quando a temperatura da água no reservatório principal decair abaixo de um nível predefinido), inicia-se o processo de adsorção. O inerente decréscimo da pressão no sistema de adsorção induz a vaporização do líquido de adsorvato contido no evaporador, o qual vai sendo adsorvido pelo adsorvente. Nesta fase, sempre que a temperatura da água no reservatório principal seja inferior à do adsorisor, o calor de adsorção é libertado para a água. Esta fase termina quando se começa a fornecer novamente calor exterior à água através da serpentina do sistema solar, sendo então fechada a válvula V3.

3.2. Descrição detalhada dos componentes

3.2.1. Reservatório de AQS

O reservatório de AQS consiste num reservatório convencional para AQS, contendo no seu interior uma serpentina para ligação ao circuito solar, o elemento adsorisor e as ligações necessárias. Não possui qualquer elemento interno para aquecimento de apoio, pois este impediria a ocorrência do processo de adsorção, ao aquecer a água no interior do reservatório, impedindo assim a libertação do calor de adsorção. Ao invés, o aquecedor de apoio localiza-se a jusante do reservatório, aquecendo a água à saída deste, quando esta se encontra abaixo do *setpoint* de consumo (Figura 3.2). Quando a

temperatura da água à saída do reservatório é já superior ao *setpoint* de consumo (apoio não necessário), uma válvula desviadora diminui o caudal de água fria que entra no reservatório, por forma a usar o restante caudal para temperar a água quente à saída do reservatório (na ligação em T) até à temperatura de *setpoint* de consumo.

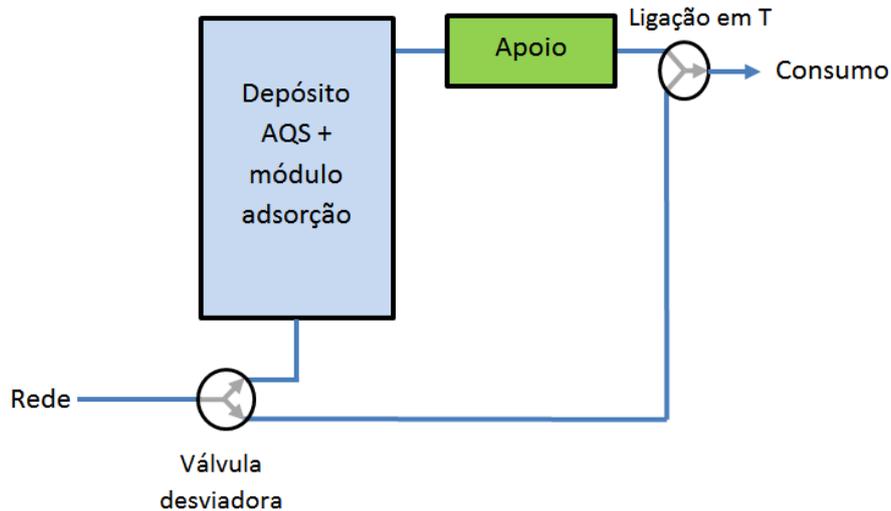


Figura 3.2 – Esquema hidráulico de ligação do reservatório e do sistema de apoio.

A alternativa de colocar o apoio a jusante da ligação em T, embora praticável, iria requerer a colocação de um *bypass* no aquecedor de apoio, para evitar que a água arrefecida na ligação em T fosse nele novamente aquecida, nas situações em que a água eventualmente fosse arrefecida ligeiramente abaixo da temperatura de consumo. Outra opção seria a substituição deste *bypass* por um controlador do aquecedor de apoio, que apenas permitisse o seu funcionamento quando a temperatura da água à saída do reservatório fosse inferior ao mínimo para consumo. Desta forma, o apoio seria controlado pela temperatura da água à saída do reservatório e não pela temperatura da água que entra no aquecedor (saída da ligação em T). No entanto, ambas as situações se revelam mais complexas do que a representada na Figura 3.2, pelo que não foram adotadas. Além disso, um estudo preliminar revelou que a diferença no consumo anual do aquecedor de apoio é praticamente nula entre os três casos.

3.2.2. Adsorsor

O adsorsor consiste num cilindro metálico contendo o adsorvente no seu interior, com uma zona livre na parte central (Figura 3.3). Este forma um leito de secção anelar, permitindo que o vapor de adsorvato escoe na secção central. Esta secção oca encontra-se separada do adsorvente por uma chapa metálica perfurada, que tem como função fixar o adsorvente, sendo permeável ao vapor. Alhetas longitudinais interiores aumentam a transferência de calor entre a parede cilíndrica e o adsorvente, sendo que, inicialmente, não se consideram quaisquer alhetas exteriores neste estudo. O adsorsor está ligado a um tubo metálico, por onde flui o vapor de adsorvato proveniente do evaporador, na fase de adsorção, e para o condensador, na fase de dessorção, e encontra-se separado do condensador pela válvula V1 e do evaporador pela válvula V3 (v. Figura 3.1). O adsorsor encontra-se imerso no topo do reservatório de AQS em posição horizontal, de forma a tirar vantagem do efeito de estratificação térmica que ocorre no interior do reservatório, o que facilita o processo de dessorção. Por outro lado, como a saída de água do reservatório para consumo ocorre precisamente no seu topo, esta é a zona de interesse a aquecer com o adsorsor, quando a sua temperatura decresce abaixo do *setpoint* de consumo. Além disso, a tradicional localização da serpentina do circuito solar nos reservatórios – entrada a meia altura e saída na zona inferior – inviabiliza a colocação do adsorsor noutra zona do reservatório (especialmente, se o adsorsor ocupar um volume considerável).

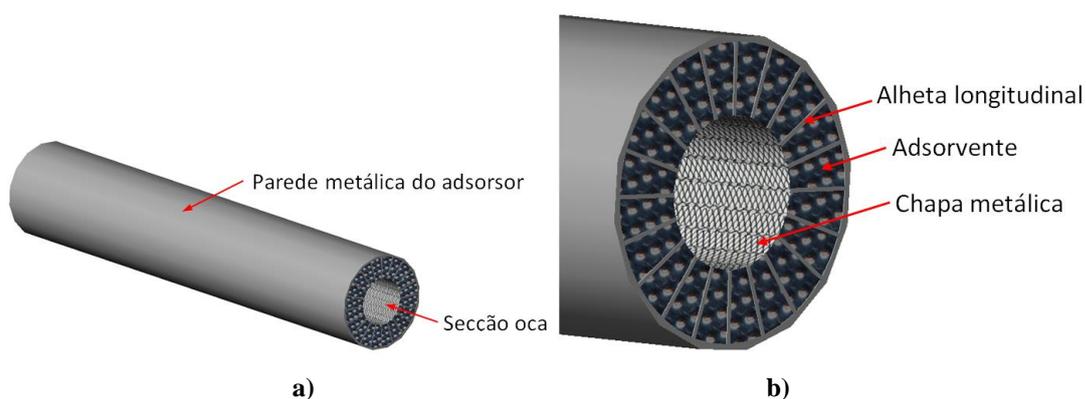


Figura 3.3 – a) Adsorsor tubular; b) Pormenor interior do tubo.

3.2.3. Reservatório de pré-aquecimento

O reservatório de pré-aquecimento, de menor volume, é do tipo convencional e localizado na base do reservatório principal (com igual diâmetro). Contém uma entrada para a água fria da rede e uma ou mais saídas para o reservatório principal. No seu interior encontra-se apenas o condensador, com a entrada proveniente do reservatório principal (adsorção) e a saída para o evaporador (na base deste reservatório secundário).

3.2.4. Condensador

O condensador consiste num tubo metálico enrolado de forma helicoidal (do tipo serpentina), no interior do qual o vapor desorvido condensa durante a fase de carga do sistema (dessorção) (Figura 3.4). Este componente, que está separado do adsorção pela válvula V1 e do evaporador pela válvula V2, encontra-se imerso no interior do reservatório de pré-aquecimento da água da rede, promovendo assim a recuperação do calor de condensação para pré-aquecer a água fria da rede. Devido a este facto, e ao contrário da generalidade dos sistemas de armazenamento de energia por adsorção, a condensação e a vaporização do fluido de trabalho não ocorre no mesmo permutador de calor, sendo necessário separar o condensador e o evaporador. A utilização de um único permutador de calor imerso no reservatório de pré-aquecimento promoveria o arrefecimento da água da rede aquando das fases de vaporização.

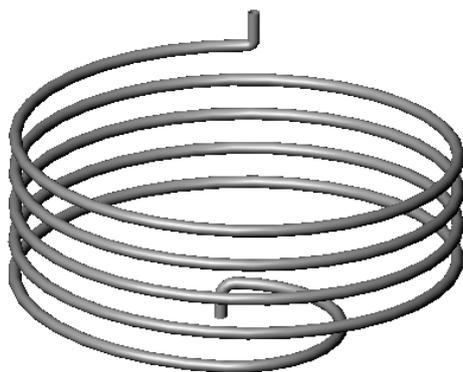


Figura 3.4 – Condensador.

3.2.5. Evaporador

O evaporador (Figura 3.5) comporta um conjunto de tubos verticais com alhetas longitudinais de perfil rectangular, perfazendo um diâmetro total equívale ao diâmetro dos reservatórios de água. A opção por um evaporador multitubular tem por objetivo maximizar a área de transferência de calor entre este componente e o ar exterior, facilitando o processo de vaporização. Este permutador de calor encontra-se separado do condensador pela válvula V2 e do adsorisor pela válvula V3. A ligação direta ao adsorisor tem como objetivo impedir a passagem do adsorvato vaporizado através do condensador, o que poderia eventualmente promover a sua condensação prematura ao ascender para o adsorisor, nas fases de adsorção. As alhetas do evaporador aumentam a superfície de contacto com o ar ambiente, de forma a promover as trocas térmicas. Como se pode observar na Figura 3.5a, as alhetas não atingem as extremidades dos tubos para facilitar a passagem do ar na base e no topo do evaporador.

O evaporador recolhe o adsorvato proveniente do condensador e armazena-o, promovendo mais tarde a sua vaporização a baixa pressão, durante a fase de descarga do sistema (adsorção). O seu volume interior deverá permitir armazenar a totalidade do adsorvato que pode ser adsorvido pelo adsorvente (valor máximo teórico). O coletor no topo do evaporador distribui a água pelos tubos quando esta entra no evaporador, e capta o vapor de adsorvato dos tubos quando este sai do evaporador, servindo também como ‘*buffer*’ durante os períodos de forte vaporização (*e.g.*, início da vaporização). Na base do evaporador encontra-se outro coletor que serve de ligação entre todos os tubos (servindo também de base estrutural do sistema), permitindo que o nível de líquido se mantenha uniforme no interior deste permutador de calor.

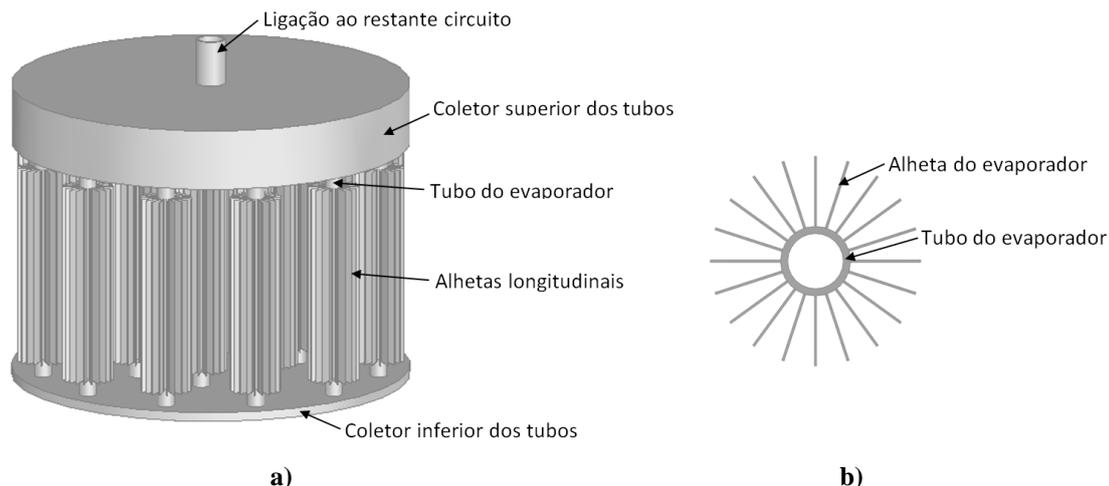


Figura 3.5 – a) Esquema do evaporador; b) Corte transversal de um tubo do evaporador.

3.3. Seleção do par de trabalho

A sílica-gel e a água formam o par que melhor se adequa ao sistema aqui proposto. A sílica-gel necessita apenas de fontes de calor de baixa temperatura para promover a sua regeneração, tipicamente abaixo dos 100 °C. Isto é conveniente neste trabalho, pois a fonte de calor para a dessorção é a água quente que rodeia o adsorvedor, a qual, admitindo um sistema de AQS convencional, é tipicamente aquecida por coletores solares planos, limitando, portanto, o nível de temperatura disponível. No que se refere ao adsorvato, não pode haver qualquer risco de contaminação da água potável na qual se encontram imersos alguns componentes do sistema proposto. Assim, a água é o adsorvato mais adequado, até porque apresenta um elevado calor latente de mudança de fase e um impacto ambiental nulo, ao contrário de outras substâncias que podem ser utilizadas como adsorvato. Além disso, não se prevê que se atinja uma temperatura ambiente abaixo de 0 °C, situação que exigiria a seleção de outra substância para fluido de trabalho, como o metanol ou a amónia. Além disso, a aplicação deste par de trabalho foi já extensivamente estudada pelo grupo de investigação no qual o autor se insere [Ruivo (2005), Ruivo *et al.* (2006), Ruivo *et al.* (2008), Brites *et al.* (2009a), Brites *et al.* (2009b), Ruivo *et al.* (2011), Brites *et al.* (2012), Ruivo *et al.* (2012), Brites (2013), Fernandes *et al.* (2014), Brites *et al.* (2016), Fernandes *et al.* (2016a), Fernandes *et al.* (2016b), Fernandes *et al.* (2016c), Fernandes *et al.* (2016d)].

O par sílica-gel/água pode atingir um valor teórico de densidade de armazenamento energético de 220 kWh/m^3 , o que corresponde praticamente ao quádruplo da densidade que se consegue atingir com um reservatório de armazenamento convencional, contendo água entre os $40 \text{ }^\circ\text{C}$ e os $90 \text{ }^\circ\text{C}$ e sem perdas térmicas: 57 kWh/m^3 [Gantenbein *et al.* (2001)]. No entanto, outros autores [Bales (2005), Jaehnig *et al.* (2006), Yu *et al.* (2013)] referem que, na prática, a densidade de armazenamento da sílica-gel, para temperaturas de carga e descarga de $90 \text{ }^\circ\text{C}$ e $40 \text{ }^\circ\text{C}$, respetivamente, é bastante inferior ($25\text{--}50 \text{ kWh/m}^3$) ao seu valor teórico, devido à incapacidade da sílica-gel de adsorver e dessorver a totalidade da água em cada ciclo – tornando praticamente inviável a sua aplicação para fins de armazenamento energético, pelo menos para aplicações de armazenamento de curto prazo. Porém, convém referir que estes estudos se referem à utilização da sílica-gel como único meio de armazenamento energético, em sistemas específicos, levando as próprias perdas de calor sensível à diminuição do seu desempenho energético global, ao contrário do sistema que é estudado no presente trabalho. Por outro lado, o calor específico da sílica-gel é superior ao de outros adsorventes convencionais (*e.g.*, zeolite, carvão ativado), tem um baixo custo relativo, o calor de adsorção do par sílica-gel/água é superior ao de outros pares (*e.g.*, carvão ativado/amónia, carvão ativado/metanol) e, como já foi referido, necessita apenas de fontes de calor de baixa temperatura para a sua regeneração [Ruthven (1984), Brites (2013), Yu *et al.* (2013), Aydin *et al.* (2015)]. Além disso, a utilização do par sílica-gel/água encontra-se bastante difundida, tendo sido já testada em diversos projetos de armazenamento de energia térmica e de refrigeração por adsorção [Yu *et al.* (2013), Fernandes *et al.* (2014), Wang *et al.* (2014), Allouhi *et al.* (2015), Aydin *et al.* (2015)].

Por seu lado, o par zeolite/água pode também ser aplicado em sistemas de armazenamento energético. No geral, as zeolites têm uma capacidade de adsorção da água superior à da sílica-gel e atingem densidades de armazenamento de $57\text{--}160 \text{ kWh/m}^3$. No entanto, necessitam de temperaturas de carga superiores a $150 \text{ }^\circ\text{C}$, o que se torna inviável para a sua aplicação a sistemas de armazenamento com fonte de energia solar de baixa temperatura [Yu *et al.* (2013)].

Relativamente ao composto SWS-1L, este também apresenta uma maior capacidade de adsorção da água que a sílica-gel, densidades de armazenamento energético na ordem

dos 85–171 kWh/m³, e temperaturas de carga na ordem dos 90 °C [Bales (2005), Zhu *et al.* (2006)]. Assim, e apesar dos problemas relativos a este composto (v. Secção 2.3.2), a sua aplicação é também estudada neste trabalho devido às suas características, que teoricamente o tornam como o melhor candidato para a aplicação num sistema de armazenamento de energia térmica por adsorção com fonte de energia solar de baixa temperatura.

Com outras fontes de energia térmica, e com outros pares adsorvente/adsorbato, o sistema irá comportar-se de modo semelhante, embora o seu desempenho possa variar.

4. MODELAÇÃO DO SISTEMA

A modelação numérica tem por objetivo simular o funcionamento do sistema solar térmico convencional dotado de um módulo de adsorção, de forma a estimar o seu desempenho sob diferentes condições, permitindo, também, estudar o efeito de alterações ao sistema. Para isso, é necessário elaborar um modelo matemático adequado e proceder à sua resolução, que, neste caso, é por via numérica, recorrendo a *softwares* apropriados.

Assim, o sistema solar térmico foi modelado em TRNSYS, tirando partido da gama de componentes pré-modelados disponibilizada e da sua capacidade (e facilidade) em integrar ou interagir com modelos de componentes e sistemas desenvolvidos em variadas linguagens de programação pelo utilizador. Na ausência de componentes no TRNSYS que permitam a simulação do fenómeno de adsorção, desenvolveu-se um módulo de adsorção em MATLAB, um programa de alto desempenho de algoritmo iterativo, ficando ainda facilitado o processo de resolução de equações através das rotinas intrínsecas do MATLAB.

Neste capítulo descrevem-se os dois sistemas simulados (solar térmico e de adsorção) e os programas de simulação a eles associados e sua interação. Apresentam-se de seguida os balanços de massa e de energia que caracterizam o módulo de adsorção e a sua interação com o reservatório de AQS (modelo matemático), e descreve-se a metodologia utilizada para resolver o sistema de equações resultante (modelo numérico). No final, apresenta-se ainda um estudo de validação do modelo desenvolvido.

4.1. Sistema solar térmico

O sistema solar térmico foi modelado com o TRNSYS 17, um programa de simulação que tem uma estrutura modular, dividindo o sistema numa série de componentes (*types*), que estão interligados e são compilados através da interface TRNSYS Studio. Cada componente é modelado usando as respetivas equações matemáticas programadas em

FORTTRAN [TRNSYS 17 (2012)]. Os componentes são totalmente personalizáveis, permitindo incluir os parâmetros necessários para definir o seu comportamento (e.g., dados dos fabricantes) (Figura 4.1).

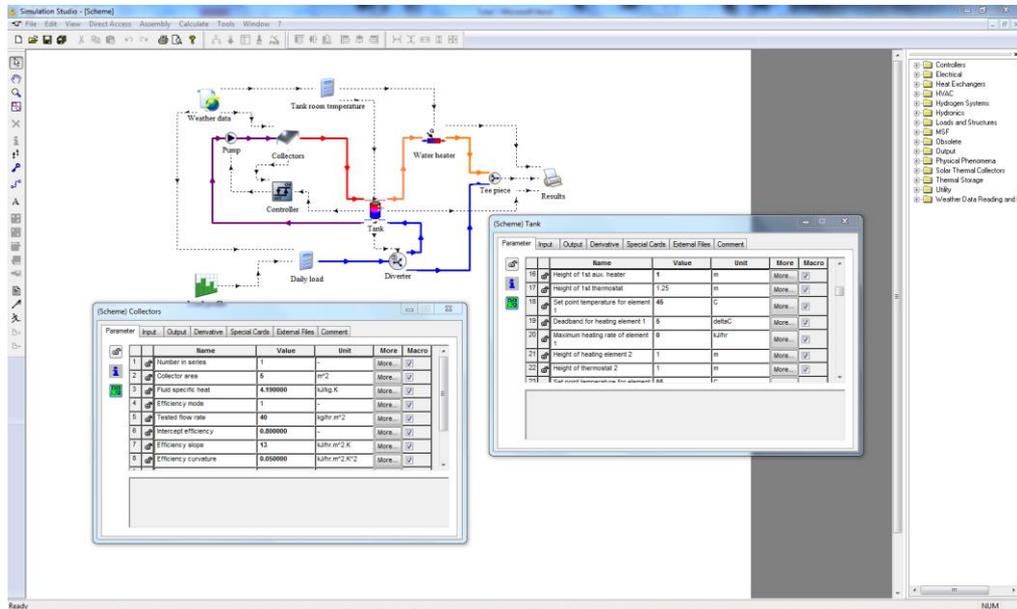


Figura 4.1 – Ambiente de trabalho do *software* TRNSYS.

Foi selecionado um sistema solar térmico simples, composto por um coletor solar plano (TRNSYS Type 1b), um reservatório de armazenamento de água quente (TRNSYS Type 60c – reservatório detalhado com estratificação e com permutador de calor interno), uma bomba de circulação com um controlador diferencial no circuito solar (TRNSYS Type 3b e Type 2b, respetivamente) e todas as tubagens e ligações necessárias. Os perfis de consumo e meteorológico são definidos através de componentes específicos (TRNSYS Type 14h e Type 15, respetivamente). Além disso, está presente um aquecedor de apoio na saída do reservatório de água quente (TRNSYS Type 6). Os resultados da simulação são enviados para o componente ‘Results’ (TRNSYS Type 25c), que os transfere para um ficheiro de resultados. O modelo do sistema encontra-se representado esquematicamente na Figura 4.2.

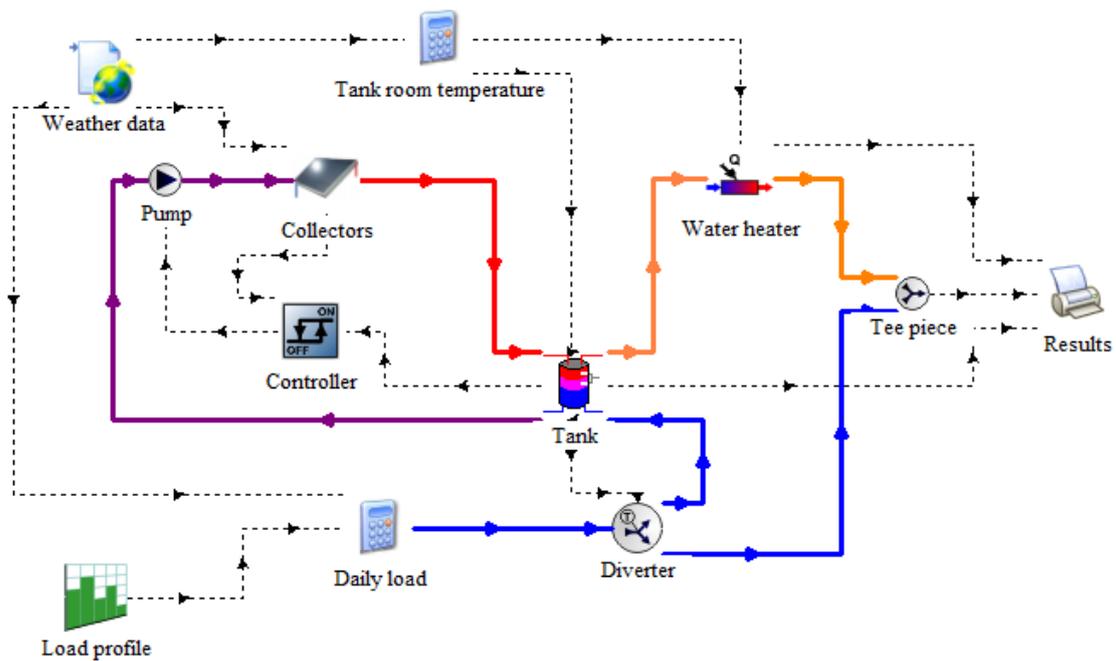


Figura 4.2 – Sistema solar térmico considerado, em TRNSYS. As linhas contínuas representam o fluxo de água e as linhas tracejadas representam o fluxo de informação.

O ficheiro climático, definido no componente ‘Weather data’, determina as condições ambientais que influenciam o comportamento do sistema ao longo do período definido para a simulação, dependendo da localização escolhida: temperatura e radiação incidente nos coletores solares, temperatura da água da rede que entra no sistema, e temperatura ambiente para o cálculo das perdas ou ganhos térmicos em vários componentes do sistema (reservatórios de água, evaporador do módulo de adsorção e aquecedor de apoio). Neste trabalho, considera-se que estes componentes se encontram no interior de um espaço não climatizado, cuja temperatura (T_{ENC}) se admite tomar um valor intermédio entre a temperatura atmosférica exterior (T_{env}) e a temperatura de um espaço climatizado (T_{EC}) [RCCTE (2006)]:

$$T_{ENC} = T_{env} + (1 - \tau)(T_{EC} - T_{env}) \quad (4.1)$$

onde τ é o coeficiente que representa a relação de temperatura entre espaços climatizados e não climatizados (admitiu-se um valor intermédio de 0.5), e T_{EC} se considera igual a 20 °C, durante os meses de inverno, e a 25 °C, durante os meses de verão [RCCTE (2006)].

No circuito solar, o funcionamento da bomba de circulação é controlado pelo controlador diferencial, em função da diferença entre as temperaturas da água à saída do coletor solar e a meia altura do reservatório de AQS. Como segurança, definiu-se que este controlador interrompe o funcionamento da bomba sempre que a temperatura da água à saída do reservatório ultrapassa os 100 °C. Assim, sempre que a bomba funciona, a água aquecida nos coletores é transportada para a serpentina no reservatório de AQS, onde promove o aumento da temperatura da água. Por seu lado, a água fria da rede entra no reservatório durante os períodos de consumo (cujo perfil é definido nos componentes 'Load profile' e 'Daily load'), à medida que ocorre a saída da água quente do reservatório para consumo.

A jusante do reservatório de AQS encontra-se um aquecedor de apoio ('Water heater'), que eleva a temperatura da água à saída daquele, se esta se encontrar abaixo do *setpoint* de consumo predefinido. Por outro lado, as válvulas 'Diverter' e 'Tee piece' são responsáveis pela diminuição da temperatura da água se esta se encontrar acima do *setpoint* de consumo à saída do reservatório, desviando parte do caudal de água fria da rede para o efeito (e, conseqüentemente, diminuindo o caudal de água que atravessa o reservatório). Como se referiu anteriormente, não é utilizado um aquecedor interno no reservatório, uma vez que este iria impedir que o efeito de adsorção ocorresse, ao aquecer a água diretamente no interior do reservatório. Além disso, com o aquecedor externo é possível comparar facilmente a energia necessária para aquecer a água que sai do reservatório, com e sem o módulo de adsorção. A diferença permite determinar a poupança de energia devida à adição do módulo de adsorção.

4.2. Interação com o módulo de adsorção

O TRNSYS não inclui componentes que permitam simular o fenómeno de adsorção. Portanto, a modelação do módulo de armazenamento por adsorção (adsorção, condensador, reservatório de água secundário e evaporador) foi desenvolvida em código de MATLAB (Figura 4.3), tirando partido da capacidade de interação entre os dois *softwares*. O TRNSYS interage com o MATLAB através do componente "Call

MATLAB" (TRNSYS Type 155). Este componente é usado para executar comandos do MATLAB através da interface Component Object Model (COM) [TRNSYS 17 (2012)].

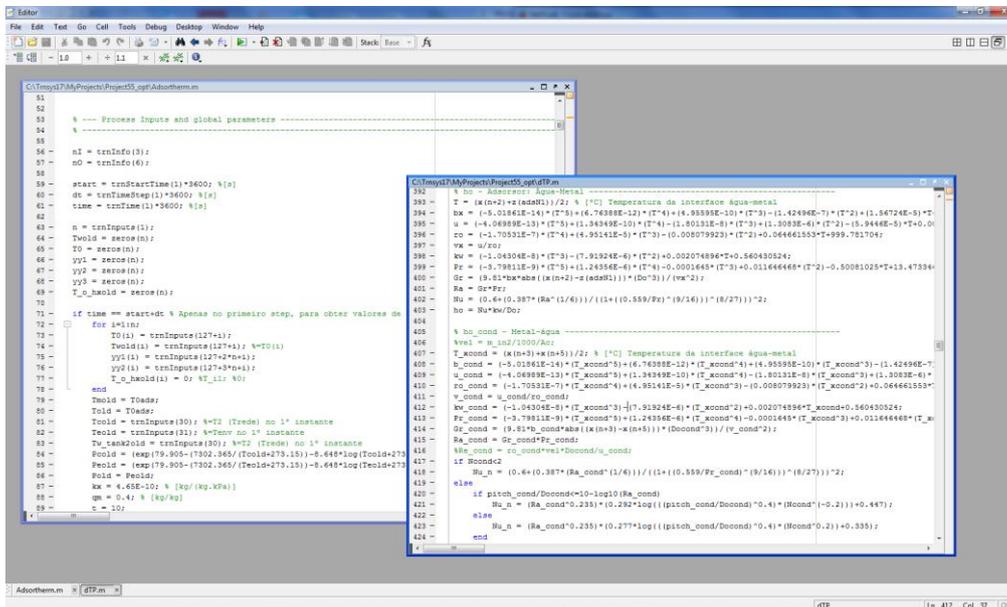


Figura 4.3 – Ambiente de trabalho do software MATLAB.

No âmbito deste projeto, e a fim de conseguir uma interação instantânea entre o reservatório de água e o módulo de adsorção, o código FORTRAN do reservatório de armazenamento de água quente (TRNSYS Type 60c) foi modificado para integrar o componente "Call MATLAB" (TRNSYS Type 155). Desta forma, ao código original do Type 60c foi adicionado o código do Type 155 (com as modificações necessárias para assegurar a compatibilidade entre os códigos), dando origem a um componente único que simula o comportamento do reservatório de armazenamento de água quente e que, ao mesmo tempo, interage diretamente (e internamente) com o código MATLAB do módulo de adsorção.

No entanto, verificou-se que este novo componente não garantia a perfeita interação entre as equações do reservatório e as do módulo de adsorção, porque o TRNSYS apenas evoca o módulo de adsorção após resolver as suas próprias equações, e não simultaneamente. Ou seja, só após calcular a temperatura da água no reservatório, este valor é fornecido ao código do módulo de adsorção para calcular as trocas térmicas com o adsorção, quando essa temperatura também depende, por seu turno, do que ocorre no módulo de adsorção. Desta forma, o cálculo da temperatura da água dependia do *output*

do adsorção relativo ao instante ‘anterior’, e não no ‘atual’, como deve ser, ocorrendo então um desfasamento temporal entre ambos os códigos (reservatório e adsorção).

Uma possível solução para este problema passaria por evocar o módulo de adsorção MATLAB em cada iteração do cálculo da temperatura da água no reservatório, mas isso consumiria demasiado tempo de cálculo, na medida em que a interação entre os códigos TRNSYS e MATLAB demora, só por si, um tempo considerável. Às iterações do código inerente ao modelo do reservatório multiplicar-se-iam as iterações gerais do próprio modelo TRNSYS, de cada vez que o componente ‘reservatório’ é evocado. Isto refletir-se-ia de forma bastante severa no tempo computacional de uma simulação anual.

A solução adotada consistiu em deslocar as equações de transferência de calor do reservatório para o código MATLAB (adaptando-as do código-fonte escrito em FORTRAN). Desta forma, todas as equações principais (módulo de adsorção e transferência de calor no reservatório) são resolvidas exclusivamente em MATLAB, recorrendo à sua ferramenta *solver*. Isto torna a execução do código bastante mais rápida, uma vez que o novo componente ‘reservatório’ evoca o código MATLAB uma única vez, sempre que este componente é chamado. Assim, o código FORTRAN modificado do reservatório (componente TRNSYS) contém agora apenas a rotina para interagir com o código MATLAB (com base no componente “Call MATLAB”), algumas rotinas de tratamento de dados, e os *inputs* e *outputs* para ligação com outros componentes TRNSYS. Por outro lado, o código MATLAB corresponde agora ao código do modelo do reservatório, que interage diretamente com o código do módulo de adsorção (Figura 4.4).

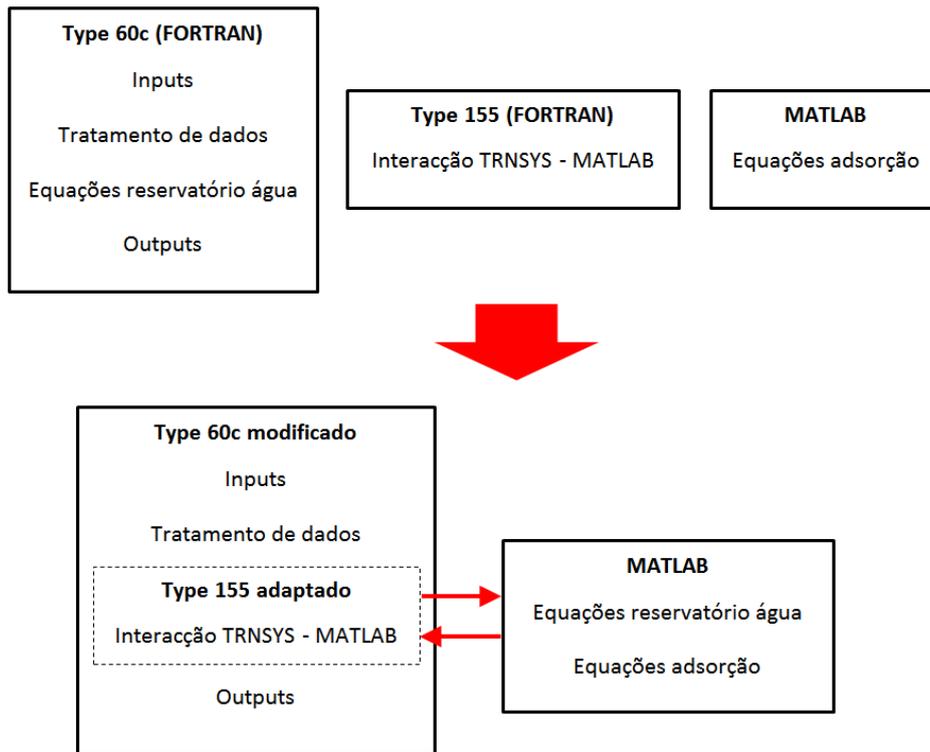


Figura 4.4 – Construção das bases do código do reservatório de armazenamento de água/módulo de adsorção.

4.3. Sistema de adsorção

O modelo matemático que representa o funcionamento do sistema de adsorção (reservatório de AQS + módulo de adsorção) tem por base as equações que caracterizam o funcionamento do reservatório de AQS (baseadas no código FORTRAN original do TRNSYS) e o modelo matemático dos componentes do módulo de armazenamento por adsorção: adsorção, reservatório de pré-aquecimento, condensador e evaporador.

4.3.1. Modelo matemático

Os modelos matemáticos desenvolvidos para os sistemas de armazenamento de energia por adsorção e para as bombas de calor por adsorção são semelhantes. A diferença encontra-se no funcionamento do ciclo destes sistemas, que, embora idêntico, é contínuo, no caso das bombas de calor por adsorção, e intermitente, nos sistemas de armazenamento de energia por adsorção.

Young e Sumathy (2002) classificam os vários modelos matemáticos de bombas de calor por adsorção existentes em três grupos: modelos termodinâmicos, modelos de parâmetros concentrados (capacitância global) e modelos de transferência de calor e de massa. Os modelos termodinâmicos desprezam os processos de transferência de calor e de massa, e consideram que a fonte e o dissipador de calor destes sistemas operam com temperaturas constantes. Este modelo simplista é utilizado para determinar os limites do desempenho dos sistemas de adsorção. Os modelos de capacitância global consideram os processos de transferência de calor que ocorrem nos sistemas de adsorção, mas admitem que a temperatura do leito de adsorvente é uniforme, que o adsorvato é uniformemente adsorvido e dessorvido pelo adsorvente, e que as fases sólida e gasosa no adsorção se encontram em equilíbrio termodinâmico, desprezando as resistências à transferência de calor e de massa no adsorvente. Além disso, são modelos dinâmicos em que a temperatura e a massa de adsorvato no leito de adsorvente variam no tempo, mas não no espaço. Por fim, os modelos de transferência de calor e de massa, como o próprio nome indica, têm em consideração estes processos de transferência. Por conseguinte, a temperatura e a massa de adsorvato no leito de adsorvente variam no tempo e no espaço. Este tipo de modelos pode ser uni, bi ou tridimensional, e apresenta-se como uma importante ferramenta na investigação e na otimização dos sistemas de adsorção.

No âmbito deste trabalho, o mais adequado é a utilização de um modelo de capacitância global, ao contrário de modelos mais detalhados, uma vez que o objetivo é o desenvolvimento de um sistema de armazenamento de energia por adsorção e avaliação da sua viabilidade técnica, e não o projeto dos seus componentes individuais ou a otimização de um sistema real. Além disso, este modelo encontra-se já bem difundido na literatura e é aceite normalmente para processos relativamente lentos, como é o caso do armazenamento de calor por adsorção. Por outro lado, a ausência de dados experimentais detalhados na literatura impossibilitam o desenvolvimento suficientemente adequado e preciso dos modelos detalhados de transferência de calor e massa.

Os balanços de energia e de massa nos componentes do reservatório de armazenamento com módulo de adsorção apresentam-se nas secções seguintes. Consideram-se os seguintes pressupostos:

- Para todas as equações de balanço dos diversos componentes assume-se a forma diferencial para o domínio temporal e a forma finita (discretizada) para o domínio espacial;
- Admite-se o domínio do reservatório de AQS discretizado, dividido num número predefinido de volumes de controlo elementares (correspondentes ao número de nodos no reservatório);
- As trocas de energia entre os volumes de controlo contíguos do reservatório de AQS são representadas por diferenças finitas, considerando os valores instantâneos nos respetivos nodos;
- A cada um dos restantes componentes do sistema (reservatório de pré-aquecimento, condensador e evaporador) corresponde um volume de controlo elementar;
- Segundo o modelo da capacitância global, em cada volume de controlo elementar admite-se homogeneidade das propriedades e dos valores instantâneos das variáveis (*e.g.*, T , P , X).

4.3.1.1. Reservatório de AQS

No novo módulo do reservatório com adsorção, a temperatura da água não depende apenas do *input* de energia solar térmica (a partir dos coletores solares), do perfil de consumo e das perdas térmicas, mas também das interações térmicas com o adsorção. Assim, a equação de balanço de energia para o elemento do reservatório onde o adsorção está localizado tem de ser atualizada, de forma a considerar a transferência de calor entre a água e a parede tubular metálica do adsorção [último termo do lado direito da Eq. (4.2)]:

$$\begin{aligned}
m_{w,j} c_w \frac{dT_{w,j}}{dt} = & A_{s,j} U_s (T_{env} - T_{w,j}) + \zeta \dot{Q}_{hx,j} + \xi \dot{m}_{w,in} c_w T_{w,tank2} - \\
& - \chi \dot{m}_{w,out} c_w T_{w,j} + \dot{m}_{down} c_w (T_{w,j-1} - T_{w,j}) + \dot{m}_{up} c_w (T_{w,j+1} - T_{w,j}) + \\
& + \frac{k_w A_{cs}}{\Delta y_{j \rightarrow j+1}} (T_{w,j+1} - T_{w,j}) + \frac{k_w A_{cs}}{\Delta y_{j \rightarrow j-1}} (T_{w,j-1} - T_{w,j}) + \phi A_o h_o (T_m - T_{w,j})
\end{aligned}$$

$$\zeta = \begin{cases} 1, & \text{nos nodos onde se encontra a serpentina solar} \\ 0, & \text{nos restantes nodos} \end{cases} \quad (4.2)$$

$$\xi = \begin{cases} 1, & \text{no nodo inferior do reservatório} \\ 0, & \text{nos restantes nodos} \end{cases}$$

$$\chi = \begin{cases} 1, & \text{no nodo superior do reservatório} \\ 0, & \text{nos restantes nodos} \end{cases}$$

$$\phi = \begin{cases} 1, & \text{no nodo onde se encontra o adsorisor} \\ 0, & \text{nos restantes nodos} \end{cases}$$

onde $m_{w,j}$ representa a massa de água no nodo do reservatório em questão, c_w é o calor específico da água, $A_{s,j}$ é a área da superfície exterior do reservatório associada ao nodo, U_s é o coeficiente global de transferência de calor entre a água no reservatório e o ambiente exterior (igual para todos os nodos), $\dot{m}_{w,in}$ é o caudal mássico de água que entra no reservatório, $\dot{m}_{w,out}$ é o caudal mássico de água que sai para consumo, \dot{m}_{down} e \dot{m}_{up} são os caudais mássicos de água descendentes e ascendentes no reservatório devido à estratificação térmica (calculados pela rotina específica do código original), k_w é a condutibilidade térmica da água, A_{cs} é a área da secção transversal do reservatório, $\Delta y_{j \rightarrow j-1}$ e $\Delta y_{j \rightarrow j+1}$ são as distâncias entre o centro do nodo em questão e os centros dos nodos imediatamente acima e abaixo, A_o é a área de superfície externa da parede do tubo do adsorisor, e h_o é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a água e a superfície exterior da parede do tubo do adsorisor. T_{env} , $T_{w,j}$, $T_{w,tank2}$, $T_{w,j-1}$, $T_{w,j+1}$ e T_m são as temperaturas do ambiente exterior, da água no nodo do reservatório, da água fria que entra no reservatório (proveniente do reservatório secundário), da água no nodo acima, da água do nodo abaixo e da parede do tubo do adsorisor, respetivamente. $\dot{Q}_{hx,j}$ representa a potência térmica fornecida à água pela serpentina do sistema solar térmico no nodo em questão. Os processos de transferência de calor que ocorrem no reservatório encontram-se representados na Figura 4.5.

O balanço mássico neste componente é definido simplesmente por $m_{w,in} = m_{w,out}$.

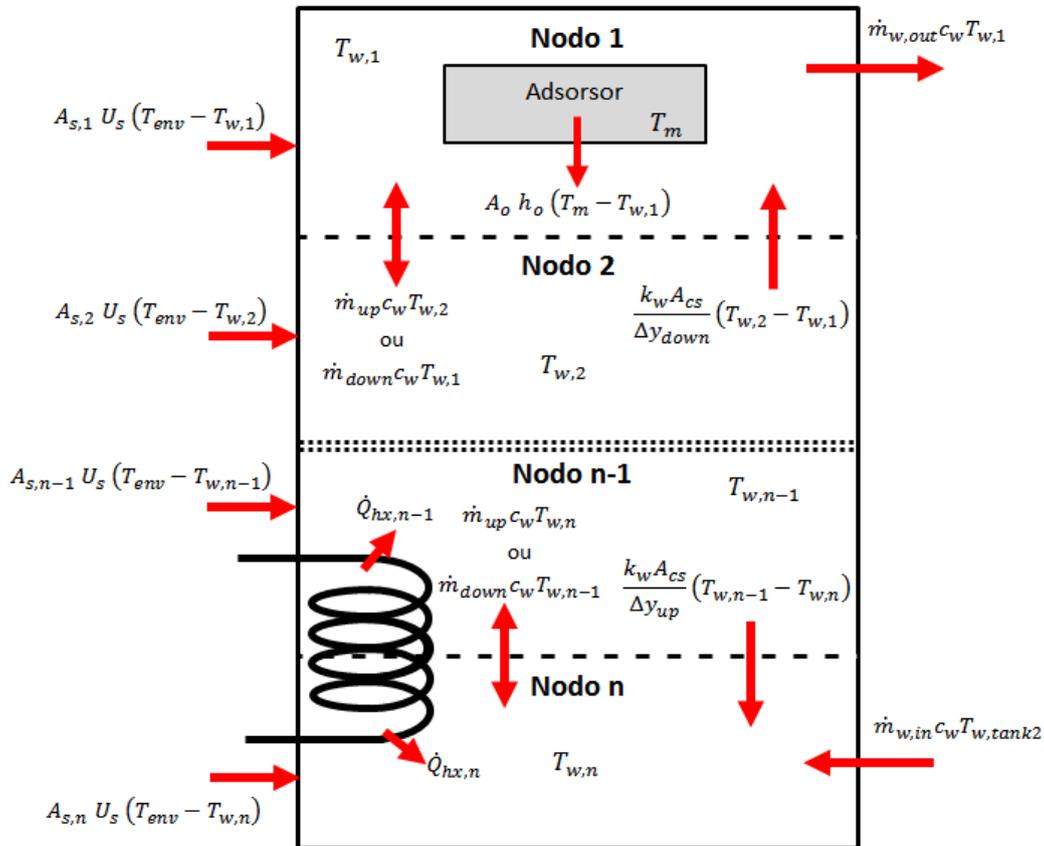


Figura 4.5 - Representação gráfica dos fluxos de energia num reservatório com n nós, encontrando-se o adsorisor no nó superior e a serpentina solar nos dois nós inferiores.

4.3.1.2. Adsorisor

O adsorisor consiste num tubo metálico preenchido com o adsorvente no seu interior, com um espaço vazio na parte central. O adsorisor encontra-se imerso no interior do reservatório de AQS, realizando trocas de calor com a água que o circunda, e está ligado ao condensador e ao evaporador, com os quais efetua trocas de calor e de massa. No desenvolvimento do modelo do adsorisor foram tomados em consideração os seguintes pressupostos, resultantes da aplicação do método da capacitância global, a fim de simplificar o modelo:

- O leito de adsorvente é homogéneo;
- A temperatura e a pressão são uniformes no leito de adsorvente;

- O adsorvato é adsorvido e dessorvido uniformemente pelo adsorvente;
- A transferência de calor de e para o adsorvente é unidimensional (radial);
- As propriedades termofísicas do adsorvato líquido são semelhantes às da fase líquida e a fase de vapor comporta-se como um Gás Ideal;
- As propriedades de todos os materiais sólidos são independentes da temperatura;
- A concentração do adsorvato no adsorvente é constante durante as fases isostéricas de aquecimento e arrefecimento.

A equação do balanço de energia para o tubo metálico em torno do adsorvente (Figura 4.6) é:

$$m_m c_m \frac{dT_m}{dt} = A_o h_o (T_w - T_m) + A_i h_c (T_a - T_m) \quad (4.3)$$

onde m_m é a massa da parede do tubo, c_m é o calor específico do material da parede do tubo, A_i é a área da superfície interna da parede, h_c é o coeficiente de condutância térmica de contacto entre a parede interior do tubo e o adsorvente, e T_a é a temperatura do adsorvente.

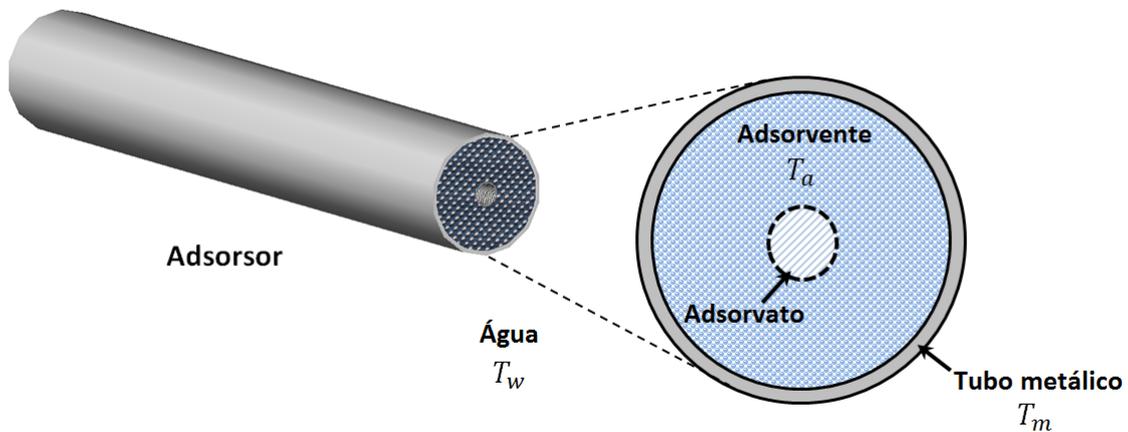


Figura 4.6 – Corte transversal do adsorvato, e principais temperaturas envolvidas no modelo.

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre a água e a superfície da parede exterior do adsorvato (h_o) pode ser obtido por:

$$h_o = \frac{\text{Nu} k_w}{D_o} \quad (4.4)$$

onde k_w é a condutibilidade térmica da água à temperatura média da película, $(T_w+T_m)/2$. O número de Nusselt para convecção natural em cilindros horizontais pode ser estimado pela seguinte correlação [Çengel (2006)]:

$$\text{Nu}_{D_o} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \text{Ra}_{D_o}^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / \text{Pr})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2, \text{Ra}_{D_o} \leq 10^{12} \quad (4.5)$$

onde Ra_{D_o} é o número de Rayleigh definido por:

$$\text{Ra}_{D_o} = \frac{g \beta |T_m - T_w| D_o^3}{\nu^2} \text{Pr} \quad (4.6)$$

sendo g a aceleração gravítica, β o coeficiente de expansão térmica volumétrica, ν a viscosidade cinemática e Pr o número de Prandtl. Todas as propriedades da água são estimadas à temperatura média de película, $(T_w+T_m)/2$.

O coeficiente de transferência de calor por contacto entre o interior da parede metálica e o adsorvente (h_c) é um valor difícil de medir ou de estimar, sendo geralmente sugeridos valores empíricos entre 10 W/(m²·K) e 150 W/(m²·K) [Yang (2009)]. Segundo Chua *et al.* (2004), para a sílica-gel, pode ser utilizado um valor de h_c de 36 W/(m²·K).

O balanço de energia para o adsorvente pode ser representado através da seguinte equação, cujo desenvolvimento se encontra no Anexo A:

$$mc \frac{dT_a}{dt} = A_i h_c (T_m - T_a) + m_a \Delta H_{ads} \frac{dX}{dt} + \delta \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] c_{p,v} (T_e - T_a) + m_a \frac{dX}{dt} \frac{P}{\rho_l} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{dP}{dt}, \quad (4.7)$$

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{fase de adsorção} \\ 0, & \text{restantes fases} \end{cases}$$

em que o produto mc é a capacidade calorífica efetiva do leito adsorvente e m_a é a massa de adsorvente. Os últimos três termos no lado direito da equação representam a energia sensível devida ao fluxo de vapor de adsorvato do evaporador para o adsorisor durante a fase de adsorção, a energia elástica (compressão/expansão) da fase adsorvida e a energia elástica de vapor de adsorvato, respetivamente, sendo ε a porosidade efetiva do leito de adsorvente, V_a o volume do leito de adsorvente, V_h o volume da região oca da parte central do adsorisor, ρ_v a massa volúmica do vapor de adsorvato, $c_{p,v}$ o calor específico a pressão constante do vapor de adsorvato (à temperatura do leito de adsorvente), T_e a temperatura de vaporização, P a pressão absoluta total no leito adsorvente e ρ_l a massa volúmica da fase adsorvida. A fração volúmica da fase de vapor é considerada igual à soma da fração oca do adsorisor e da porosidade efetiva (ou aparente) do leito de adsorvente (ε), que é dada pela seguinte equação [Chua *et al.* (2004), Wu *et al.* (2014)]:

$$\varepsilon = \varepsilon_{bed} + (1 - \varepsilon_{bed}) \varepsilon_{part} \quad (4.8)$$

onde ε_{bed} é a fração de vazio correspondente ao espaço vazio entre as partículas de adsorvente no leito e ε_{part} é a fração de vazio no interior das partículas de adsorvente.

A massa de adsorvente pode ser expressa por:

$$m_a = \rho_a (1 - \varepsilon) V_a = \rho_{apar} V_a \quad (4.9)$$

onde ρ_a é a massa volúmica da matriz de partículas de adsorvente e ρ_{apar} é a massa volúmica aparente do leito de adsorvente. Por conseguinte, ε pode também ser calculado da seguinte forma:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_{apar}}{\rho_a} \quad (4.10)$$

A capacidade calorífica efetiva do leito é a média ponderada (pela massa) das capacidades caloríficas dos seus componentes individuais (adsorvente, adsorvato

adsorvido e vapor de adsorvato) [adaptado de Yong e Sumathy (2004) e Wu *et al.* (2014)]:

$$mc = m_a(c_a + X c_l) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v c_{p,v} \quad (4.11)$$

onde c_a é o calor específico do adsorvente e c_l é o calor específico da fase adsorvida. Os valores referentes ao adsorvente são considerados constantes, e os restantes valores, referentes ao adsorvato nas fases de vapor e adsorvida, são estimados à temperatura do leito de adsorvente, T_a .

Os dois últimos termos na Eq. (4.7) têm uma influência residual nos resultados (menos de 0,01%, segundo alguns testes preliminares) e podem, portanto, ser desprezados, o que é uma prática comum na maioria dos trabalhos presentes na literatura. Assim, a equação de equilíbrio de energia do adsorvente a ser usada pode ser definida como:

$$mc \frac{dT_a}{dt} = A_i h_c (T_m - T_a) + m_a \Delta H_{ads} \frac{dX}{dt} + \delta \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] c_{p,v} (T_e - T_a), \quad (4.12)$$

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{fase de adsorção} \\ 0, & \text{restantes fases} \end{cases}$$

A equação do balanço mássico do adsorisor é a seguinte, encontrando-se o seu desenvolvimento no Anexo A:

$$m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} = -\zeta \frac{dm_{i,e}}{dt}, \quad \zeta = \begin{cases} 0, & \text{fases isostéricas} \\ 1, & \text{restantes fases} \end{cases} \quad (4.13)$$

onde $m_{i,e}$ representa a massa de água no evaporador (atualizada em cada passo de tempo).

Alhetas

A adição de alhetas internas e externas na parede do tubo do adsorisor (Figura 4.7) aumenta a área da superfície de contacto entre a parede metálica e o adsorvente, e entre

a parede e a água, respetivamente. A influência da adição de um sistema de alhetas na parede do tubo do adsorisor é quantificada através da condutância efetiva:

$$h_{x,eff} = h_x E_f \quad (4.14)$$

onde h_x representa o coeficiente de transferência de calor por contacto entre o interior da parede metálica e o adsorvente (h_c), no caso de alhetas internas, ou por convecção entre a água e a superfície exterior da parede do tubo (h_o), no caso de alhetas externas, e E_f representa a eficácia térmica global do sistema de alhetas, definida como [Çengel (2006)]:

$$E_f = \frac{A_{unf} + N_f A_f \eta_f}{A_p} \quad (4.15)$$

onde A_{unf} é a área de superfície não alhetada, N_f é o número de alhetas, A_f é a área de superfície de cada alheta, η_f é o rendimento da alheta e A_p é a área de superfície primária (na ausência de alhetas; equivale a A_i , no caso de alhetas interiores, e a A_o , no caso de alhetas exteriores). As equações para o cálculo do rendimento de alhetas retangulares e anelares encontram-se no Anexo B (considerando alhetas de comprimento finito expostas ao fenómeno de convecção na sua extremidade).

Considera-se que a temperatura das alhetas é igual à temperatura do tubo metálico no cálculo da acumulação de calor nas alhetas. A condutância efetiva deve ser incluída nas Eqs. (4.2), (4.3) e (4.12), substituindo h_x e considerando a mesma área de superfície primária (A_i e/ou A_o), e a capacidade calorífica das alhetas ($m_f c_f$) deve ser adicionada ao primeiro termo da Eq. (4.3):

$$\left(m_m c_m + m_f c_f \right) \frac{dT_m}{dt} = A_o h_{o,eff} (T_w - T_m) + A_i h_{c,eff} (T_a - T_m) \quad (4.16)$$

resultando a Eq. (4.12) em:

$$mc \frac{dT_a}{dt} = A_i h_{c,eff} (T_m - T_a) + m_a \Delta H_{ads} \frac{dX}{dt} + \delta \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] c_{p,v} (T_e - T_a), \quad (4.17)$$

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{fase de adsorção} \\ 0, & \text{restantes fases} \end{cases}$$

Na ausência de alhetas, os parâmetros $h_{c,eff}$ e $h_{o,eff}$ correspondem a h_c e h_o , respectivamente.

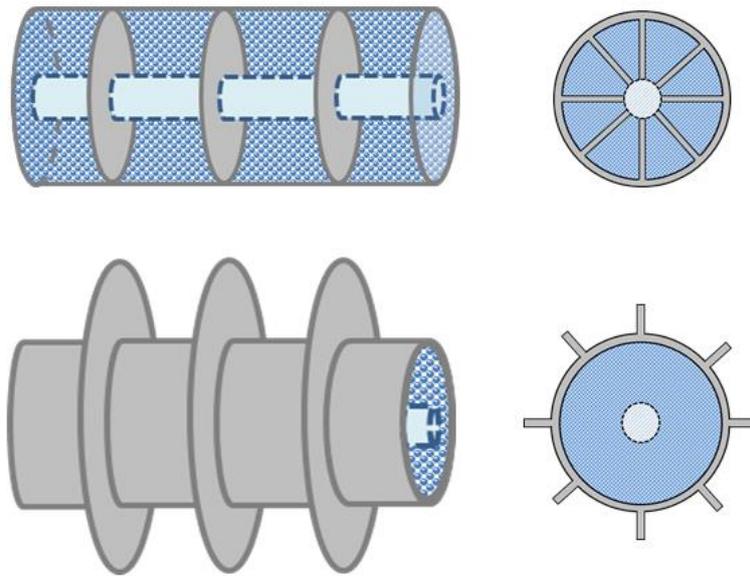


Figura 4.7 – Exemplos de adsorvedores interna e externamente alhetados, com alhetas anelares (à esquerda) e longitudinais (à direita).

Cinética e equilíbrio de adsorção

A taxa de adsorção pode ser expressa pelo modelo LDF [Eq. (2.7)], sendo os valores dos seus coeficientes apresentados na Tabela 4.1 para o par sílica-gel/água, enquanto que X_{eq} pode ser obtido pela equação de Tóth [Chua *et al.* (2004), Wang *et al.* (2004)]:

$$X_{eq} = \frac{K_0 e^{\Delta H_{ads}/(R'T_a)} P}{\left\{ 1 + \left[(K_0/X_{máx}) e^{\Delta H_{ads}/(R'T_a)} P \right]^\tau \right\}^{1/\tau}} \quad (4.18)$$

onde K_0 é um coeficiente pré-exponencial, $X_{máx}$ é o teor máximo de adsorvato no adsorvente e τ é a constante adimensional de Tóth. Estes coeficientes são apresentados na Tabela 4.2. P pode ser calculada a partir da equação de Clausius-Clapeyron:

$$P = P_0 e^{\left[\frac{\Delta H_{ads}}{R'} \times \left(\frac{1}{T_{a,0}} - \frac{1}{T_a} \right) \right]} \quad (4.19)$$

O valor de X pode ser obtido através de uma aproximação por diferenças finitas ao termo da esquerda da Eq. (2.7):

$$X = \frac{X_{eq} \left(15D_{s0} / R_p^2 \right) e^{-E_a/(RT)} (t-t_0) + X_0}{1 + \left(15D_{s0} / R_p^2 \right) e^{-E_a/(RT)} (t-t_0)} \quad (4.20)$$

onde X_0 é o teor de adsorvato no adsorvente no instante anterior, t_0 . Esta aproximação pode ser realizada se o intervalo de tempo for pequeno o suficiente para que todos os termos do lado direito da Eq. (2.7) possam ser tomados como constantes durante esse intervalo de tempo (ver Secção 4.3.2.2).

Tabela 4.1 – Coeficientes do modelo LDF para o par de trabalho sílica-gel tipo A/água [Sakoda e Suzuki (1984)].

Símbolo	Valor	Unidade
D_{s0}	2.54×10^{-4}	m^2/s
E_a	4.2×10^4	J/mol
R_p	7.1×10^{-4}	m

Tabela 4.2 – Coeficientes da equação de Tóth para o par de trabalho sílica-gel tipo A/água [Wang *et al.* (2004)].

Símbolo	Valor	Unidade
K_0	4.65×10^{-10}	$kg/(kg \cdot kPa)$
$X_{máx}$	0.4	kg/kg
R'	0.4619	$kJ/(kg \cdot K)$
τ	10	-
ΔH_{ads}	2.71×10^3	kJ/kg

4.3.1.3. Reservatório de água secundário e condensador

Num sistema típico de AQS, a água fria da rede entra diretamente na base do reservatório durante os períodos de consumo. Por conseguinte, o sistema necessita de aumentar a temperatura da água fria desde a temperatura da água da rede até à temperatura de consumo. No sistema proposto neste trabalho, há um reservatório de água secundário sob o reservatório principal, que a água fria da rede atravessa antes de entrar no reservatório principal. O condensador do módulo de adsorção (Figura 4.8) encontra-se imerso neste reservatório secundário e liberta o calor de condensação para pré-aquecer a água fria durante os períodos de dessorção. Isto permite recuperar o calor de condensação de uma forma útil, reduzindo parcialmente a energia necessária para aquecer a água no reservatório principal, e facilita o processo de condensação, ao utilizar a água como fluido de transferência de calor.

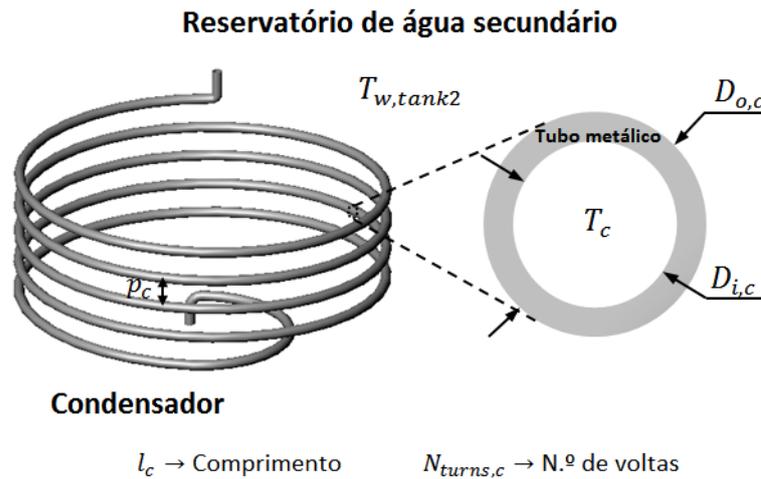


Figura 4.8 – Esquema do condensador. T_c é a temperatura de condensação, $T_{w,tank2}$ a temperatura da água no reservatório secundário, e p_c , l_c , $N_{turns,c}$, $D_{o,c}$ e $D_{i,c}$ são o passo, o comprimento, o número de voltas, o diâmetro interno e o diâmetro externo do condensador, respetivamente.

A equação do balanço de energia no reservatório secundário é:

$$m_{w,tank2}c_w \frac{dT_{w,tank2}}{dt} = A_c U_c (T_c - T_{w,tank2}) + A_{s,tank2} U_{s,tank2} (T_{env} - T_{w,tank2}) + \dot{m}_{w,in} c_w (T_{mains} - T_{w,tank2}) \quad (4.21)$$

onde o primeiro termo do lado direito representa a potência térmica transferida entre o condensador e a água no reservatório secundário, o segundo termo representa a transferência de calor entre o reservatório secundário e o ambiente exterior, e o terceiro termo representa a transferência de entalpia devida à entrada de água fria da rede e à saída da água para o reservatório principal, ambos com o mesmo valor de caudal ($\dot{m}_{w,in}$). $m_{w,tank2}$ é a massa de água no reservatório secundário, A_c e $A_{s,tank2}$ são as áreas de superfície do condensador e do exterior do reservatório secundário, e U_c e $U_{s,tank2}$ são os coeficientes globais de transferência de calor: entre o condensador e a água do reservatório secundário, e entre a parede do reservatório secundário e o ambiente exterior, respetivamente. T_c e T_{mains} são as temperaturas de condensação e da água fria da rede, respetivamente. Neste trabalho, considerou-se que não ocorre estratificação térmica no reservatório secundário, devido às suas pequenas dimensões.

O balanço mássico no tanque de pré-aquecimento é definido por $m_{w,in} = m_{w,out}$.

O condensador recebe o vapor de adsorvato proveniente do adsorisor na fase de dessorção e promove a sua passagem ao estado líquido. O calor de condensação resultante é libertado para a água do reservatório de pré-aquecimento. Considera-se que nunca há acumulação de água no condensador, pois a válvula de ligação ao evaporador permite a passagem contínua dos condensados (mas não do vapor). Então, o balanço mássico no condensador é $dm_{w,c}/dt = 0$, sendo o balanço de energia representado através da seguinte equação (encontrando-se o desenvolvimento de ambas as equações no Anexo A):

$$m_c c_c \frac{dT_c}{dt} = A_c U_c (T_{w,tank2} - T_c) - \gamma \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] [L_c + c_{p,v} (T_a - T_c)], \quad (4.22)$$

$$\gamma = \begin{cases} 1, & \text{fase de dessorção} \\ 0, & \text{restantes fases} \end{cases}$$

onde o último termo no lado direito representa a componente de calor sensível e latente devida ao fluxo de vapor de adsorvato do adsorisor para o condensador, durante a fase de dessorção. m_c é a massa do condensador, c_c é o calor específico do material da parede do condensador e L_c é o calor latente de condensação da água. O coeficiente global de transferência de calor entre o condensador e a água do reservatório secundário, U_c , pode ser obtido pela seguinte equação:

$$A_c U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{i,c} A_{i,c}} + \frac{\ln(D_{o,c}/D_{i,c})}{2\pi l_c k_c} + \frac{1}{h_{o,c} A_{o,c}}} \quad (4.23)$$

onde $A_{i,c}$ e $A_{o,c}$ são as áreas da superfície interior e exterior da parede do tubo do condensador, $h_{i,c}$ e $h_{o,c}$ são os coeficientes de transferência de calor por convecção nas superfícies interna e externa do tubo do condensador, $D_{o,c}$ e $D_{i,c}$ são os diâmetros exterior e interior, l_c é o comprimento e k_c é a condutibilidade térmica da parede do tubo do condensador.

Chegou-se à conclusão, através de alguns estudos exploratórios, que as resistências térmicas relativas à película de condensação na sua superfície interna e à parede metálica do condensador [primeiro e segundo termos no denominador na Eq. (4.23), respetivamente] são muito pequenas em comparação com a resistência térmica na interface água-parede exterior [$1/(h_{o,c} A_{o,c})$]. Portanto, o coeficiente global de transferência de calor entre o condensador e a água no reservatório secundário pode ser aproximado como:

$$A_c U_c \cong h_{o,c} A_{o,c} \quad (4.24)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre a água e a superfície da parede exterior do condensador ($h_{o,c}$) pode ser obtido por:

$$h_{o,c} = \frac{\text{Nu}_D k_{w,\text{tank2}}}{D_{o,c}} \quad (4.25)$$

onde $k_{w,\text{tank2}}$ é a condutibilidade térmica da água no reservatório secundário à temperatura média de película, $(T_{w,\text{tank2}} + T_c)/2$, considerando-se o tubo de metal à temperatura de condensação.

Quando o condensador helicoidal tem menos de duas voltas ($N_{\text{turns},c} < 2$), considera-se que se comporta como um tubo horizontal. O número de Nusselt para convecção natural em cilindros horizontais pode ser estimado pela Eq. (4.5), tomando $D_{o,c}$ como dimensão característica. O número de Rayleigh correspondente [Eq. (4.6) com $D_{o,c}$] é calculado

entre as temperaturas $T_{w,tank2}$ e T_c , sendo as propriedades estimadas à temperatura média de película, $(T_{w,tank2}+T_c)/2$.

Por outro lado, para $2 \leq N_{turns,c} \leq 6$ as correlações para a transferência de calor por convecção natural em cilindros isotérmicos horizontais dispostos numa matriz vertical são [Corcione (2005)]:

$$\begin{aligned} Nu_{D_{o,c}n} &= Ra_{D_{o,c}}^{0.235} \left\{ 0.292 \ln \left[\left(p_c / D_{o,c} \right)^{0.4} N_{turns,c}^{-0.2} \right] + 0.447 \right\}, \\ p_c / D_{o,c} &\leq 10 - \log \left(Ra_{D_{o,c}} \right), \quad 5 \times 10^2 \leq Ra_{D_{o,c}} \leq 5 \times 10^5 \end{aligned} \quad (4.26)$$

ou

$$\begin{aligned} Nu_{D_{o,c}n} &= Ra_{D_{o,c}}^{0.235} \left\{ 0.277 \ln \left[\left(p_c / D_{o,c} \right)^{0.4} N_{turns,c}^{-0.2} \right] + 0.335 \right\}, \\ p_c / D_{o,c} &> 10 - \log \left(Ra_{D_{o,c}} \right), \quad 5 \times 10^2 \leq Ra_{D_{o,c}} \leq 5 \times 10^5 \end{aligned} \quad (4.27)$$

onde p_c e $N_{turns,c}$ são o passo e o número de voltas do tubo helicoidal do condensador, respetivamente.

A ocorrência de convecção forçada no reservatório de água secundário foi inicialmente considerada no modelo; porém, após alguns testes exploratórios, verificou-se que o seu efeito era desprezável, não sendo, portanto, incluída na versão final do modelo.

4.3.1.4. Evaporador

O evaporador (Figura 4.9) recebe e armazena o adsorvato líquido, nas fases de carga e de armazenamento, respetivamente. Na fase de descarga, o evaporador recebe energia do ambiente exterior, o que promove a vaporização do adsorvato, que flui para o adsorisor (adsorção).

A equação do balanço mássico no evaporador é idêntica à Eq. (4.13), e o balanço de energia pode ser representado através da seguinte equação (encontrando-se o desenvolvimento das equações no Anexo A):

$$\begin{aligned} (m_e c_e + m_{l,e} c_l) \frac{dT_e}{dt} = A_e U_e (T_{env} - T_e) - \\ - \varphi \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] [\psi L_e + (1 - \psi) c_l (T_c - T_e)], \end{aligned} \quad (4.28)$$

$$\varphi = \begin{cases} 0, & \text{fases isostéricas} \\ 1, & \text{restantes fases} \end{cases}, \quad \psi = \begin{cases} 0, & \text{fase de dessorção} \\ 1, & \text{fase de adsorção} \end{cases}$$

onde o primeiro termo no lado direito da equação representa a transferência de calor entre o evaporador e o ambiente exterior, e o segundo termo representa o calor latente devido ao fluxo de vapor de adsorvato do evaporador para o adsorção, durante a fase de adsorção, ou o calor sensível inerente à entrada do condensado proveniente do condensador, durante a fase de dessorção. m_e é a massa do evaporador, c_e é o calor específico do material da parede do evaporador, A_e é a área de superfície exterior do evaporador, U_e é o coeficiente global de transferência de calor entre o evaporador e o ar ambiente exterior, e L_e é o calor latente de vaporização.

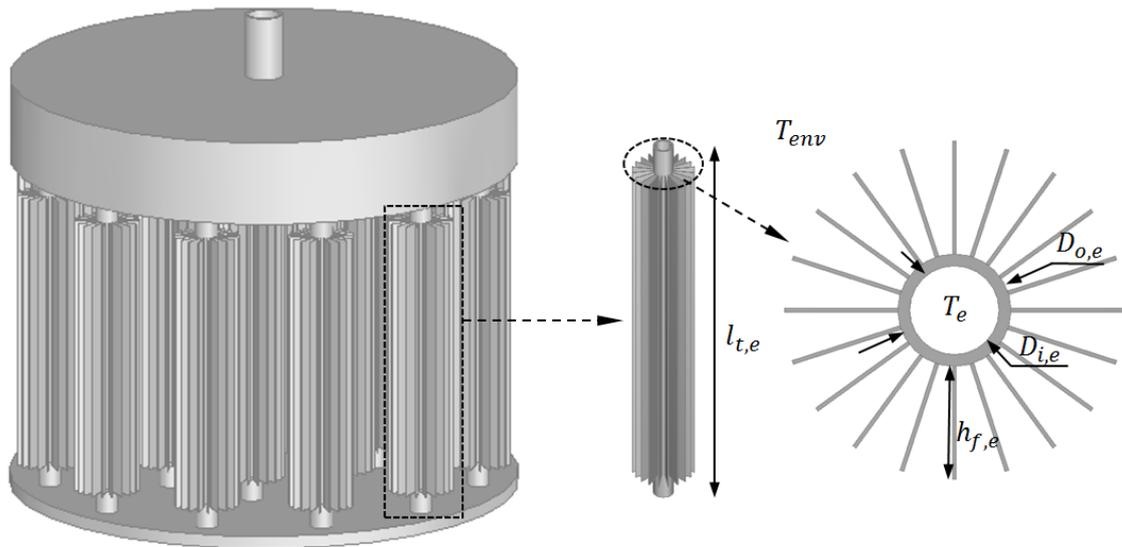


Figura 4.9 – Esquema do evaporador, e detalhe de um tubo do evaporador. T_e é a temperatura de vaporização e T_{env} a temperatura do ar ambiente exterior, e $l_{t,e}$, $h_{f,e}$, $D_{i,e}$ e $D_{o,e}$ são o comprimento do tubo, a altura das alhetas, o diâmetro interno e o diâmetro externo do evaporador, respetivamente.

Dado o funcionamento preconizado, o evaporador necessita de um volume que permita armazenar toda a água dessorvida. Por conseguinte, assume-se que o seu volume interno é capaz de acumular o líquido correspondente ao teor máximo teórico de água que a sílica-gel consegue adsorver (equivalente ao valor máximo teórico de água dessorvida, *i.e.*, com a sílica-gel completamente seca):

$$V_e = \frac{m_a X_{\max}}{\rho_w} \quad (4.29)$$

Consequentemente, o comprimento total de tubos do evaporador (l_e) irá depender do seu diâmetro interno ($D_{i,e}$) e do volume do evaporador:

$$l_e = \frac{4V_e}{\pi D_{i,e}^2} \quad (4.30)$$

O diâmetro exterior dos tubos ($D_{o,e}$) e a altura das suas alhetas ($h_{f,e}$) definem o número de tubos do evaporador ($N_{t,e}$) que é possível colocar na base do reservatório secundário (cuja área de secção é A_{cs}) (Figura 4.9). Assim, o comprimento de cada um dos tubos do evaporador é dado por:

$$l_{t,e} = \frac{l_e}{N_t} \quad (4.31)$$

No que diz respeito ao coeficiente global de transferência de calor entre o evaporador e o ar ambiente circundante (U_e), tal como no caso do condensador, também se verificou que a maior resistência térmica é relativa à interface superfície exterior-fluido (o ar ambiente, neste caso). A fina parede (metálica) do evaporador e o fenómeno de mudança de fase que ocorre no interior traduzem-se em resistências térmicas muito pequenas. Por esta razão, pode ser assumido que:

$$A_e U_e \cong h_{o,e} A_{o,e} \quad (4.32)$$

onde $A_{o,e}$ é a área total da superfície externa da parede do tubo (soma das áreas de superfície exterior de todos os tubos) e $h_{o,e}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície exterior da parede do evaporador e o ar ambiente circundante. Este coeficiente pode ser obtido como:

$$h_{o,e} = \frac{\text{Nu}_{l,e} k_{env}}{l_{t,e}} \quad (4.33)$$

onde o número de Nusselt de convecção natural em cilindros verticais pode ser estimado pela seguinte correlação [Lefevre e Ede (1956)] (desprezando os efeitos devidos à presença dos coletores superior e inferior do evaporador):

$$\text{Nu}_{l,e} = \frac{4}{3} \left[\frac{7\text{Ra}_{l,e} \text{Pr}}{5(20+21\text{Pr})} \right]^{1/4} + \frac{4(272+315\text{Pr})l_{t,e}}{35(64+63\text{Pr})D_{o,e}} \quad (4.34)$$

utilizando as propriedades do ar à temperatura média de película, $(T_{env}+T_e)/2$, e considerando a temperatura do tubo metálico igual à temperatura de vaporização. O número de Rayleigh é calculado através da Eq. (4.6), entre as temperaturas T_{env} e T_e , e considerando $l_{t,e}$ como a dimensão característica.

A adição de alhetas externas nos tubos do evaporador aumenta a área da superfície de contacto entre o metal e o ar circundante, permitindo aumentar o desempenho do evaporador. A influência da adição de um sistema de alhetas é quantificada através da condutância efetiva de contacto na Eq. (4.32), considerando a mesma área de superfície primária ($A_{o,e}$):

$$h_{o,e\text{eff}} = h_{o,e} E_{f,e} \quad (4.35)$$

onde $E_{f,e}$ representa a eficácia térmica global do sistema de alhetas do evaporador [Eq. (4.15), com os parâmetros adaptados para o evaporador].

De modo a que as Eqs. (4.35) e (4.15) adaptadas para o evaporador sejam válidas, $h_{o,e}$ deve representar o coeficiente de transferência de calor por convecção entre toda a superfície de transferência de calor (tubo e alhetas) e o ar ambiente. Isso é conseguido através da ponderação das áreas de superfície do tubo e das alhetas em $h_{o,e}$: a fração do tubo considera $h_{o,e}$ para o tubo vertical [Eq. (4.33)], e a fração das alhetas considera $h_{o,e}$ para placas verticais, que também é calculado pela Eq. (4.33), mas aplicando a seguinte correlação para o número de Nusselt [Çengel (2006)]:

$$\text{Nu}_{t,e} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \text{Ra}_{t,e}^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / \text{Pr})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.36)$$

Além do mais, o termo que representa a capacidade calorífica das alhetas do evaporador ($m_{f,e} c_{f,e}$) deve ser adicionado ao primeiro termo da Eq. (4.28), para ter em conta a acumulação de energia térmica no material das alhetas. A temperatura de alhetas é considerada igual à temperatura da parede dos tubos do evaporador (T_e) no cálculo da acumulação de energia nas alhetas. Assim, a equação do balanço de energia no evaporador, considerando o sistema de alhetas, é a seguinte:

$$\begin{aligned}
& \left(m_e c_e + m_{l,e} c_l + m_{f,e} c_{f,e} \right) \frac{dT_e}{dt} = A_e h_{o,e\text{eff}} (T_{\text{env}} - T_e) - \\
& -\varphi \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] \left[\psi L_e + (1-\psi) c_l (T_c - T_e) \right], \quad (4.37) \\
& \varphi = \begin{cases} 0, & \text{fases isostéricas} \\ 1, & \text{restantes fases} \end{cases}, \quad \psi = \begin{cases} 0, & \text{fase de dessorção} \\ 1, & \text{fase de adsorção} \end{cases}
\end{aligned}$$

4.3.2. Modelo numérico

A transferência de calor entre a água no reservatório de AQS e o adsorisor ocorre apenas no nodo no qual se localiza o adsorisor, de modo que a temperatura da água nesse nodo (T_w) é o *input* de temperatura para as equações de adsorção em cada intervalo de tempo. Usando esta temperatura, é estimada a transferência de calor devida à adsorção/dessorção de/para a água, a qual afecta directamente o valor de T_w , conduzindo assim a um processo de cálculo iterativo. Além disso, os coeficientes das equações do modelo necessitam de ser atualizados a cada novo intervalo de tempo, dependendo eles próprios de outras temperaturas para além de T_w (T_m , T_a , $T_{w,\text{tank2}}$, T_c e T_e). Isto resulta num sistema de equações não lineares e interdependentes, entre o módulo de adsorção e a água no reservatório, composto pelos balanços de energia e de massa dos nodos do reservatório principal [Eq. (4.2)], do tubo metálico do adsorisor [Eq. (4.16)], do adsorvente [Eqs. (4.13) e (4.17)], do reservatório secundário [Eq. (4.21)], do condensador [Eq. (4.22)] e do evaporador [Eq. (4.37)].

O modelo matemático foi incorporado num código MATLAB, a fim de resolver o conjunto de equações e simular o comportamento transiente do subsistema constituído pelo módulo de adsorção e pelo reservatório de água. A ferramenta *fsolve* do MATLAB é utilizada para resolver o sistema de equações, usando o algoritmo *trust-region-reflective* [Matlab (2014)]. Os termos transientes das Eqs. (4.2, 4.13, 4.16, 4.17, 4.21, 4.22, 4.37) são tratados no código MATLAB através do método de aproximação por diferenças finitas [$dT/dt \approx (T-T_0)/(t-t_0)$].

Em cada intervalo de tempo, são calculados os novos valores de temperatura da água em cada nodo do reservatório (T_w), da parede metálica do adsorisor (T_m), do adsorvente (T_a), da água no reservatório secundário ($T_{w,\text{tank2}}$), do condensador (T_c) e do evaporador

(T_e), de pressão no adsorção (P), no condensador (P_c) e no evaporador (P_e), e da concentração de adsorvato no adsorvente (X), com base nos valores do instante anterior. Ao nível do adsorvente, primeiramente é calculada a pressão através da Eq. (4.19) e comparada com os limites de pressão no sistema, dados pela pressão de condensação (P_c – limite superior) e pela pressão de vaporização (P_e – limite inferior). Depois, uma de quatro condições pode ocorrer, correspondendo a cada uma das fases do ciclo de adsorção representado na Figura 2.2b:

- Aquecimento isostérico – se o adsorvente se encontrar a receber calor ($T_m > T_a$) e se a pressão calculada (P) for menor do que P_c , o sistema encontra-se na fase de aquecimento isostérico; logo, é especificado que $X = X_0$ e $X_{eq} = X$;
- Dessorção – se o adsorvente se encontrar a receber calor ($T_m > T_a$) e se $P \geq P_c$, o sistema encontra-se na fase de dessorção, à pressão de condensação. Logo, é imposto que o valor de P iguale P_c , e X e X_{eq} são calculados através das Eqs. (4.20) e (4.18), respetivamente;
- Arrefecimento isostérico – se o adsorvente se encontrar a perder calor ($T_m < T_a$) e se a pressão calculada for superior a P_e , o sistema encontra-se na fase de arrefecimento isostérico, sendo especificado que $X = X_0$ e $X_{eq} = X$;
- Adsorção – se o adsorvente se encontrar a perder calor ($T_m < T_a$) e se $P \leq P_e$, o sistema encontra-se na fase de adsorção, à pressão de vaporização. Logo, é imposto que o valor de P iguale P_e , e X e X_{eq} são calculados através das Eqs. (4.20) e (4.18), respetivamente.

Uma vez identificada a fase do ciclo, os valores das diferentes temperaturas são obtidos através das equações dos balanços de massa e de energia dos diferentes componentes.

Os restantes componentes do sistema (*e.g.*, coletores solares, bomba de circulação, aquecedor de apoio) são modelados com os componentes TRNSYS predefinidos. Assim, em cada intervalo de tempo, o programa principal TRNSYS chama a ‘sub-rotina’ MATLAB incluída no componente ‘reservatório de AQS’, que calcula iterativamente os valores de temperatura com base nos valores de *input* no reservatório nesse instante.

O fluxograma do modelo MATLAB pode ser consultado no Anexo C.

4.3.2.1. *Convergência nas transições entre fases do ciclo*

Por vezes, durante o processo de simulação, as transições entre fases do ciclo de adsorção originam problemas no comportamento do algoritmo acima descrito. Nesses casos, o *solver* do MATLAB apresenta uma mensagem de erro (de falta de convergência), mas prossegue com os últimos valores que conseguiu calcular, ao se atingir os limites impostos de número de iterações e/ou de avaliações às equações, sendo então necessário encontrar uma forma de promover a convergência do processo e impedir que o cálculo prossiga com esses problemas.

Aumentando os limites impostos de número de iterações e/ou de avaliações às equações, ou aumentando as tolerâncias de convergência apenas se resolve o problema num número de casos limitado. Na maioria das situações, a simples alteração dos valores iniciais de temperatura para o *solver* (que são, por definição, os valores obtidos no instante anterior) resolve o problema. Esta alteração não compromete a conservação de energia no sistema, na medida em que apenas impõe um novo ‘ tiro de partida ’ para a solução iterativa do algoritmo, mantendo os valores das variáveis no instante anterior inalterados. Verificou-se que é apenas necessário atuar nos valores iniciais das temperaturas da parede metálica do adsorção ($T_{m, inicial} = T_{m,0}$) e do adsorvente ($T_{a, inicial} = T_{a,0}$), incrementando $\pm 1\%$ ao valor dessas temperaturas iniciais sempre que ocorre o problema de convergência (as temperaturas encontram-se na escala Celsius). Definiu-se que esse incremento é positivo, se a evolução de T_a , nos instantes anteriores ao problema for crescente, e negativo, se essa evolução for decrescente (apenas na fase de dessorção se definiu o contrário, ao se verificar que tal facilitava a convergência nesta fase). Assim, se ocorre um problema de convergência, o *solver* iterativo corre novamente, mas partindo de novas condições iniciais: $T_{a, inicial} = T_{a,0} \times 1.01$ e $T_{m, inicial} = T_{m,0} \times 1.01$, se T_a está em evolução crescente, ou $T_{a, inicial} = T_{a,0} \times 0.99$ e $T_{m, inicial} = T_{m,0} \times 0.99$, se a evolução precedente de T_a for decrescente. Se o problema subsistir, $T_{a,0}$ e $T_{m,0}$ serão incrementados novamente em 1%, e assim sucessivamente, até um limite máximo de incrementação que se definiu como 10%. Note-se que, embora um valor inicial de 10% (e.g., $T_{a, inicial} = T_{a,0} \times 1.10$) possa parecer exagerado, o valor final de T_a calculado não será necessariamente superior a $T_{a, inicial}$; trata-se apenas de um ‘ tiro de

partida' diferente, que poderá facilitar o cálculo iterativo do *solver* para encontrar uma solução que permita a convergência.

No entanto, a alteração do valor inicial de partida nem sempre resolve o problema da convergência. Outra parte dos problemas ocorre durante as transições de fase no ciclo de adsorção, especialmente quando acompanhada de uma inversão de temperatura ($T_m < T_a$ passa a $T_m > T_a$, ou vice-versa). Nestes casos, por vezes o *solver* não encontra uma solução, nem mantendo-se na fase anterior, nem ao prosseguir para a fase seguinte, mesmo alterando os valores iniciais de temperatura fornecidos para o cálculo iterativo. Este tipo de problema de convergência explica-se da seguinte forma, tomando como exemplo a passagem da fase de dessorção para a fase de arrefecimento (Figura 4.10): ao finalizar-se a fase de dessorção ocorre a diminuição de T_m e de T_a , verificando-se que T_m ainda é ligeiramente superior a T_a (a). No instante em que o valor de T_m se torna inferior a T_a , o processo avança para a fase de arrefecimento (b). No entanto, no início desta fase, devido à interrupção do processo de dessorção (que influenciava diretamente a temperatura do adsorvente), o valor de T_a calculado poderá tender novamente a ser inferior ao valor de T_m , retornando à fase de dessorção (c). Mas, nesta fase, a dessorção e a diminuição da temperatura da água (que influencia diretamente T_m) irão promover novamente a diminuição de T_m abaixo de T_a , retornando à fase de arrefecimento (d), e assim consecutivamente, tornando impossível definir a fase para a qual o processo deverá avançar. Casos semelhantes poderão ocorrer noutras mudanças de fase, especialmente quando se verifica o início ou o final de um processo de adsorção ou de dessorção.

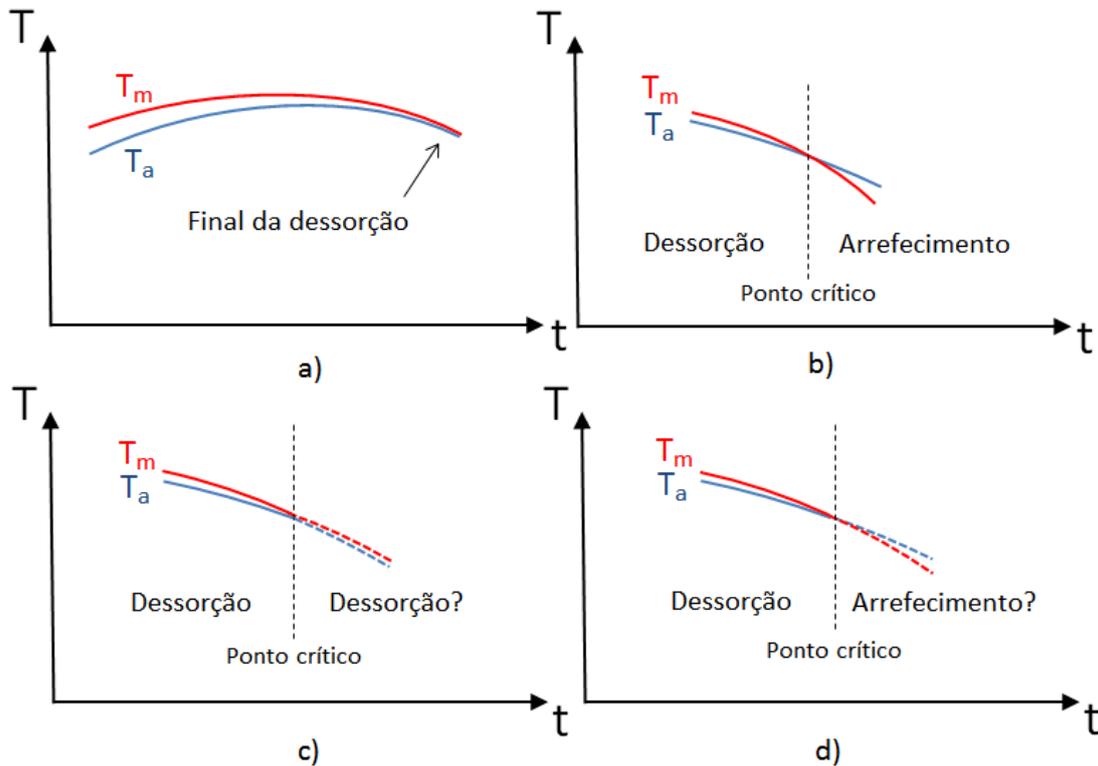


Figura 4.10 – Problema de convergência no final da fase de dessorção. a) Final da fase de dessorção; b) Passagem da fase de dessorção para a fase de arrefecimento; c) O processo tende a retornar à fase de dessorção; d) O processo tende a retornar à fase de arrefecimento.

A solução encontrada para esses casos foi forçar que o processo avance para outra fase, ou se mantenha na mesma, dependendo de certas condições:

- Se o processo se encontrava na fase de aquecimento no instante anterior (Figura 4.11) e $\dot{m}_{hx} > 0$ (caudal no circuito solar), é forçado a avançar para a fase de dessorção se $P_0 \geq 0.995 \times P_{c,0}$ e $T_{w,0} \geq 0.98 \times T_{sp,V1}$ (1). Nesta situação, ao ocorrer um *input* de energia no reservatório proveniente dos coletores solares ($\dot{m}_{hx} > 0$), há necessariamente um aumento da temperatura da água no reservatório, e, conseqüentemente, no adsorção (logo, o ciclo de adsorção tem forçosamente que se manter na fase de aquecimento ou avançar para a fase de dessorção). E como no instante anterior a pressão do sistema é igual ou superior a um limite ligeiramente inferior à pressão de condensação ($P_0 \geq 0.995 \times P_{c,0}$) e a temperatura da água no topo do reservatório é igual ou superior a um limite ligeiramente inferior à temperatura de *setpoint* da válvula V1 ($T_{w,0} \geq 0.98 \times T_{sp,V1}$), presume-se que se está no final da fase de aquecimento antes da transição para a dessorção, forçando-se então o processo a avançar para esta fase. Caso contrário, se uma

destas condições (de pressão ou temperatura) não for cumprida, o processo mantém-se na fase de aquecimento.

Se, por outro lado, $\dot{m}_{hx} = 0$, o processo é forçado a avançar para a fase de adsorção se $P_0 \leq 1.005 \times P_{e,0}$ (ou $P \leq P_e$) e $T_{w,0} < 1.02 \times T_{sp,V3}$ (2). Neste caso, como não há um *input* de energia no reservatório ($\dot{m}_{hx} = 0$), assume-se que a temperatura da água (e do adsorção) vai diminuir (logo, o ciclo de adsorção tem forçosamente que avançar para a fase de arrefecimento ou de adsorção). E se no instante anterior a pressão do sistema for igual ou inferior a um limite ligeiramente superior à pressão de vaporização (ou a pressão calculada no instante atual for menor ou igual do que a pressão de vaporização) ($P_0 \leq 1.005 \times P_{e,0}$ ou $P \leq P_e$) e a temperatura da água no nodo superior do reservatório for inferior a um limite ligeiramente superior à temperatura de *setpoint* da válvula V3 ($T_{w,0} < 1.02 \times T_{sp,V3}$), ao se verificar o arrefecimento no adsorção presume-se que o processo irá avançar para a fase de adsorção. Caso contrário, se uma destas condições (de pressão ou temperatura) não for cumprida, o processo prossegue para a fase de arrefecimento (3).

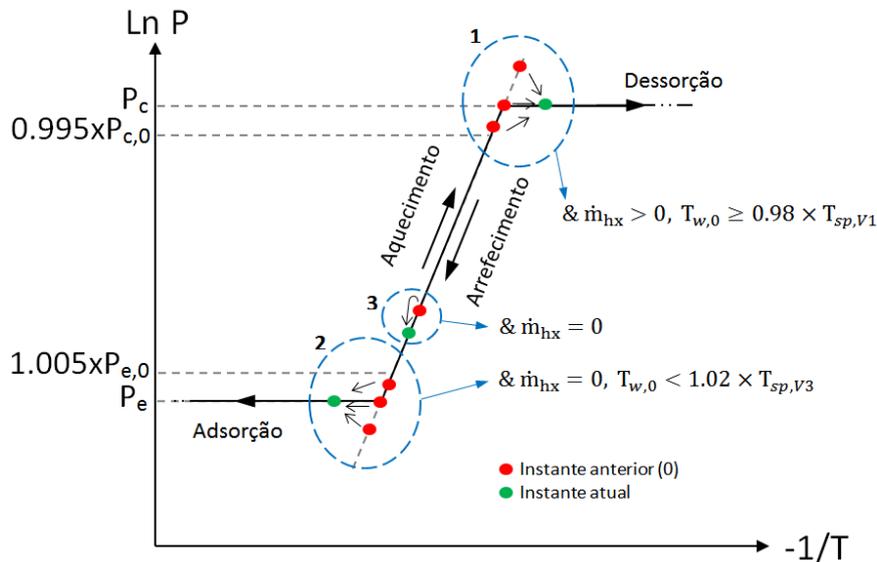


Figura 4.11 – Soluções para o problema de convergência na fase de aquecimento.

- Se o processo se encontrava na fase de arrefecimento no instante anterior (Figura 4.12) e $\dot{m}_{hx} = 0$, é forçado a avançar para a fase de adsorção se $P_0 \leq 1.005 \times P_{e,0}$ (ou $P \leq P_e$) e $T_{w,0} < 1.02 \times T_{sp,V3}$ (1). Nesta situação, em que não há um *input* de

energia no reservatório, e em que no instante anterior a pressão do sistema é igual ou inferior a um limite ligeiramente superior à pressão de vaporização (ou a pressão calculada no instante atual é menor ou igual à pressão de vaporização) e a temperatura da água no nodo superior do reservatório é inferior a um limite ligeiramente superior à temperatura de *setpoint* da válvula V3, presume-se que se está no final da fase de arrefecimento antes da transição para a adsorção, forçando-se então o processo a avançar para esta fase. Caso contrário, se uma destas condições (pressão ou temperatura) não for cumprida, mantém-se na fase de arrefecimento.

Se, por outro lado, $\dot{m}_{hx} > 0$, o processo é forçado a avançar para a fase de dessorção se $P_0 \geq 0.995 \times P_{c,0}$ (ou se $P \geq P_c$) e $T_{w,0} \geq 0.98 \times T_{sp,V1}$ (2). Neste caso, em que no instante anterior a pressão do sistema é igual ou superior a um limite ligeiramente inferior à pressão de condensação (ou a pressão calculada no instante atual é superior ou igual à pressão de condensação) e a temperatura da água no nodo superior do reservatório é igual ou superior a um limite ligeiramente inferior à temperatura de *setpoint* da válvula V1, como se verifica um aumento de temperatura no adsorção (promovido pelo *input* de energia proveniente do circuito solar), presume-se que o processo quer avançar para a fase de dessorção. Caso contrário, se uma destas condições (pressão ou temperatura) não for cumprida, o processo prossegue para a fase de aquecimento (3).

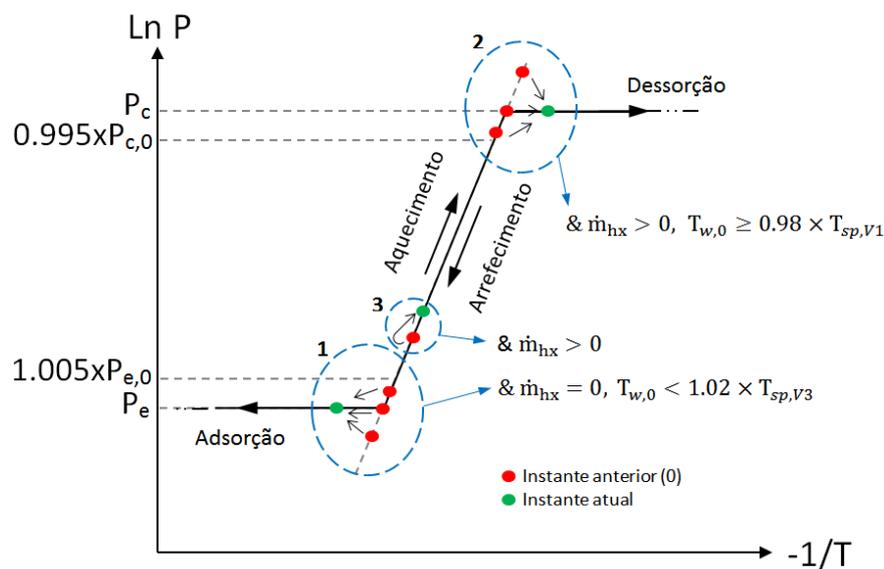


Figura 4.12 – Soluções para o problema de convergência na fase de arrefecimento.

- Se o processo se encontrava na fase de dessorção no instante anterior e se se continua a verificar que $P \geq P_c$ ou se $\dot{m}_{hx} > 0$, este é forçado a manter-se na fase de dessorção, ou porque a pressão calculada para as condições atuais continua acima da pressão de condensação, ou porque o *input* de energia proveniente do circuito solar impede o arrefecimento (o processo não pode avançar diretamente da fase de dessorção para a fase de aquecimento, pois seria necessário ocorrer primeiro a diminuição da pressão do sistema abaixo da pressão de condensação e a respetiva diminuição de T_a – fase de arrefecimento).

Por outro lado, se $P < P_c$ e $\dot{m}_{hx} = 0$, o processo é forçado a avançar para a fase de adsorção se $P_0 \leq 1.005 \times P_{e,0}$ (ou $P \leq P_e$) e $T_{w,0} < 1.02 \times T_{sp,V3}$ (Figura 4.13a). Nestas circunstâncias, em que no instante anterior a pressão do sistema é igual ou inferior a um limite ligeiramente superior à pressão de vaporização (ou a pressão calculada no instante atual é menor ou igual à pressão de vaporização) e a temperatura da água no topo do reservatório é inferior a um limite ligeiramente superior à temperatura de *setpoint* da válvula V3, presume-se que o processo irá avançar para a fase de adsorção. Caso contrário, se uma das condições de pressão ou temperatura não for cumprida, o processo prossegue para a fase de arrefecimento (Figura 4.13b).

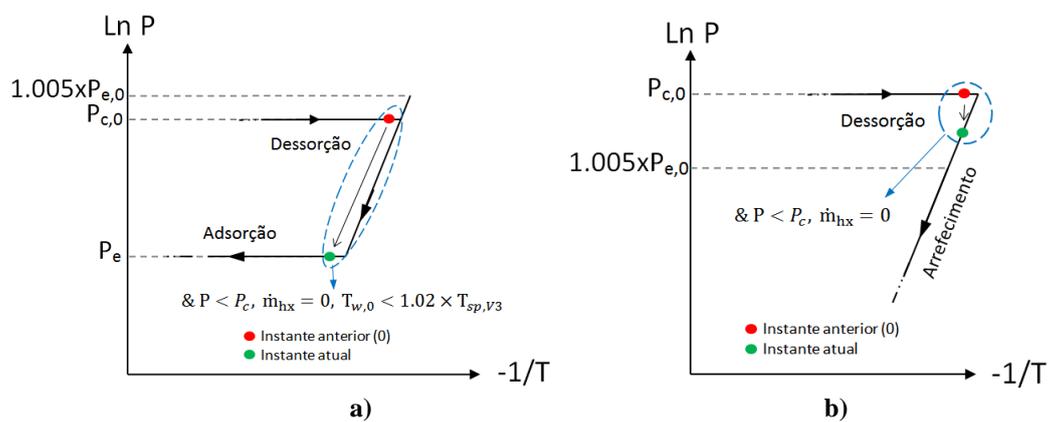


Figura 4.13 – Soluções para o problema de convergência na fase de dessorção: a) avanço para a fase de adsorção; b) avanço para a fase de arrefecimento.

- Por fim, se o processo se encontrava na fase de adsorção no instante anterior e se se continua a verificar que $P \leq P_e$ ou $\dot{m}_{hx} = 0$, este é forçado a manter-se na fase de adsorção, porque a pressão calculada para as condições atuais continua abaixo da

pressão de vaporização, ou porque não há aumento da temperatura da água do reservatório (não há *input* de energia proveniente do circuito solar), não podendo assim transitar para a fase de aquecimento ou dessorção.

Caso contrário, o processo é forçado a avançar para a fase de dessorção se $P_0 \geq 0.995 \times P_{c,0}$ (ou se $P \geq P_c$) e $T_{w,0} \geq 0.98 \times T_{sp,V1}$ (Figura 4.14a). Nesta situação, em que no instante anterior a pressão do sistema é igual ou superior a um limite ligeiramente inferior à pressão de condensação (ou a pressão calculada no instante atual é superior ou igual à pressão de condensação) e a temperatura da água no nodo superior do reservatório é igual ou superior a um limite ligeiramente inferior à temperatura de *setpoint* da válvula V1, presume-se que o processo irá avançar para a fase de dessorção. Se tal não for o caso, avançará para a fase de aquecimento (Figura 4.14b).

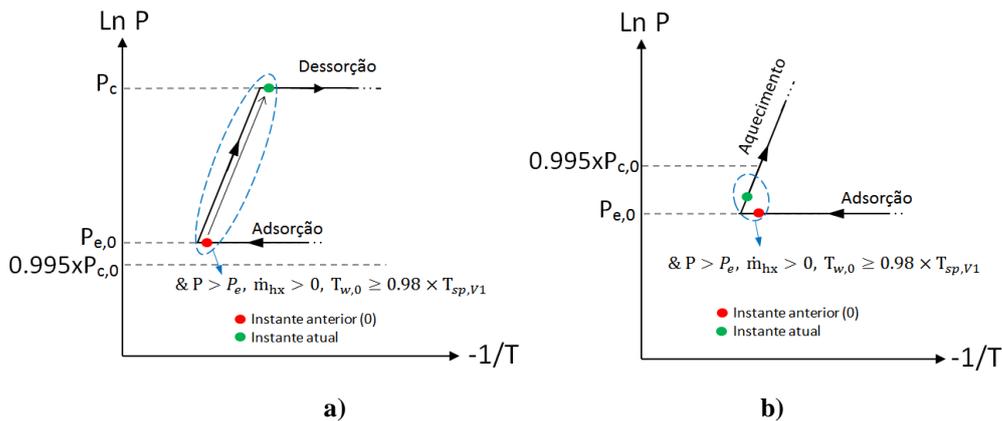


Figura 4.14 – Soluções para o problema de convergência na fase de adsorção: a) avanço para a fase de dessorção; b) avanço para a fase de aquecimento.

No entanto, esta solução poderá não ser suficiente para garantir a convergência. Assim, esta metodologia de imposição da fase é também acompanhada pelo incremento de $\pm 1\%$ ao valor das temperaturas iniciais $T_{m,0}$ e $T_{a,0}$ (segundo o método atrás referido), enquanto não for atingida a convergência do processo, e até um limite máximo de incrementação de 7% (verificou-se que não é agora necessário ir até aos 10%, tal como visto anteriormente). Ultrapassado este limite, e não se verificando a convergência do processo de cálculo, impõe-se, como último recurso, a solução anterior (imposição de fase acompanhada pelo incremento de $\pm 1\%$ ao valor das temperaturas iniciais), mas considerando que ocorre obrigatoriamente a inversão de temperatura ($T_m < T_a$ passa a

$T_m > T_a$, ou vice-versa). Esta solução será necessária em casos de difícil convergência e onde ocorra a inversão de temperatura (não alcançada com as condições impostas anteriormente). Assim, para este caso limite, tem-se:

- Se o processo se encontrava na fase de aquecimento ou de dessorção no instante anterior, é forçado a avançar para a fase de adsorção se $P_0 \leq 1.005 \times P_{e,0}$ (ou $P \leq P_e$) e $T_{w,0} < 1.02 \times T_{sp,V3}$, ou para a fase de arrefecimento, caso contrário;
- E se o processo se encontrava na fase de arrefecimento ou de adsorção no instante anterior, é forçado a avançar para a fase de dessorção se $P_0 \geq 0.995 \times P_{c,0}$ (ou se $P \geq P_c$) e $T_{w,0} \geq 0.98 \times T_{sp,V1}$, ou para a fase de aquecimento, caso contrário.

A única desvantagem desta metodologia é o prolongamento do processo de cálculo (repetição da execução do *solver*), o que implica maiores tempos de simulação. No entanto, tratando-se o *solver* do MATLAB de um código predefinido e de fácil aplicação, a solução encontrada apresenta-se como a mais eficiente, além de que garante o processo de convergência em qualquer uma das fases do ciclo de adsorção. Também é importante reforçar que apenas está em causa a alteração do ‘tiro de partida’, que em nada interfere com o assegurar da verificação dos princípios de conservação de energia.

4.3.2.2. Discretização temporal

Modelo LDF

Numa primeira fase, realizou-se um conjunto de testes para perceber até que ponto é possível aplicar uma aproximação de diferenças finitas à equação do modelo LDF [Eq. (2.7)] para calcular diretamente o valor de X [Eq. (4.20)].

Considerou-se a aproximação de diferenças finitas para um intervalo de tempo muito pequeno ($\Delta t = 1$ s) como base de comparação. Desta forma, procedeu-se a um conjunto de testes para avaliar o comportamento do adsorção (*outputs* de T_a e X) para diferentes valores de Δt : 10 s, 60 s, 150 s, 300 s, 600 s e 1800 s. Para tal, variou-se o valor da temperatura da água que rodeia o adsorção, ao longo de aproximadamente 40 horas, para um mínimo de 35 °C e um máximo de 80 °C, o que permitiu realizar as quatro fases do ciclo de adsorção duas vezes. Como neste estudo apenas interessa o comportamento do

adsorção, considerou-se apenas este componente e que o condensador e o evaporador se comportam de forma ideal, definindo $T_c = 30 \text{ °C}$ e $T_e = 20 \text{ °C}$. O adsorção de formato tubular tem um comprimento de 0.5 m e um diâmetro de 0.2 m, e encontra-se preenchido com 8.4 kg de sílica-gel.

Na Tabela 4.3 apresentam-se os resultados médios da variação de T_a e de X para diferentes valores de Δt . Como é possível verificar, maiores intervalos de tempo traduzem-se em maiores diferenças, tal como seria de esperar. No entanto, para um valor de $\Delta t = 600 \text{ s}$, que é já um intervalo significativo, a média da variação de T_a é inferior a 1% e a de X é de apenas 1.08%. Além disso, verifica-se que a média da variação de T_a e de X aumenta de forma linear com o aumento de Δt , o que permite prever o valor da variação para cada intervalo de tempo. É, assim, possível concluir que aplicando a aproximação de diferenças finitas ao modelo LDF não haverá desvios significativos em relação aos valores de base, usando valores de $\Delta t \leq 1200 \text{ s}$. Para valores de Δt superiores, a média da variação de X aumenta e afasta-se dos 2%, o que não é desejável. Além disso, um Δt de 1200 segundos é mais do que suficiente para as simulações anuais que se pretendem realizar no âmbito deste trabalho, pelo que é seguro realizar esta aproximação para o cálculo do valor de X [Eq. (4.20)] quando se utiliza o modelo LDF.

Tabela 4.3 – Média da variação (em percentagem) de T_a e X com o intervalo de tempo em relação aos resultados obtidos com $\Delta t = 1 \text{ s}$.

Δt (s)	ΔT_a	ΔX
10	0.01%	0.02%
60	0.05%	0.11%
150	0.14%	0.27%
300	0.27%	0.54%
600	0.55%	1.08%
1800	1.65%	3.23%

Simulação anual

Para a seleção do intervalo de tempo de simulação anual realizou-se um conjunto de testes de forma a avaliar o comportamento do sistema para diferentes valores de Δt (5 min, 10 min e 15 min) em comparação com $\Delta t = 1 \text{ min}$ (caso de base). No âmbito deste

estudo, definiu-se um sistema com as características apresentadas na Tabela 4.4 e simulou-se o seu comportamento para o mês de Janeiro (744 h). Os resultados apresentam-se na Tabela 4.5, onde se apresenta a duração de cada simulação (t_{simul}) e a média da variação das principais variáveis em relação ao caso de base: temperatura da água no nodo superior do reservatório (T_w), temperatura do adsorvente (T_a), concentração de água na sílica-gel (X), e energia total fornecida pelo aquecedor auxiliar para aquecer a água nos períodos de consumo (Q_{apoio}).

Tabela 4.4 – Parâmetros usados no modelo do sistema.

Símbolo	Valor	Unidade
c_a	921	J/(kg·K)
c_c, c_e, c_f, c_m	388	J/(kg·K)
$D_{o,ads}$	0.15	m
$D_{o,c}$	17.15	mm
$D_{o,e}$	25.4	mm
e_f	2	mm
L_{ads}	2	m
L_c	5	m
$L_{t,e}$	0.607	m
m_a	16	kg
N_f	20	-
$N_{t,e}$	34	-
$T_{sp,apoio}$	45	°C
V_{tank1}	250	L
V_{tank2}	62.5	L
ε	0.509	-
ρ_a	2060	kg/m ³
$\rho_c, \rho_e, \rho_f, \rho_m$	8940	kg/m ³

Tabela 4.5 – Tempo de simulação e média da variação (em percentagem) dos principais resultados em relação aos resultados obtidos com $\Delta t = 1$ min, para valores de Δt distintos.

Δt [min]	t_{simul} [s]	ΔT_w	ΔT_a	ΔX	ΔQ_{apoio}
1	1637	-	-	-	-
5	580	0.50%	0.59%	1.22%	0.86%
10	288	0.80%	1.00%	2.01%	1.85%
15	315	1.18%	1.42%	3.13%	2.84%

Inicialmente, verifica-se que o tempo de simulação tende a diminuir com o aumento de Δt , o que seria expectável. No entanto, para $\Delta t = 15$ min, t_{simul} aumenta. Isto deve-se ao facto de o intervalo de tempo em causa ser demasiado grande, o que promove mais problemas de convergência na simulação (as transições de fase do ciclo de adsorção vão ocorrer com maiores saltos de pressão e de temperatura, o que dificulta o cálculo), demorando o programa mais tempo para os resolver. Relativamente à média da variação dos principais resultados em relação ao caso de base, verifica-se que esta tende a aumentar com o aumento do Δt , sendo aceitáveis valores de $\Delta t \leq 10$ min, pois traduzem-se apenas em pequenas variações (até 2%).

No final, a escolha do intervalo de tempo para a simulação anual recaiu sobre um valor de 5 min, para garantir o equilíbrio entre a fiabilidade dos resultados e do tempo de simulação.

4.4. Validação do modelo do adsorsor

Não se encontrou na literatura um conjunto satisfatório de dados experimentais que descrevessem o funcionamento de um sistema de adsorção similar. Assim, foi efetuada uma ‘validação parcial’ do modelo do adsorsor com base nos resultados de um frigorífico solar que funciona pelo processo de adsorção, com o mesmo par de trabalho [Brites (2013)]. Em Brites (2013), foi implementado num código FORTRAN um modelo detalhado bidimensional de um adsorsor, para simular o funcionamento de um sistema de arrefecimento solar por adsorção, com o par sílica-gel/água. Esse modelo foi validado com um conjunto de resultados experimentais, e é utilizado aqui para fins de validação (ainda que, como referido anteriormente, apenas parcial).

As principais diferenças entre os modelos são a geometria do adsorsor [volume de sílica-gel de formato tubular no interior de um tubo metálico vs. camada de sílica-gel no interior de um coletor solar plano (Figura 4.15)], o tipo de modelo (modelo de capacitância global vs. modelo 2D de transferência de calor) e o fluido de transferência de calor que interage com o adsorsor (água vs. ar ambiente). Para ter em conta o efeito do sistema de alhetas verticais de alumínio presentes no interior do adsorsor plano do frigorífico solar nesta comparação, foi considerado no modelo de capacitância global

um conjunto de alhetas anelares de alumínio no interior do tubo metálico, em igual número e com a mesma espessura (Figura 4.16). Os parâmetros usados em Brites (2013) e aplicados no modelo de capacitância global encontram-se na Tabela 4.6.

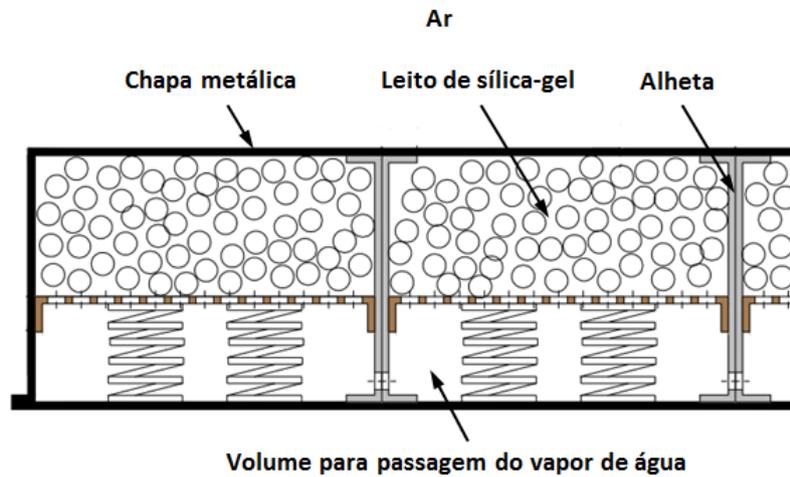


Figura 4.15 – Esquema do adsorvedor usado no frigorífico solar de Brites (2013) [adaptado de Brites (2013)].

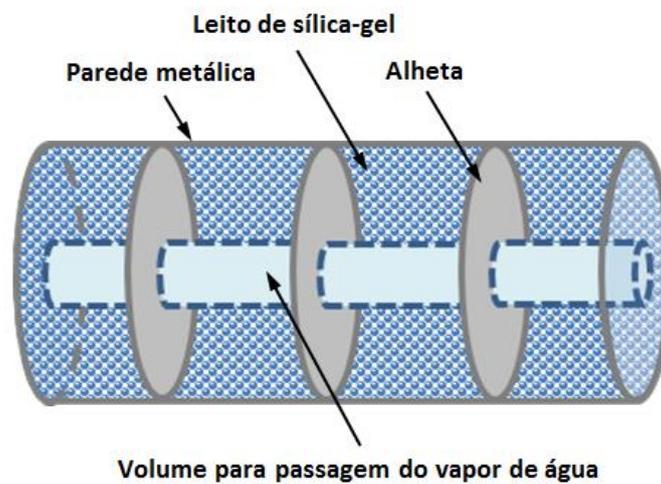


Figura 4.16 – Esquema do adsorvedor tubular internamente alhetado utilizado para fins de validação.

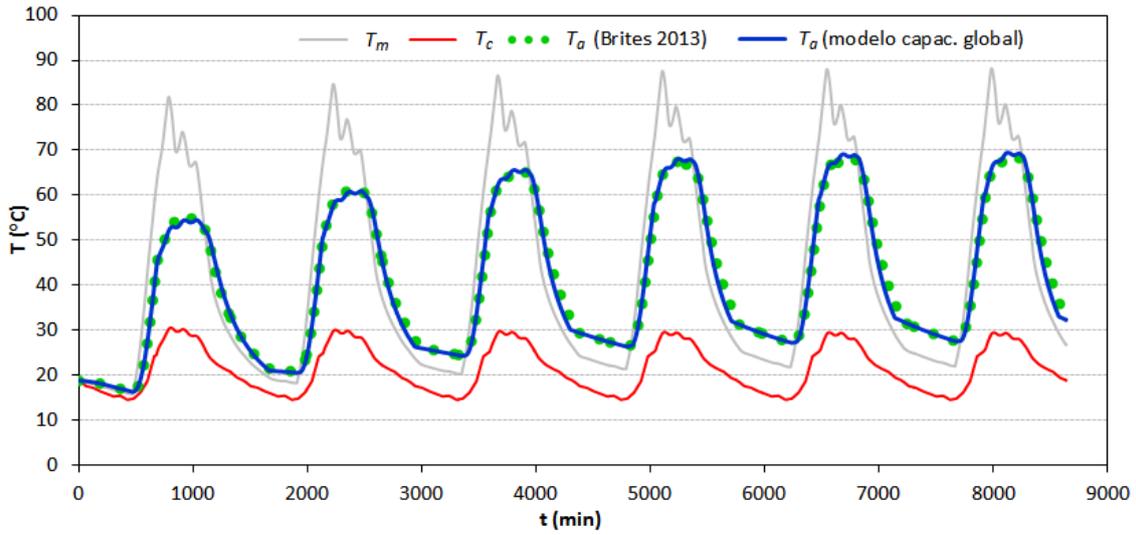
Tabela 4.6 – Parâmetros usados no modelo do adsorisor para comparação com os resultados de Brites (2013).

Símbolo	Valor	Unidade
A_i	1	m^2
c_a	921	J/(kg·K)
c_f	892.1	J/(kg·K)
c_m	485.1	J/(kg·K)
e_a	40	mm
e_f	4	mm
E_f	1.44	-
h_c	6.67	W/($m^2 \cdot K$)
k_f	180.91	W/(m·K)
m_a	30	kg
N_f	10	-
P_e	503	Pa
ΔH_{ads}	2710	kJ/kg
Δt	60	s
ε	0.441	-
ρ_a	1306	kg/ m^3
ρ_f	2770	kg/ m^3
ρ_m	7900	kg/ m^3

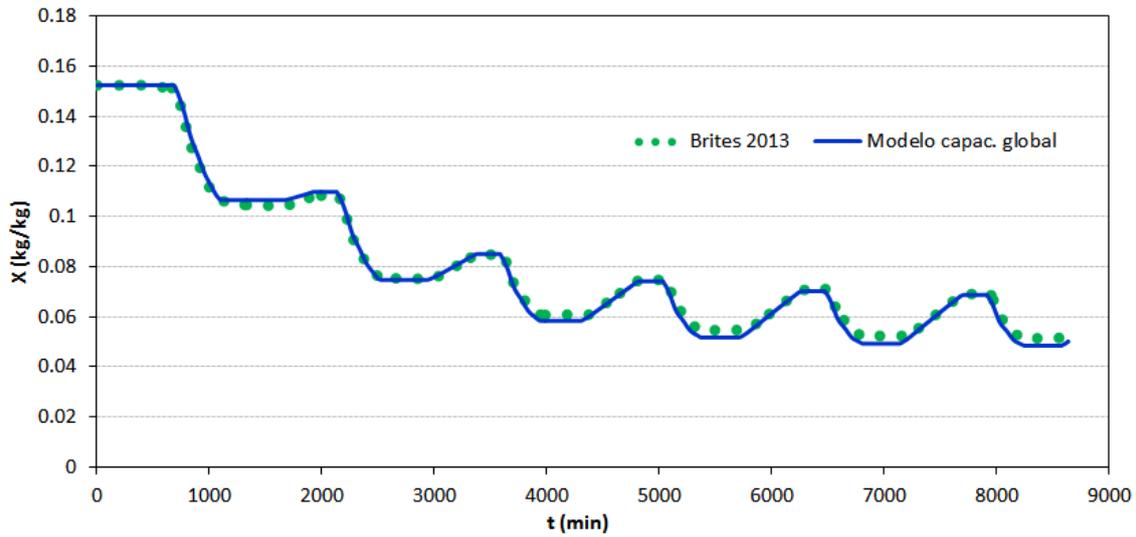
Os valores de temperatura na chapa metálica do coletor solar (que cobre o leito de adsorvente no frigorífico solar) foram aqui usados como *input* do modelo de capacitância global, simulando a temperatura da parede metálica do adsorisor (T_m na Figura 4.17). Conseqüentemente, o termo de transferência de calor por convecção com a água foi omitido na Eq. (4.16). Além disso, o modelo de Brites (2013) considera uma temperatura de condensação variável (T_c na Figura 4.17) e uma temperatura de vaporização constante. Assim, para efeitos comparativos, foram considerados os mesmos perfis de temperatura no modelo de capacitância global. Além disso, consideraram-se os valores médios de T_a e de X no leito de adsorvente do frigorífico solar para a comparação.

Os resultados obtidos utilizando o modelo do adsorisor apresentado neste trabalho são muito semelhantes aos obtidos em Brites (2013), como se pode verificar na Figura 4.17. A diferença média de temperatura é de apenas 1.8% e da concentração de adsorvato de

apenas 2.2%. As ligeiras diferenças de T_a e X entre os dois modelos são resultado também das diferentes geometrias do adsorutor e dos diferentes modelos físicos. A comparação dos resultados sugere que o modelo de capacitância global desenvolvido para este trabalho se pode considerar válido e fidedigno, uma vez que não ocorrem desvios significativos nos valores obtidos com um modelo espacialmente mais refinado. Isto é válido para leitos de adsorvente cujo valor da espessura não se afaste demasiado do valor que aqui se utiliza como base (40 mm), pois espessuras radicalmente diferentes podem eventualmente traduzir-se em leitos onde as resistências à transferência de calor e de massa sejam bastante díspares, sendo que isso não é tido em conta pelo modelo de capacitância global. No entanto, reconhece-se que, para que a validação do modelo aqui apresentado seja totalmente fidedigna, será necessária a comparação com os resultados experimentais de um sistema similar, em todos os aspectos.



a)



b)

Figura 4.17 – Comparação entre os resultados obtidos com o modelo 2D do frigorífico solar em Brites (2013) e os resultados obtidos com o modelo do adsorisor apresentado neste trabalho: a) Temperaturas médias do adsorvente, T_c representando a evolução da temperatura de condensação comum aos dois modelos, e T_m a temperatura da parede metálica do tubo do adsorisor [equivalente à temperatura da chapa metálica do coletor solar em Brites (2013)]; b) Concentração média de água adsorvida na sílica-gel.

4.5. Indicador global do desempenho do sistema

O desempenho global do sistema é estimado através da poupança no consumo de energia no aquecedor de água (apoio a jusante do sistema) em relação ao aquecedor de água do sistema convencional equivalente (sem módulo de adsorção). Assim, a poupança de energia (Q_{saving}) é obtida pela diferença entre o consumo de energia no aquecedor de apoio do sistema de armazenamento térmico convencional ($Q_{apoio,conv}$) e no aquecedor de apoio do sistema de armazenamento térmico com módulo de adsorção ($Q_{apoio,ads}$):

$$Q_{saving} = Q_{apoio,conv} - Q_{apoio,ads} \quad (4.38)$$

onde

$$Q_{apoio,conv/ads,t} = \int_0^t \dot{m}_w c_w \max \left[0, (T_{sp,apoio} - T_w) \right] dt \quad (4.39)$$

em que t se refere ao instante final do período de tempo em análise.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Estudo paramétrico do adsorisor

Numa primeira fase anterior à simulação total do sistema realizou-se um estudo paramétrico com o objetivo de avaliar apenas o funcionamento do elemento adsorisor sob diferentes configurações, permitindo, desta forma, ganhar alguma sensibilidade acerca do seu comportamento. Para tal, considerou-se que o condensador e o evaporador se comportam de forma ideal, sendo definidos por temperaturas de condensação e vaporização constantes, respetivamente. O desempenho do adsorisor é avaliado pela energia transferida pelo adsorisor para a água durante o período de tempo que se considerou para esta análise (9 dias):

$$Q_{out} = \int_0^{9 \text{ dias}} A_o h_o \max[0, (T_m - T_w)] dt \quad (5.1)$$

Considerou-se ainda o perfil de temperatura da água que rodeia o adsorisor apresentado na Figura 5.1, obtido da simulação em TRNSYS de um reservatório de armazenamento de água quente de 300 L, alimentado por um coletor solar plano de 5 m², localizado em Coimbra (40.20° N, 8.44° W), para um período de 9 dias em Janeiro, com um perfil de consumo típico de uma moradia familiar média. Desta forma, é possível calcular a transferência de calor do adsorisor de e para a água, embora sem afectar a temperatura da água. Apesar de ser um perfil idealizado, permite, por um lado, impor um perfil idêntico de temperatura da água em todos os testes, resultando numa base de comparação semelhante ao longo do estudo paramétrico, e, por outro lado, facilita a simulação, na medida em que apenas o componente adsorisor necessita de ser simulado. Além disso, neste estudo, apenas se pretende compreender o comportamento do adsorisor em diferentes configurações, servindo de orientação ao estudo subsequente ao sistema completo. Assim, não é ainda necessário avaliar o seu desempenho na interação com um reservatório de AQS, com a inerente variação da temperatura da água imposta pelas trocas térmicas com o adsorisor. Os valores dos restantes parâmetros apresentam-se na Tabela 5.1.

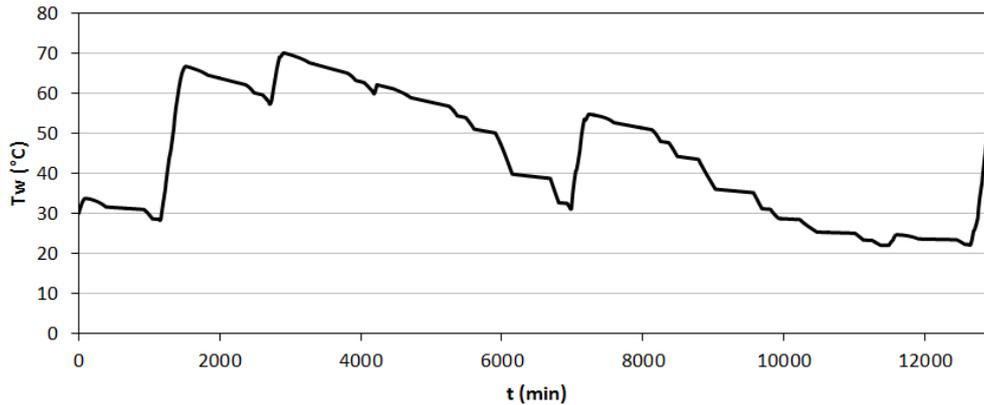


Figura 5.1 – Perfil de temperatura da água considerado no estudo paramétrico do adsorisor.

Tabela 5.1 – Parâmetros usados nos testes paramétricos do adsorisor [Çengel (2006)].

Símbolo	Valor	Unidade
c_a	921	J/(kg·K)
c_m	429.2	J/(kg·K)
e_m	2	mm
h_c	36	W/(m ² ·K)
T_c	20	°C
T_e	5	°C
ΔH_{ads}	2710	kJ/kg
Δt	60	s
ε	0.646	-
ρ_a	2060	kg/m ³
ρ_m	8800	kg/m ³

5.1.1. Configuração

O adsorisor consiste num tubo metálico contendo o adsorvente no seu interior, com um espaço oco na zona central. Neste trabalho é estudado a influência da variação das suas dimensões, bem como o efeito da adição de sistemas internos e externos de alhetas e a influência da variação dos parâmetros que as caracterizam. Em sistemas de adsorção fechados, especialmente em sistemas que envolvem a água como fluido de transferência térmica, a condução entre o adsorvente e a parede que o contém é o mecanismo de transferência de calor mais limitante, devido à significativa resistência térmica de contacto. Assim, há a necessidade de utilizar superfícies estendidas (*e.g.*, sistemas de alhetas) para aumentar as áreas de transferência. Esta solução é adequada desde que se

garanta um elevado coeficiente global de transferência de calor e que as superfícies estendidas não provoquem a dilatação ou a contração do material adsorvente, o que poderia alterar significativamente este coeficiente [Yu *et al.* (2013)].

O adsorisor encontra-se disposto horizontalmente, imerso num reservatório de água quente (à altura do nodo superior deste, no modelo TRNSYS), o que limita as suas dimensões e geometria. Assim, um adsorisor cujo comprimento seja maior que o espaço disponível para a sua colocação teria necessariamente que ser dividido em vários módulos, de forma a caber no espaço inerente ao nodo do reservatório, sem alterar o seu formato. Contudo, tratando-se aqui de um estudo teórico, esta limitação não é considerada, modelando-se apenas um único tubo/módulo, considerando então que o efeito de um adsorisor eventualmente constituído por n módulos de comprimento l é igual ao de um único módulo de comprimento $n \times l$. Além disso, o facto de o nodo de temperatura em questão ser o mesmo em ambos os casos facilita essa simplificação, na medida em que as condições a que os n módulos estariam sujeitos seriam idênticas às do adsorisor de módulo único. Assim, a única restrição geométrica neste estudo corresponde ao volume exterior do adsorisor, que tem que ser inferior ao volume do nodo do reservatório onde se encontra imerso (embora, nesta secção, onde se estuda unicamente o adsorisor, isso ainda não seja limitativo).

Nesta fase, considera-se um bronze comercial (90% cobre, 10% alumínio) para o material do tubo metálico do adsorisor (Tabela 5.1). Note-se ainda que, no modelo desenvolvido, a influência da condutibilidade térmica do metal apenas tem reflexo na estimativa do desempenho térmico das superfícies alhetadas, uma vez que se considera que o tubo metálico do adsorisor apresenta uma temperatura uniforme em cada instante – parede muito fina, com resistência térmica e capacidade calorífica consideradas desprezáveis.

5.1.2. Dimensão do adsorisor

Na Figura 5.2 está representada a influência da área de superfície de contacto entre a parede metálica e o adsorvente (A_i) no *output* de energia do adsorisor para a água (Q_{out}), ao considerar uma massa fixa de adsorvente ($m_a = 8$ kg). Na mesma figura representa-se

ainda a influência da massa de adsorvente, considerando uma área fixa de superfície de contacto ($A_i = 0.46 \text{ m}^2$). Observa-se que o aumento de A_i em 25%, 50%, 75% e 100%, partindo de 0.46 m^2 , resulta num aumento de 4%, 8%, 12% e 14% na transferência de calor do adsorisor para a água, respetivamente. Ou seja, a duplicação da área de superfície de contacto entre o metal e o adsorvente traduz-se num aumento de 14% no *output* do adsorisor. Por outro lado, no que se refere à variação de massa de adsorvente, embora o diâmetro e o comprimento do adsorisor se mantenham constantes (A_i constante), verifica-se um aumento praticamente linear de Q_{out} com o aumento de m_a : o aumento da massa em 12.5%, 25%, 37.5% e 50%, partindo de 8 kg, resulta num aumento de Q_{out} de 10%, 20%, 29% e 39%, respetivamente, o que realça a importância de m_a em relação a A_i ; uma pequena variação da massa de adsorvente implica melhores resultados do que uma grande variação da área de superfície interior do adsorisor.

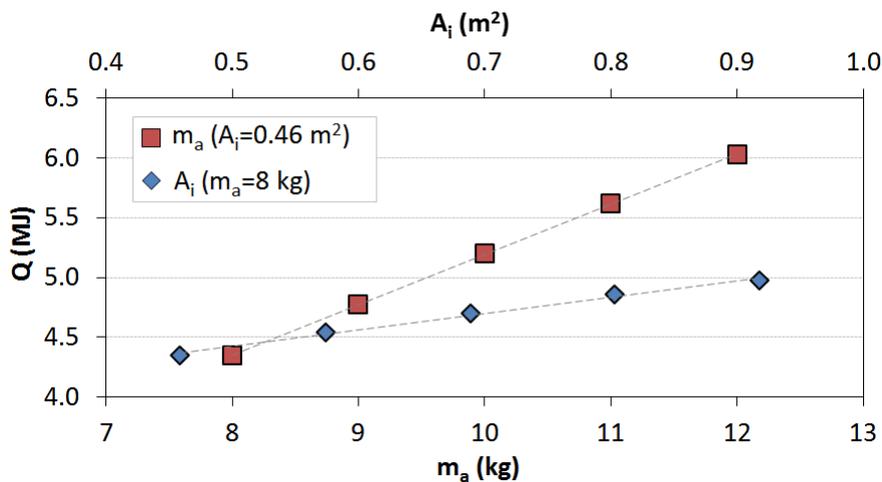


Figura 5.2 – Influência da variação do *output* de energia do adsorisor com a área de superfície de contacto entre o metal e o adsorvente (A_i), e com a massa de adsorvente (m_a).

5.1.3. Alhetas internas

A adição de alhetas internas na parede do tubo metálico do adsorisor permite aumentar a área de superfície de contacto entre o metal e o adsorvente. A influência da adição do sistema de alhetas internas é quantificada pelas Eqs. (4.14, 4.15, 4.16), e as dimensões do adsorisor, assim como as características das alhetas consideradas para este estudo, apresentam-se na Tabela 5.2.

Foram testadas duas configurações: alhetas internas anelares e longitudinais (Figura 5.3), sendo os resultados apresentados na Figura 5.4. Estes resultados foram obtidos considerando fixas a massa de adsorvente ($m_a = 8$ kg) e a área de superfície interior da parede do adsorisor ($A_i = 0.46$ m²). Desta forma, apenas se considera o efeito das alhetas aquando da variação dos seus parâmetros: número (N_f), altura (h_f) e espessura (e_f). Além disso, considera-se que ao variar cada um desses parâmetros, os outros dois permanecem invariáveis. Refira-se ainda que os resultados referentes a um valor nulo no eixo das abcissas da Figura 5.4 representam o caso sem alhetas.

Tabela 5.2 – Parâmetros usados nos testes ao efeito das alhetas [Çengel (2006)].

Símbolo	Valor	Unidade
A_i	0.46	m ²
c_f	429.2	J/(kg·K)
D_o	0.15	m
k_f	52	W/(m·K)
L_{ads}	1	m
m_a	8	kg
ρ_f	8800	kg/m ³

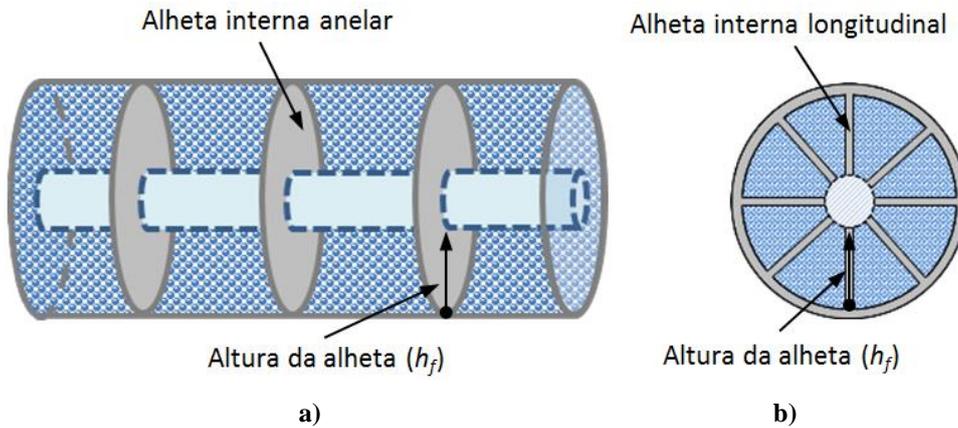
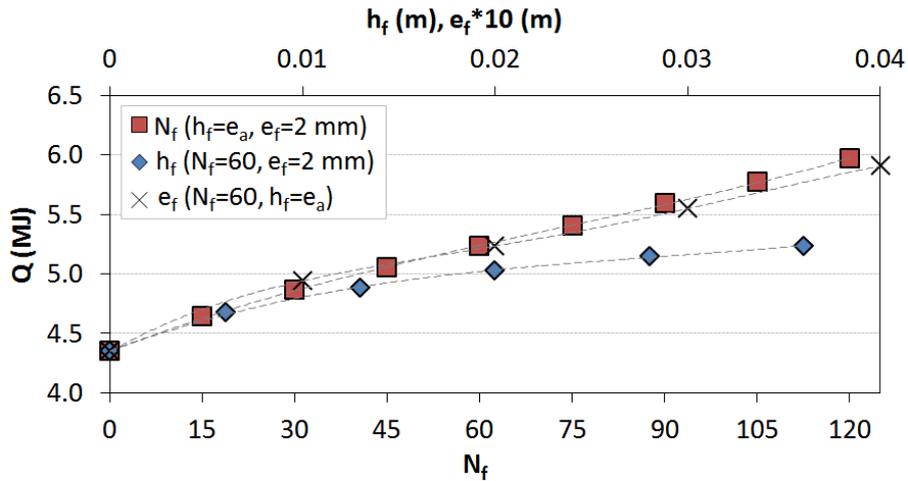
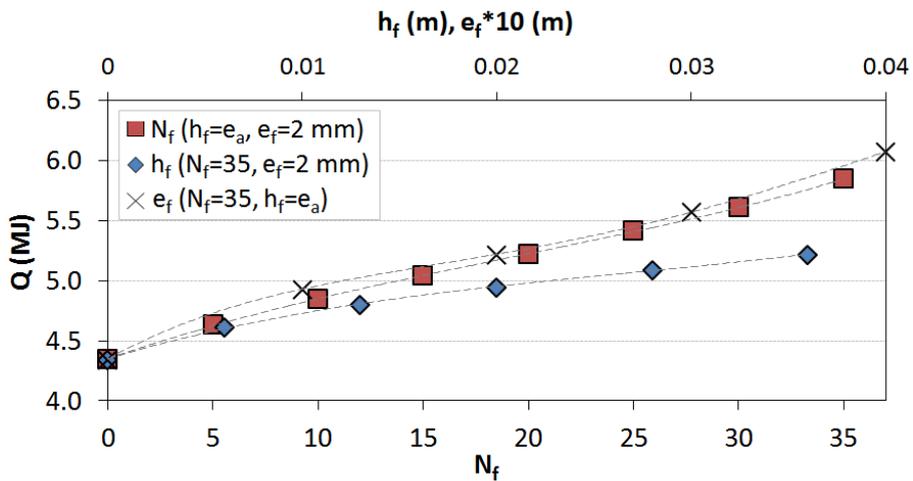


Figura 5.3 – a) Adsorisor com alhetas internas anelares; b) Adsorisor com alhetas internas longitudinais.



a)



b)

Figura 5.4 – Influência do número (N_f), altura (h_f) e espessura (e_f) das alhetas internas na transferência de calor do adsorisor para a água: a) Alhetas anelares; b) Alhetas longitudinais.

Verifica-se uma evolução praticamente linear de Q_{out} ao aumentar o número de alhetas anelares ou longitudinais. No caso das alhetas anelares, por cada 15 alhetas adicionadas o valor de Q_{out} aumenta em 4%–5%, resultando num incremento de 37% com 120 alhetas anelares. Com alhetas longitudinais, por cada 5 alhetas adicionadas o valor de Q_{out} aumenta em 4%–5%, atingindo-se um aumento de 34% com 35 alhetas longitudinais. O número máximo de alhetas internas em cada caso foi definido tendo em consideração um espaçamento mínimo de 6 mm entre as alhetas, conforme é recomendado por Sharafian *et al.* (2015).

O efeito da altura das alhetas é semelhante em ambos os casos. Por cada 20% de incremento na altura das alhetas, Q_{out} aumenta entre 2% e 5% no caso das alhetas anelares, e entre 3% e 4% no caso das alhetas longitudinais. Para a altura máxima (correspondente à espessura do leito de adsorvente), Q_{out} é 20% superior ao *output* de um adsorisor sem alhetas, em ambos os casos. O efeito da altura das alhetas traduz-se num aumento ligeiramente menos acentuado de Q_{out} à medida que o número de alhetas aumenta. Por outro lado, a variação da espessura das alhetas entre 1 mm e 4 mm resulta num aumento de Q_{out} de 14%–36% com alhetas anelares e de 13%–40% com alhetas longitudinais, respetivamente, em relação a um adsorisor sem alhetas.

5.1.4. Alhetas externas

A adição de alhetas na parede externa do tubo metálico do adsorisor permite aumentar a área de superfície de contacto entre o adsorisor e a água, na qual se encontra imerso. A influência da adição do sistema de alhetas externas é avaliada pelas Eqs. (4.14, 4.15, 4.16). Apenas foi testada a configuração com alhetas anelares (Figura 5.5), pois a adição de alhetas externas longitudinais iria prejudicar as correntes de convecção verticais na água em redor do adsorisor, uma vez que se prevê que o adsorisor se encontre disposto na posição horizontal no interior do reservatório de água. As dimensões do adsorisor, assim como as características das alhetas consideradas para este estudo encontram-se na Tabela 5.2, e os resultados apresentam-se na Figura 5.6. Considera-se que, ao variar cada um dos parâmetros das alhetas, os outros dois permanecem fixos, e que os resultados referentes a um valor nulo no eixo das abcissas da Figura 5.6 representam o caso do adsorisor sem alhetas exteriores.

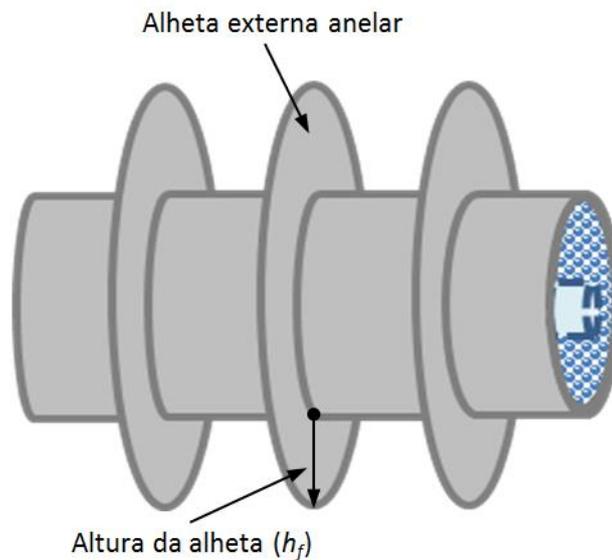


Figura 5.5 – Adsorisor com alhetas externas anelares.

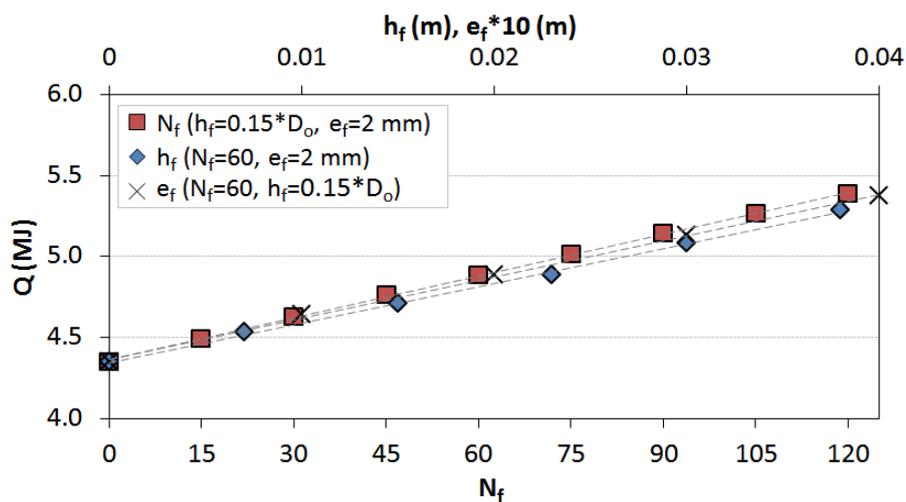


Figura 5.6 – Influência do número (N_f), altura (h_f) e espessura (e_f) das alhetas externas anelares do adsorisor na transferência de calor para a água.

Pode observar-se, também neste caso, uma evolução praticamente linear de Q_{out} ao aumentar o número de alhetas externas. Por cada 15 alhetas adicionadas, o valor de Q_{out} aumenta em 3%, até atingir um máximo de 24% com 120 alhetas. Considerou-se que o número máximo de alhetas externas a testar é o mesmo que o número máximo de alhetas internas anelares admissível.

No que diz respeito ao efeito da altura das alhetas, o aumento do seu valor entre $0.05 \times D_o$ e $0.25 \times D_o$ resulta num aumento de 4% a 22% em Q_{out} . A variação da espessura das alhetas externas entre 1 mm e 4 mm resulta num aumento de Q_{out} de 7%–24%.

5.1.5. Adsorção com alhetas internas e externas

Com base nos resultados anteriores, estudou-se um adsorção alhetado interna e externamente, sendo o seu desempenho comparado com um adsorção semelhante sem alhetas (quer internas, quer externas). Neste novo adsorção assume-se que a altura das alhetas internas é igual à espessura do leito de adsorvente e que a altura das alhetas externas é $0.25 \times D_o$. Os valores máximos dos restantes parâmetros das alhetas externas consideram-se iguais aos valores máximos testados anteriormente: $N_f = 120$ e $e_f = 4$ mm. Consideram-se ainda as dimensões do adsorção e a massa de adsorvente anteriormente usadas e listadas na Tabela 5.2.

Para este estudo seleccionaram-se alhetas internas longitudinais, com vista a facilitar o processo de fabrico. A fim de manter constantes as dimensões do adsorção e a massa de adsorvente, o número de alhetas internas é função da sua espessura, e vice-versa. Assim, torna-se necessário encontrar a relação $N_f - e_f$ ótima, que não ultrapasse o espaçamento mínimo entre as alhetas (6 mm).

A Tabela 5.3 apresenta os resultados de Q_{out} para uma gama de espessura das alhetas internas entre 1 mm e 5 mm, com o número máximo de alhetas internas para cada espessura calculado de acordo com o espaçamento mínimo permitido. Verifica-se que o valor de Q_{out} tende a aumentar com o aumento da espessura das alhetas, até se atingir o valor máximo para $N_f = 27$ e $e_f = 3$ mm (relação $N_f - e_f$ ótima). Após este ponto, o *output* do adsorção tende a diminuir para valores de e_f superiores e de N_f inferiores, o que pode ser explicado pelo facto de o valor máximo de Q_{out} corresponder ao maior valor da massa de alhetas (m_f), traduzindo-se numa capacidade calorífica das alhetas superior. No entanto, é importante salientar que este *output* máximo é obtido à custa do aumento para o dobro da massa de alhetas (35 kg) em relação a um adsorção com 52 alhetas de 1 mm de espessura (17.5 kg), para se obter um aumento de Q_{out} de apenas 12%.

Tabela 5.3 – Resultados da otimização da relação $N_f - e_f$ das alhetas internas do adsorisor.

e_f [m]	N_f	m_f [kg]	Q_{out} [MJ]
0.001	52	17.5	5.50
0.002	35	26.8	5.84
0.003	27	35.0	6.14
0.004	20	34.1	6.07
0.005	16	34.1	6.05

Com base nestes resultados foi definido um adsorisor totalmente alhetado, com alhetas internas longitudinais e alhetas externas anelares. O *output* de energia para a água com este adsorisor é 2.3 vezes maior que com um adsorisor semelhante sem alhetas, tal como se pode verificar na Tabela 5.4, o que realça a elevada eficácia dos sistemas de alhetas e a grande vantagem da sua colocação de ambos os lados da parede do adsorisor, permitindo minimizar a resistência térmica global. Com efeito, resultando esta de resistências em série da mesma ordem de grandeza – no contacto adsorvente-parede e na convecção natural para a água, é pouco eficaz minimizar apenas uma delas, pois as trocas térmicas continuarão condicionadas pela outra.

Na Figura 5.7 apresenta-se a evolução da transferência de calor entre o adsorisor e a água com o adsorisor não alhetado comparativamente com o adsorisor totalmente alhetado, para os 9 dias de simulação, onde os valores positivos e negativos refletem a transferência de calor do adsorisor para a água e da água para o adsorisor, respetivamente. Como se pode verificar, especialmente nos períodos em que a temperatura da água é baixa, a vantagem do adsorisor alhetado é significativa. Por outro lado, nos períodos de carga do adsorisor (valores negativos na Figura 5.7), a energia transferida da água para o adsorisor também será superior com o adsorisor alhetado.

Tabela 5.4 – Parâmetros e *output* do adsorisor não alhetado e do adsorisor totalmente alhetado.

Símbolo	Adsorisor não alhetado	Adsorisor totalmente alhetado	Unidade
A_i	0.46	0.46	m ²
D_o	0.15	0.15	m
$e_{f,i}$	-	0.003	m
$e_{f,o}$	-	0.004	m
$h_{f,i}$	-	0.049	m
$h_{f,o}$	-	0.038	m
l_{ads}	1	1	m
m_a	8	8	kg
$N_{f,i}$	-	27	-
$N_{f,o}$	-	120	-
<hr/>			
Q_{out}	4.35	9.91	MJ

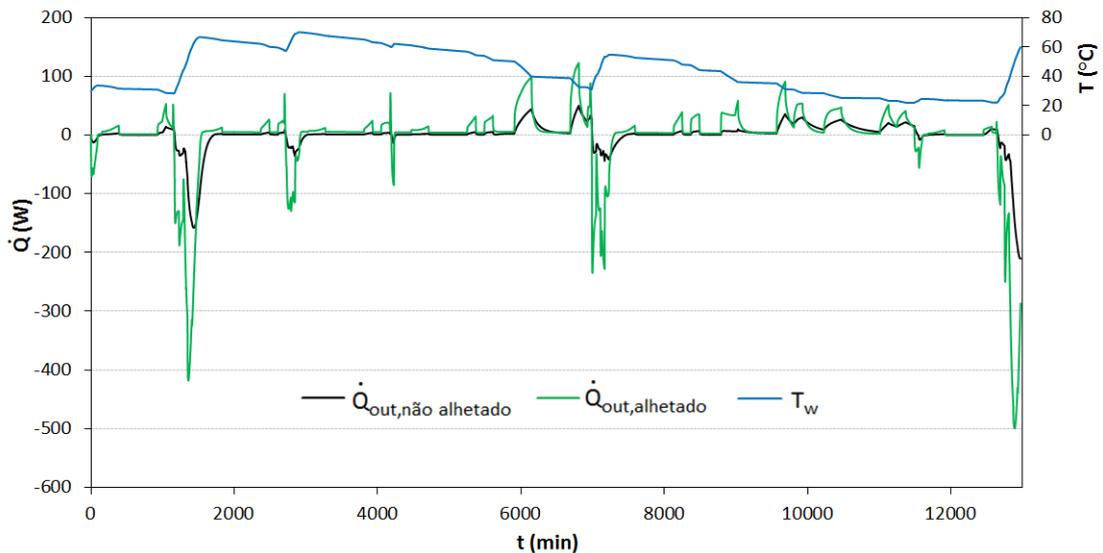


Figura 5.7 – Evolução da potência térmica transferida entre o adsorisor e a água com o adsorisor não alhetado em comparação com o adsorisor totalmente alhetado, e perfil de temperatura da água considerado neste estudo.

Estes resultados, embora permitam aprofundar a compreensão acerca do comportamento do adsorisor alhetado nas suas diferentes configurações, apenas servem de modelo de orientação, na medida em que a geometria e as dimensões do adsorisor dependerão dos objetivos do sistema, do espaço disponível e da vertente económica.

5.1.6. Temperaturas de condensação e de vaporização

Foram efetuados alguns testes para compreender qual o efeito da variação das temperaturas de condensação e de vaporização no comportamento do adsorção. Para este estudo foi considerado um adsorção não alhetado.

A Figura 5.8 representa o efeito de T_c em Q_{out} , mantendo $T_e = 5\text{ }^\circ\text{C}$, e o efeito de T_e em Q_{out} , mantendo $T_c = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Verifica-se que o efeito de T_c no resultado final é muito inferior ao efeito de T_e : embora um decréscimo de T_c de $30\text{ }^\circ\text{C}$ para $10\text{ }^\circ\text{C}$ se traduza num aumento de Q_{out} de 34%, o aumento de T_e de $0\text{ }^\circ\text{C}$ para $15\text{ }^\circ\text{C}$ traduz-se num incremento de Q_{out} de 197%. É, assim, desejável que o adsorção funcione com temperaturas de vaporização elevadas e temperaturas de condensação baixas, sendo, contudo, o efeito da temperatura de vaporização muito superior. Porém, numa situação de operação real, que se pretende reproduzir neste trabalho, estes valores de temperatura não podem ser impostos, pois dependem das condições climáticas e do perfil de consumo de AQS.

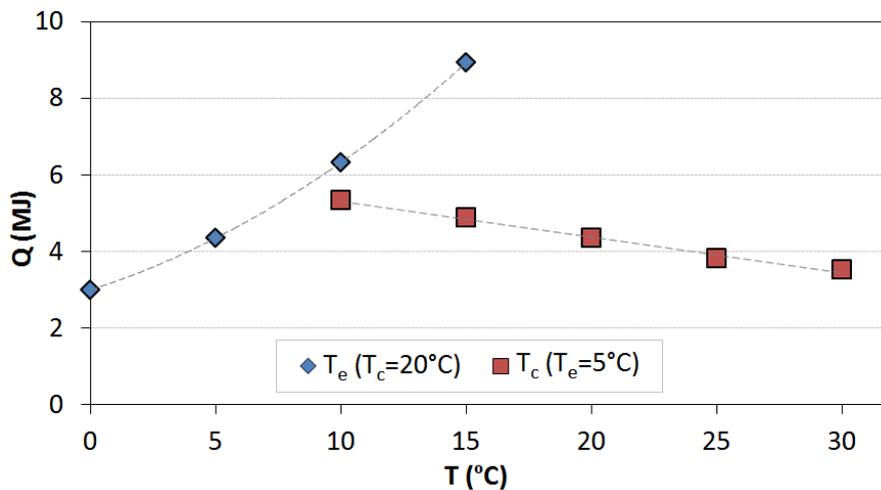


Figura 5.8 – Influência da temperatura de condensação (com $T_e = 5\text{ }^\circ\text{C}$) e da temperatura de vaporização (com $T_c = 20\text{ }^\circ\text{C}$) em Q_{out} .

5.2. Estudo paramétrico do sistema

O modelo é agora utilizado para avaliar o desempenho do sistema de armazenamento de AQS dotado do módulo de adsorção com diversas configurações. Neste estudo, os testes

são realizados com um sistema solar térmico que compreende um reservatório de AQS com 250 L, alimentado por dois coletores solares planos de 1.84 m² cada (orientados a Sul e com uma inclinação de 45°), localizado em Coimbra (40.20° N, 8.44° W), por um período de 365 dias, e com um perfil de consumo de água quente típico de uma moradia familiar de média dimensão (Figura 5.9). Este perfil foi obtido do programa SolTerm, que é um *software* de análise de desempenho de sistemas solares, desenvolvido e distribuído pelo Laboratório Nacional de Energia e Geologia. Por sua vez, o perfil de temperatura da água da rede apresenta-se na Figura 5.10 e é calculado pelo TRNSYS, em função do dia do ano e da temperatura ambiente [TRNSYS (2012)].

Ambos os reservatórios (com e sem módulo de adsorção) encontram-se divididos em 3 nodos de temperatura idênticos, de forma a considerar o efeito de estratificação térmica no seu interior (não foram considerados mais nodos para evitar que o adsorisor se localizasse em mais do que um nodo do reservatório). Foi definido inicialmente o *setpoint* de $T_{sp,V1} = 50$ °C para a temperatura da água no nodo superior do reservatório de AQS com módulo de adsorção acima do qual a válvula V1 abre, para iniciar a fase de dessorção. Por seu turno, o *setpoint* de temperatura abaixo do qual a válvula V3 abre, para iniciar a fase de adsorção, foi definido inicialmente como $T_{sp,V3} = 45$ °C. Os valores dos restantes parâmetros considerados nos testes de simulação anual apresentam-se nas Tabelas 5.5 e 5.6, tendo os principais parâmetros referentes ao sistema solar térmico (reservatório, bomba de circulação e coletores solares) sido obtidos do programa SolTerm. As propriedades do coletor solar selecionado (ACV Kaplan 2.0) foram ainda complementadas com base nos dados do seu fabricante (fonte: www.acv.com). As dimensões da serpentina do circuito solar no interior do reservatório de AQS baseiam-se nos valores referentes a um reservatório da gama S ZB-Solar da Vulcano, em função do volume selecionado (fonte: www.vulcano.pt). Os valores referentes às *deadbands* do termóstato da bomba de circulação do circuito solar foram obtidos do *Guia para Instaladores de Colectores Solares* (2004) da DGGE.

Nesta fase, na busca pelo melhor desempenho possível, considera-se o cobre para o material do tubo metálico e das alhetas do adsorisor, assim como do condensador e do evaporador, por ser, de entre os metais comuns, o de maior difusibilidade térmica e, assim, favorecer as trocas térmicas naqueles componentes. A influência da

condutibilidade térmica do metal é apenas considerada no cálculo do desempenho térmico das superfícies alhetadas, uma vez que se considera que os tubos metálicos que constituem os componentes do módulo de adsorção apresentam uma temperatura uniforme em cada instante – paredes muito finas, com resistência térmica e capacidade calorífica consideradas desprezáveis.

Para as condições referidas, o consumo anual de energia do aquecedor de apoio do sistema de armazenamento convencional ($Q_{apoio,conv,anual}$) é de 976.5 MJ. O objetivo do sistema de armazenamento com o módulo de adsorção é reduzir ao máximo este valor.

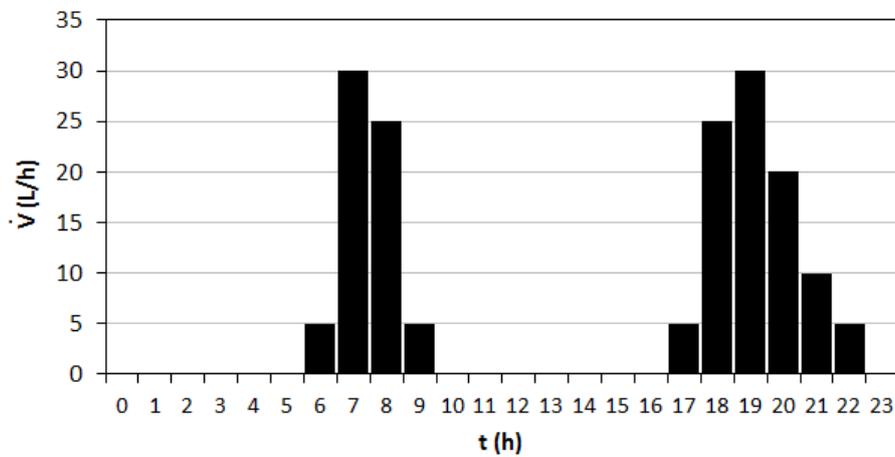


Figura 5.9 – Perfil horário de consumo de água quente considerado nas simulações anuais (obtido do SolTerm).

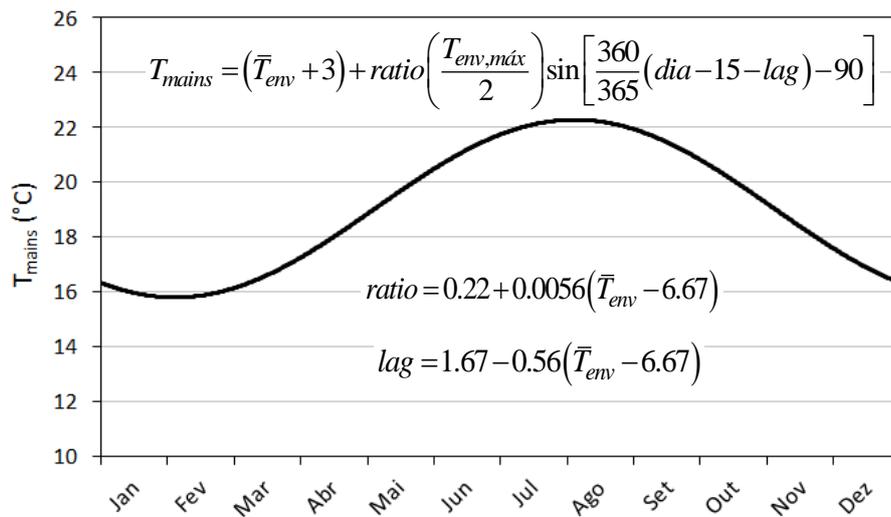


Figura 5.10 – Perfil anual de temperatura da água da rede em Coimbra.

Tabela 5.5 – Parâmetros utilizados nas simulações anuais dos sistemas solares térmicos.

Símbolo	Valor	Unidade
A_{colet}	3.68	m^2
$A_{o,hx}$	0.805	m^2
$D_{o,hx}$	25.4	mm
e_{hx}	2.77	mm
h_{tank1}	1.2	m
l_{hx}	10.1	m
\dot{m}_{bomba}	186.2	kg/h
$T_{sp,apoio}$	45	$^{\circ}C$
U_{tank1}	3.632	$kJ/(h \cdot m^2 \cdot K)$
V_{tank1}	250	L
α	45°	-
Δt	300	s
$\Delta T_{sp,inf,bomba}$	2	$^{\circ}C$
$\Delta T_{sp,sup,bomba}$	6	$^{\circ}C$

Tabela 5.6 – Parâmetros considerados no módulo de adsorção.

Símbolo	Valor	Unidade
A_i	0.917	m^2
A_o	0.942	m^2
c_a	921	$J/(kg \cdot K)$
c_c, c_e	385	$J/(kg \cdot K)$
$c_{f,i}, c_m$	388	$J/(kg \cdot K)$
c_w	4190	$J/(kg \cdot K)$
$e_{f,i}, e_m$	0.002	m
h_c	36	$W/(m^2 \cdot K)$
$k_{f,i}, k_m$	384	$W/(m \cdot K)$
m_a	16	kg
m_m	16.4	kg
$N_{f,i,ads}$	20	-
$U_s, U_{s,tank2}$	0.83	$W/(m^2 \cdot K)$
V_a	0.022	m^3
V_e	0.0064	m^3
V_h	0.009	m^3
ΔH_{ads}	2710	kJ/kg
ε	0.646	-
ρ_c, ρ_e, ρ_m	8940	kg/m^3

5.2.1. Condensador e reservatório de pré-aquecimento

Neste ponto é estudada influência do comprimento do condensador (l_c). Por cada valor de l_c , o passo (p_c) e o número de voltas ($N_{turns,c}$) do tubo helicoidal do condensador são ajustados, de forma a manter as mesmas proporções no interior do reservatório de pré-aquecimento. Assim, para um dado volume do reservatório secundário (V_{tank2}) e dados comprimento e diâmetro do condensador, considera-se uma determinada distância $y_{t,c-t,c}$ entre cada volta do tubo do condensador, idêntica às distâncias vertical $y_{t,c-tank2}$ e horizontal $x_{t,c-tank2}$, entre o tubo e as paredes do reservatório, aquando do cálculo de p_c e $N_{turns,c}$ (Figura 5.11). O evaporador adotado para este estudo tem as seguintes dimensões e características: $D_{o,e} = 25.4$ mm, $e_e = 2.77$ mm, 20 alhetas longitudinais por tubo, com uma altura de 25.4 mm e uma espessura de 0.889 mm [Taborek (1997)], o que resulta num evaporador com 34 tubos e uma altura ($l_{t,e}$) de 668 mm, de modo a acomodar o volume máximo teórico de água que poderá ser dessorvido (V_e na Tabela 5.6).

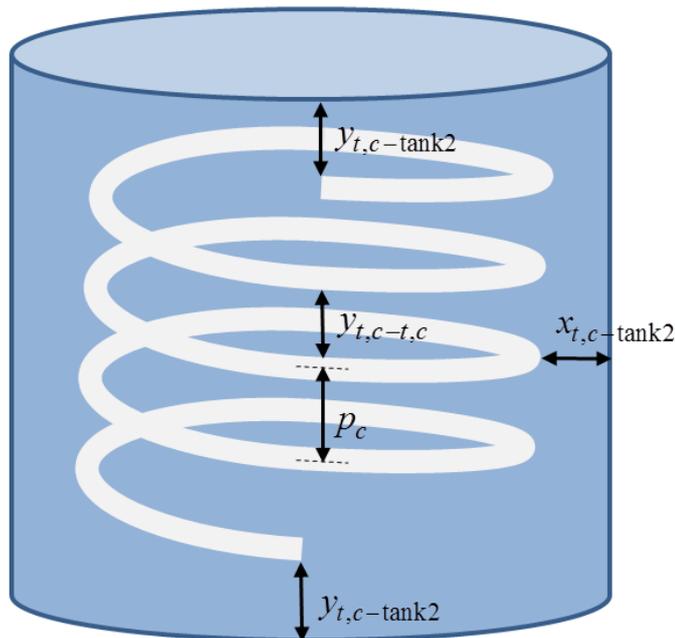


Figura 5.11 – Posição do condensador no interior do reservatório de pré-aquecimento, com

$$y_{t,c-t,c} = y_{t,c-tank2} = x_{t,c-tank2}$$

Na Figura 5.12 apresenta-se a evolução de Q_{saving} para cinco valores de l_c , para os volumes de 25 L, 37.5 L, 50 L, 62.5 L, 75 L e 100 L de água no reservatório de pré-aquecimento ($V_{w,tank2}$). Este reservatório tem um diâmetro fixo idêntico ao do reservatório principal, pelo que a variação do seu volume apenas influencia a sua altura.

Para estes testes foi selecionado um tubo do condensador com o diâmetro DN 10 – SCH 40 ($D_{o,c} = 17.15$ mm, $e_c = 2.311$ mm).

A energia de apoio necessária para aquecer, durante os períodos de consumo, a água à saída do reservatório até $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_{sp,apoio}$), sempre que tal seja necessário, é dada pela Eq. (4.39). A poupança anual de energia [Eq. (4.38)], em relação a $Q_{apoio,conv,anual} = 976.5$ MJ, é apresentada na Figura 5.12 para os diferentes valores de l_c e $V_{w,tank2}$ testados.

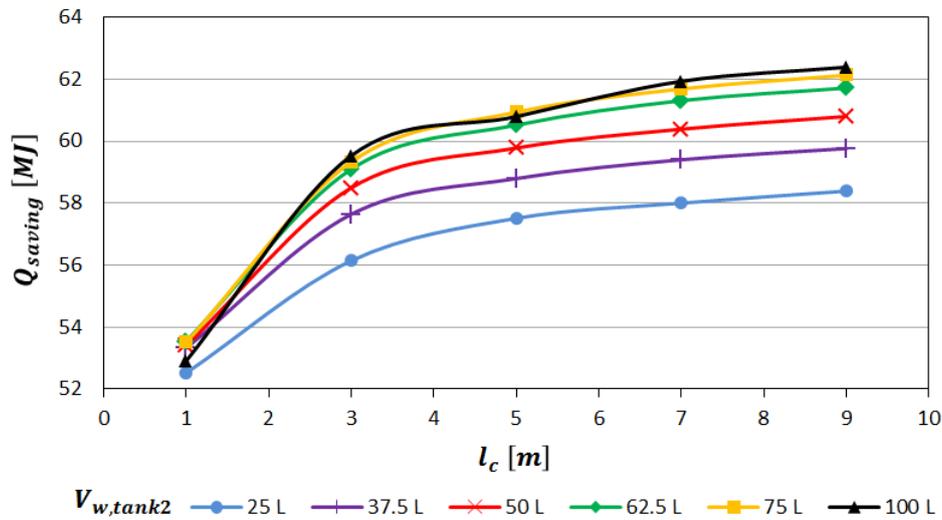


Figura 5.12 – Poupança anual do consumo de energia com o sistema com módulo de adsorção em relação ao sistema convencional, para diferentes comprimentos do condensador (l_c) e volumes de água no reservatório de pré-aquecimento ($V_{w,tank2}$).

Como é possível verificar na Figura 5.12, o valor de Q_{saving} tende a aumentar com l_c , para todos os valores de $V_{w,tank2}$ testados. No entanto, para $l_c > 5$ m, o aumento de Q_{saving} torna-se muito pequeno (menor do que 2%). Assim, $l_c = 5$ m parece apresentar um bom compromisso entre o comprimento do condensador e o desempenho do sistema. Por outro lado, o aumento do volume de água no reservatório de pré-aquecimento traduz-se sempre no aumento de Q_{saving} , sendo, no entanto, menos pronunciado para valores de $V_{w,tank2}$ mais elevados (menos de 1% para $V_{w,tank2} > 62.5$ L). Assim, um volume entre 50 L e 62.5 L (*i.e.*, 20% a 25% de $V_{w,tank1}$) afigura-se como um bom compromisso entre o volume e o desempenho. A combinação de $V_{w,tank2} = 62.5$ L e $l_c = 5$ m resulta numa poupança anual no consumo de apoio de 60.5 MJ (6.2%) em relação ao do sistema convencional equivalente. Deve, no entanto, ter-se em consideração que os valores de

Q_{saving} apresentados na Figura 5.12 representam apenas uma pequena gama de valores no que diz respeito à poupança no consumo anual do apoio em relação ao sistema convencional (52.5 MJ a 62.1 MJ, ou 5.4% a 6.4%).

Foram ainda testados dois diâmetros adicionais referentes ao tubo do condensador, na tentativa de representar uma gama mais significativa para este parâmetro, considerando um valor constante de $V_{w,tank2}$ de 50 L (Figura 5.13): DN 6 – SCH 40 ($D_{o,c} = 10.26$ mm, $e_c = 1.727$ mm) e DN 25 – SCH 40 ($D_{o,c} = 33.40$ mm, $e_c = 3.378$ mm). Verifica-se que diâmetros superiores se traduzem em valores de Q_{saving} mais elevados. No entanto, para maiores valores de l_c , a influência do diâmetro em Q_{saving} tende a desvanecer: apenas para o menor comprimento do condensador (1 m), onde Q_{saving} aumenta em média 7% por cada incremento de $D_{o,c}$, se verifica uma variação significativa nos resultados. Pode-se, assim, concluir que o diâmetro do condensador apenas apresenta uma influência significativa nos resultados se $l_c \leq 3$ m.

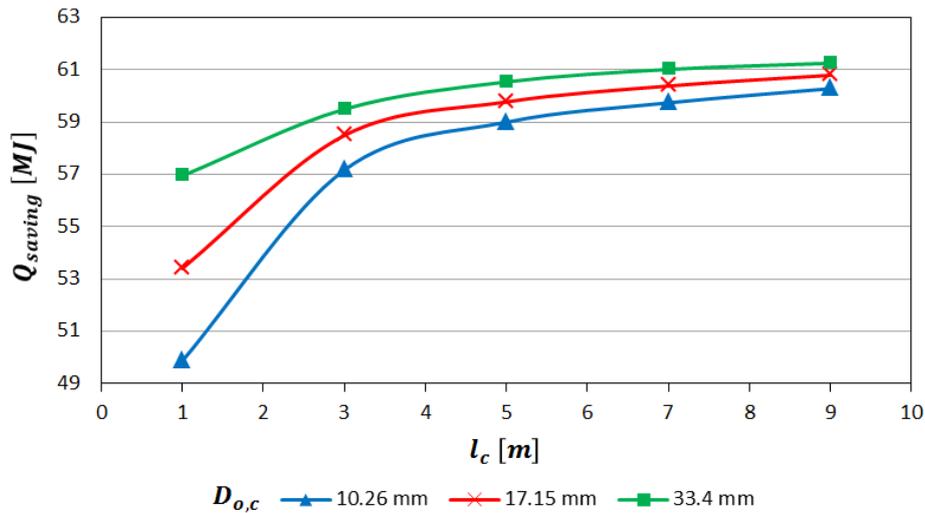


Figura 5.13 – Poupança anual do consumo de energia com o sistema com módulo de adsorção em relação ao sistema convencional, para diferentes comprimentos (l_c) e diâmetros ($D_{o,c}$) do condensador.

5.2.2. Evaporador

Com base nas dimensões para tubos com alhetas longitudinais referidas em Taborek (1997), analisou-se a influência da variação do diâmetro do evaporador (3 diâmetros

distintos – Tabela 5.7) no desempenho do sistema, sendo os resultados apresentados na Figura 5.14. Uma vez que o volume interno do evaporador é fixo ao longo dos testes (V_e na Tabela 5.6), o comprimento dos seus tubos ($l_{t,e}$) dependerá apenas do seu número ($N_{t,e}$) e do seu diâmetro ($D_{o,e}$). Para cada diâmetro foram analisados três valores distintos de $N_{t,e}$: o número máximo de tubos que podem ser colocados na área formada pela base do reservatório ($N_{t,e,máx}$), 75% de $N_{t,e,máx}$ e 50% de $N_{t,e,máx}$. Para estes testes considerou-se que as dimensões do condensador não variam ($l_c = 5$ m, $D_{o,c} = 17.15$ mm, $e_c = 2.311$ mm), e também um valor fixo de $V_{w,tank2} = 50$ L.

Tabela 5.7 – Parâmetros testados referentes ao evaporador [dimensões baseadas em Taborek (1997)].

$D_{o,e}$ [mm]	e_e [mm]	$N_{t,e}$	$l_{t,e}$ [m]	$N_{f,e}$	$h_{f,e}$ [mm]	$e_{f,e}$ [mm]	A_e [m ²]
19.05	2.11	41	0.904	16	25.4	0.889	2.22
		31	1.195				
		21	1.764				
25.4	2.77	34	0.608	20	25.4	0.889	1.65
		26	0.795				
		17	1.215				
48.26	3.68	20	0.244	36	25.4	0.889	0.74
		15	0.325				
		10	0.487				

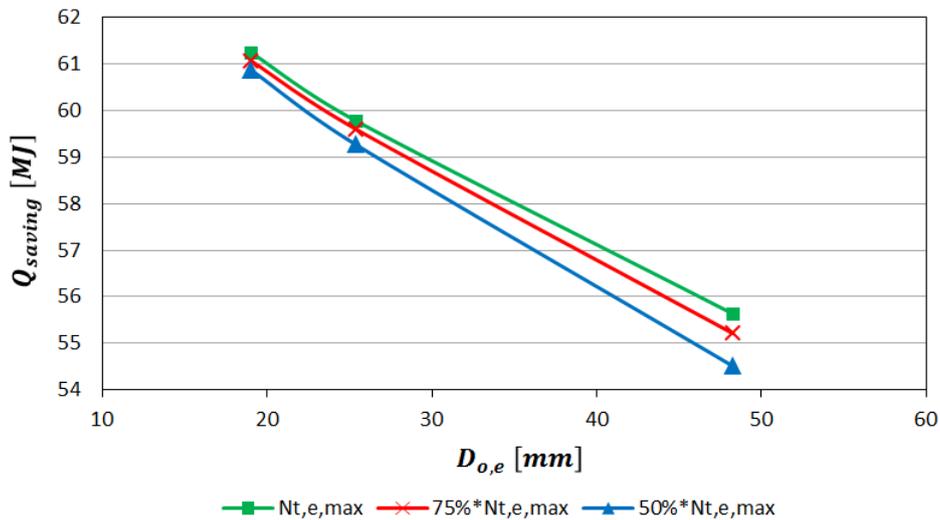


Figura 5.14 – Influência do diâmetro ($D_{o,e}$) e do número de tubos ($N_{t,e}$) do evaporador na poupança anual do consumo de energia.

Observa-se um crescimento médio de 5.9 MJ na poupança anual de energia quando $D_{o,e}$ decresce de 48.26 mm para 19.05 mm. Este efeito deve-se ao aumento da área de superfície do evaporador, pois os valores de $l_{t,e}$ e de $N_{t,e}$ aumentam significativamente

ao reduzir $D_{o,e}$ (Tabela 5.7). Por outro lado, a redução do número de tubos para o mesmo diâmetro traduz-se apenas num ligeiro efeito negativo em Q_{saving} , efeito esse que decresce para menores valores do diâmetro: redução de 2% para $D_{o,e} = 48.26$ mm, e uma redução desprezável para $D_{o,e} = 19.05$ mm (0.6%).

Um menor número de tubos no evaporador implica que o evaporador seja mais alto (para compensar a redução do número de tubos, mantendo o volume constante), o que poderá ser inviável no que respeita à instalação do sistema, ao mesmo tempo que não representa uma melhoria significativa do seu desempenho. Por outro lado, um menor diâmetro dos tubos do evaporador, embora se traduza numa poupança de energia superior, também implica uma maior altura do evaporador. Por conseguinte, é necessário procurar o melhor compromisso entre o desempenho do sistema e as suas dimensões. Nestes testes, os melhores resultados foram obtidos para um evaporador com 41 tubos de 19.05 mm de diâmetro, traduzindo-se em $Q_{saving} = 61.2$ MJ, o que representa uma poupança anual de 6.3% em relação a um sistema convencional equivalente ($Q_{apoio,conv,anual} = 976.5$ MJ).

5.2.3. Reservatório de AQS

Tomando como base os resultados anteriores, procede-se agora à variação do volume do reservatório de AQS em ambos os sistemas (com e sem módulo de adsorção). Para tal, admite-se que a variação do volume apenas implica a variação da altura do reservatório (diâmetro fixo), que o volume de água no reservatório de pré-aquecimento é $\frac{1}{4}$ do volume do reservatório principal, que $m_a = 16$ kg e que as características do condensador e do evaporador são as presentes na Tabela 5.8. A variação do volume do reservatório de AQS implica também a variação do comprimento da serpentina do circuito solar no seu interior (com base nos valores do fabricante, para cada volume), como se pode verificar na Tabela 5.9.

Tabela 5.8 – Parâmetros do condensador e do evaporador considerados no estudo da influência do volume do reservatório de AQS.

l_c [m]	$D_{o,c}$ [mm]	V_e [L]	$D_{o,e}$ [mm]	$L_{t,e}$ [m]	$N_{t,e}$
5	17.15	6.4	25.4	0.608	34

Tabela 5.9 – Dimensões do reservatório de AQS e respetivo comprimento e área da serpentina do circuito solar (l_{hx} e A_{hx} , respetivamente).

V_{tank1} [L]	h_{tank1} [m]	l_{hx} [m]	A_{hx} [m ²]
150	0.72	6.83	0.545
200	0.96	8.65	0.69
250	1.2	10.1	0.805
300	1.44	11.54	0.92
350	1.68	13.35	1.065
400	1.92	15.17	1.21

Nas Figuras 5.15 e 5.16 apresenta-se a variação de Q_{saving} e da fração renovável, respetivamente, para os vários volumes do reservatório de AQS estudados. A fração renovável é a razão entre a energia consumida de natureza renovável [energia solar (sistema convencional); ou energia solar mais a energia captada pelo evaporador do módulo de adsorção] e a energia total consumida (energia renovável + energia do apoio):

$$f_{\text{ren}} = \frac{Q_{\text{cons, ren}}}{Q_{\text{cons}}} \quad (5.2)$$

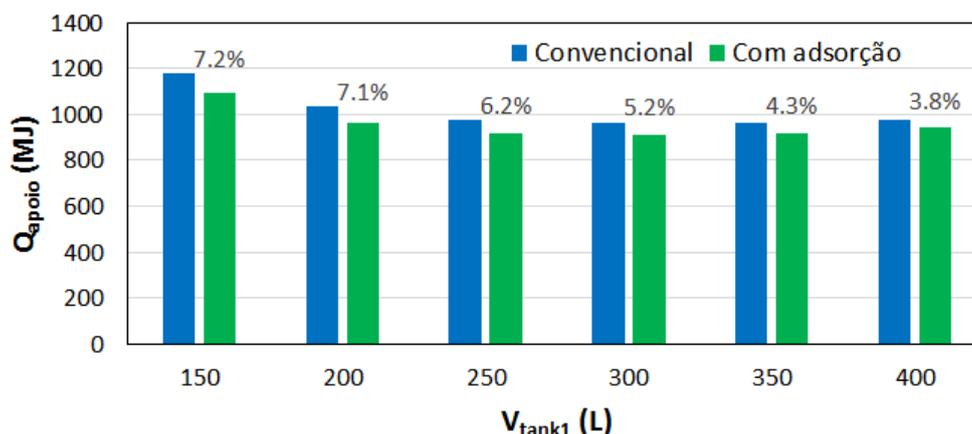


Figura 5.15 – Variação do consumo anual de energia do sistema de apoio para diferentes volumes do reservatório principal, com o sistema convencional e com o sistema com módulo de adsorção.

Os valores de Q_{saving} são apresentados em percentagem, no topo das colunas.

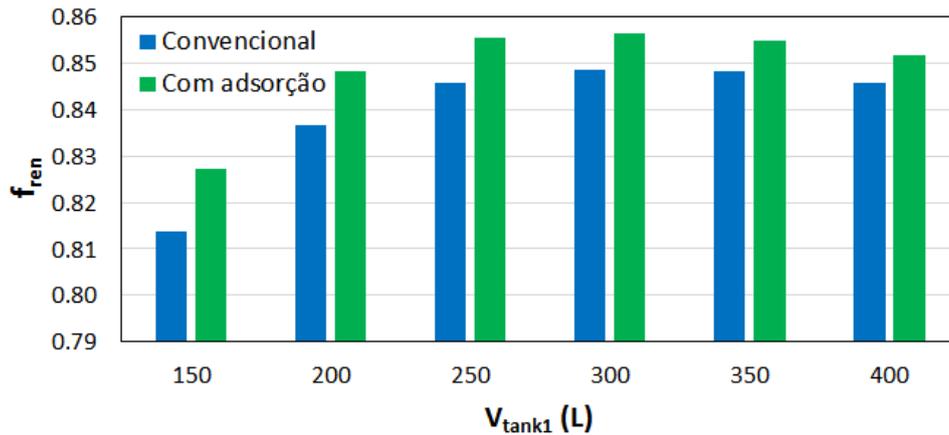


Figura 5.16 – Variação da fração renovável anual para diferentes volumes do reservatório principal, com o sistema convencional e com o sistema com módulo de adsorção.

Como é possível observar na Figura 5.15, o consumo de energia do sistema de apoio tende a decrescer à medida que o volume do reservatório principal aumenta até 300 L, tanto para o sistema convencional como para o sistema com módulo de adsorção, tendência essa que é ligeiramente invertida para volumes superiores a 300 L. Isto significa que $V_{\text{tank1}} = 300$ L é o volume mais vantajoso para as condições estudadas. O decréscimo de Q_{saving} para cada incremento de V_{tank1} deve-se, em parte, à diminuição progressiva da temperatura de acumulação do reservatório, o que leva ao aumento da necessidade de energia de apoio em relação ao sistema convencional, e reduz as oportunidades de carga do sistema de adsorção; e, por outro lado, ao aumento das dimensões do sistema (maior massa de água) em relação à massa de adsorvente (fixa) – menor capacidade relativa de armazenamento do módulo de adsorção. Seria assim necessário que m_a acompanhasse o aumento de volume do sistema, de modo a, pelo menos, manter o valor de Q_{saving} . Relativamente à fração solar (Figura 5.16), esta também atinge o valor máximo para $V_{\text{tank1}} = 300$ L, o que significa que, para este volume, a energia consumida pelo aquecedor de apoio é a mínima em relação à energia renovável consumida.

Nas Figuras 5.17 e 5.18 apresenta-se a variação de Q_{saving} e da fração renovável, respetivamente, para os vários volumes do reservatório de AQS estudados, mas agora variando linearmente a massa de sílica-gel com as dimensões do reservatório de AQS (a cada incremento de 50 L no reservatório principal corresponde um incremento de 4 kg

de adsorvente), o que implica também a variação do volume do evaporador. Estes parâmetros encontram-se na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – Parâmetros testados no estudo da influência do volume do reservatório de AQS, com m_a variável.

V_{tank1} [L]	m_a [kg]	$V_{w,\text{tank2}}$ [L]	l_c [m]	$D_{o,c}$ [mm]	V_e [L]	$D_{o,e}$ [mm]	$N_{t,e}$	$l_{t,e}$ [m]
150	12	37.5	5	17.15	4.8	25.4	34	0.456
200	16	50.0			6.4			0.608
250	20	62.5			8.0			0.760
300	24	75.0			9.4			0.912
350	28	87.5			11.2			1.063
400	32	100.0			12.8			1.215

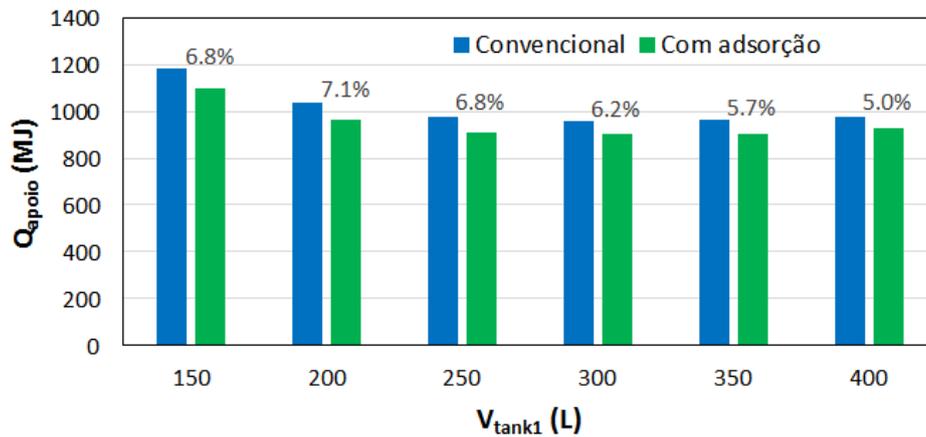


Figura 5.17 – Variação do consumo anual de energia do sistema de apoio para diferentes volumes do reservatório principal, com o sistema convencional e com o sistema com módulo de adsorção, com m_a variável. Os valores de Q_{saving} são apresentados em percentagem, no topo das colunas.

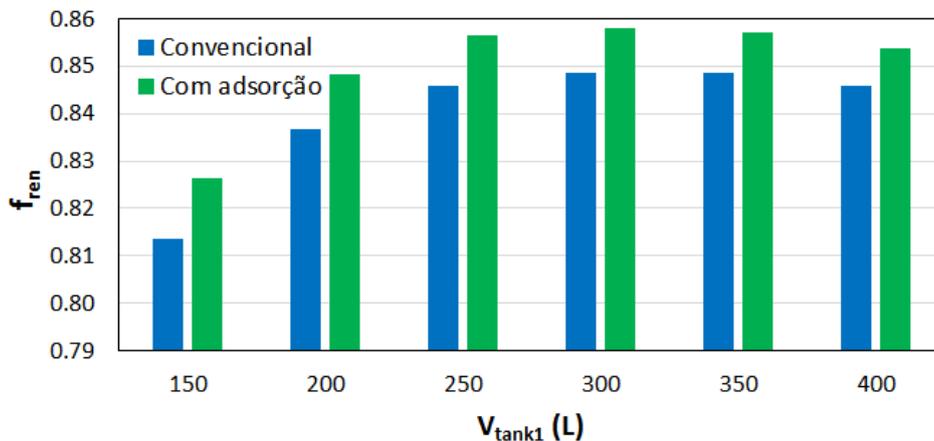


Figura 5.18 – Variação da fração renovável anual para diferentes volumes do reservatório principal, com o sistema convencional e com o sistema com módulo de adsorção, com m_a variável.

Podem-se tirar as mesmas conclusões do que no caso anterior, excetuando o facto de que o efeito do adsorção é agora superior para $V_{\text{tank1}} \geq 250$ L (Figura 5.17) em relação à Figura 5.15, pois a partir deste volume a massa de adsorvente é maior do que no caso anterior. O aumento de Q_{saving} (indicado em percentagem na Figura 5.17) entre os volumes de 150 L e 200 L deve-se precisamente ao aumento da massa de adsorvente. Contudo, para volumes superiores, continua a verificar-se uma tendência decrescente de Q_{saving} , o que significa que a relação linear adotada entre V_{tank1} e m_a , embora se traduza em maiores valores de Q_{saving} em relação ao caso anterior (Figura 5.15), não é suficiente para aumentar – ou, pelo menos, manter constante – o valor de Q_{saving} . Para tal, seria necessário ainda um maior aumento do adsorção para cada incremento do volume do reservatório. No entanto, esse aumento do adsorção tem limitação técnica, pela dificuldade ou impossibilidade de acomodar o adsorção no interior do reservatório e pela redução excessiva da massa de água no reservatório. Relativamente à fração solar (Figura 5.18), esta também atinge o valor máximo para $V_{\text{tank1}} = 300$ L.

Este conjunto de resultados, embora se traduza em poupanças de apenas 4% a 7% no consumo do aquecedor de apoio do sistema solar térmico, permite já compreender mais profundamente o funcionamento do sistema e ter uma noção do caminho a seguir, no que diz respeito aos parâmetros testados. Além disso, os resultados apenas refletem o comportamento do sistema relativamente à variação de um conjunto limitado de parâmetros, sendo ainda necessário proceder à sua otimização e ao estudo da influência de outros parâmetros.

Tendo por base o resultado para um reservatório de AQS de 250 L e $m_a = 16$ kg (Figura 5.15, Tabela 5.11), procede-se a um estudo paramétrico mais aprofundado nas próximas secções, na tentativa de melhorar o desempenho do sistema.

Tabela 5.11 – Caso de base para o estudo paramétrico seguinte.

$Q_{\text{apoio,conv}}$ [MJ]	$Q_{\text{apoio,ads}}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
976.5	916.0	60.5	6.2%

5.2.4. Comprimento do adsorisor

Na Tabela 5.12 apresentam-se os resultados da variação do comprimento do adsorisor (l_{ads}). Este aumento traduz-se no aumento da massa de adsorvente e no aumento do volume do adsorisor (V_{ads}), sendo que este deverá ser inferior a 83.3 L, o que corresponde ao volume do nodo superior do reservatório onde o adsorisor se encontra imerso ($V_{nodo,tank1} = 250 \text{ L} / 3 \text{ nodos} = 83.3 \text{ L}$).

Tabela 5.12 – Influência da variação do comprimento do adsorisor (o resultado de base encontra-se sublinhado). $Q_{apoio,conv} = 976.5 \text{ MJ}$.

l_{ads} [m]	m_a [kg]	V_{ads} [L]	h_e [m]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
1.5	12.0	26.5	0.46	923.9	52.6	5.4%
<u>2</u>	<u>16.0</u>	<u>35.3</u>	<u>0.61</u>	<u>916.0</u>	<u>60.5</u>	<u>6.2%</u>
2.5	20.0	44.2	0.76	910.3	66.1	6.8%
3	24.0	53.0	0.91	906.5	69.9	7.2%
3.5	28.0	61.8	1.06	905.5	70.9	7.3%
4	32.0	70.7	1.22	906.6	69.9	7.2%

Verifica-se que o desempenho do sistema aumenta com o aumento de l_{ads} até aos 3.5 m, diminuindo depois para $l_{ads} = 4 \text{ m}$. Esta diminuição deve-se à redução para um valor muito baixo da massa de água no nodo superior do reservatório (resultante do espaço ocupado pelo adsorisor) bem como da sua inércia térmica, o que afecta o desempenho do sistema, refletindo-se na diminuição do valor de Q_{saving} . Por essa razão, não foram testados comprimentos superiores do adsorisor. Refira-se ainda que $l_{ads} = 3.5 \text{ m}$ se traduz num valor de Q_{saving} superior ao valor de base, mas à custa de uma maior massa de adsorvente e de metal no adsorisor, e ainda de uma maior altura do evaporador (1.06 m).

Note-se que, no âmbito deste trabalho, para efeitos de modelação, o adsorisor consiste apenas num tubo horizontal que, dadas as dimensões em jogo, necessitaria de adotar um formato helicoidal para caber no interior do reservatório de AQS. No entanto, na prática, isso poderá dificultar a sua construção, uma vez que, nessa fase, será necessário introduzir o adsorvente no interior do tubo, definir a secção oca central (separada do adsorvente por uma malha metálica) e assegurar a sua estanquidade. Uma possível solução poderá ser a divisão do adsorisor em vários tubos idênticos, formando um

adsorção multitubular vertical, cujos tubos converjam num ‘coletor’ único, por onde o vapor de adsorvato escoará de/para o restante circuito do sistema.

5.2.5. *Setpoints de temperatura das válvulas*

A variação dos *setpoints* de temperatura da abertura das válvulas V1 e V3 permite verificar qual o efeito no desempenho do sistema do atraso ou da antecipação do início das fases de dessorção e de adsorção, respetivamente. Os resultados obtidos para a variação do *setpoint* das válvulas apresentam-se na Tabela 5.13. Considera-se, tal como no caso de base, que o adsorção contém 16 kg de sílica-gel (*i.e.*, não são aqui considerados os resultados da variação de l_{ads} – Tabela 5.12). Os resultados para $T_{sp,V3} = \text{N.L.}^b$ permitem verificar qual o desempenho do sistema quando a abertura da válvula V3 não depende da temperatura da água no reservatório (apenas da pressão no sistema de adsorção). Verifica-se que os melhores desempenhos anuais se obtêm para $T_{sp,V3} = 45 \text{ °C}$ (provavelmente, por ser também a temperatura de *setpoint* de consumo) e são tanto melhores quanto menor for o *setpoint* da válvula V1 ($T_{sp,V1}$).

^b Não limitada.

Tabela 5.13 – Influência da variação dos *setpoints* das válvulas V1 e V3 (o resultado de base encontra-se sublinhado). $Q_{apoio,conv} = 976.5$ MJ.

$T_{sp,V1}$ [°C]	$T_{sp,V3}$ [°C]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
44	40	918.1	58.3	6.0%
	45	908.5	68.0	7.0%
	50	911.2	65.3	6.7%
	N.L.	913.2	63.2	6.5%
47	40	918.3	58.2	6.0%
	45	909.0	67.6	6.9%
	50	911.8	64.6	6.6%
	N.L.	913.8	62.6	6.4%
<u>50</u>	40	924.7	51.8	5.3%
	<u>45</u>	<u>916.0</u>	<u>60.5</u>	<u>6.2%</u>
	50	918.8	57.7	5.9%
	N.L.	920.8	55.7	5.7%
53	40	932.7	43.8	4.5%
	45	925.7	50.8	5.2%
	50	928.7	47.8	4.9%
	N.L.	930.7	45.7	4.7%
56	40	946.4	30.1	3.1%
	45	940.9	35.5	3.6%
	50	944.0	32.5	3.3%
	N.L.	946.2	30.2	3.1%

Com estes resultados surge a necessidade de avaliar o efeito de reduzir ainda mais $T_{sp,V1}$. O resultado encontra-se na Tabela 5.14, onde se considera que o valor ótimo para o *setpoint* da válvula V3 é de 45 °C. ‘N.L.’ indica o caso em que a abertura da válvula V1 não depende da temperatura da água no reservatório (apenas da pressão no sistema de adsorção).

Tabela 5.14 – Influência da variação do *setpoint* da válvula V1 (o resultado de base encontra-se sublinhado). $Q_{apoio,conv} = 976.5$ MJ.

$T_{sp,V1}$ [°C]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
<u>50</u>	<u>916.0</u>	<u>60.5</u>	<u>6.2%</u>
47	909.0	67.5	6.9%
44	908.5	68.0	7.0%
39	903.8	72.7	7.4%
36	902.0	74.4	7.6%
33	901.1	75.4	7.7%
30	900.8	75.7	7.8%
N.L.	900.8	75.7	7.8%

Verifica-se que o mais vantajoso é definir que a abertura da válvula não dependa da temperatura da água ($T_{sp,V1} = \text{N.L.}$). Assim, a válvula V1, que, ao se encontrar fechada na fase de aquecimento, permite que a água do reservatório aqueça até uma determinada temperatura antes de se iniciar a fase de dessorção, não ‘desviando’ a energia necessária ao aquecimento da água no reservatório para o adsorção, parece não apresentar vantagem em ser também controlada pela temperatura da água. A explicação prende-se com o facto de a válvula V1 impedir que a dessorção se inicie quando a temperatura no reservatório se encontra abaixo do seu *setpoint*, o que, em vários momentos ao longo do ano, impede que o adsorção esteja carregado (ou mais carregado) porque a temperatura da água nunca ultrapassa o *setpoint* da válvula, diminuindo posteriormente o efeito da adsorção. Por outro lado, se a abertura da válvula V1 apenas depender da pressão do sistema, a dessorção ocorre sempre que a água aquece e que a pressão no sistema ultrapasse a pressão de condensação. Isto traduz-se em melhores resultados, em comparação com o aquecimento mais rápido da água no reservatório antes da dessorção (a qual é impossibilitada pela válvula em vários momentos, o que se traduz num menor desempenho do sistema).

Assim, conclui-se que é mais vantajoso efetuar o controlo da válvula V1 apenas através da pressão no sistema. A permanência desta válvula no sistema é também importante devido à possível passagem do vapor proveniente do evaporador para o condensador (após atravessar a válvula V3) durante a fase de adsorção. Isto porque a pressão no condensador durante a adsorção poderá ser inferior à pressão do evaporador. Assim, a presença da válvula V1, fechada nesta fase, impedirá que o vapor seja conduzido para o

condensador, seguindo assim seguramente para o adsorisor. Portanto, a válvula V1 só necessitará de estar fechada durante a fase de adsorção. No entanto, este esquema de funcionamento da válvula V1 carece de verificação experimental.

5.2.6. Espessura do adsorvente e número de alhetas internas do adsorisor

Nos casos anteriores, a espessura da camada de adsorvente no interior do adsorisor (e_a) é de 3.6 cm, o que num adsorisor com 15 cm de diâmetro exterior e 2 mm de espessura de parede do tubo resulta num espaço oco (por onde o vapor de água escoia) com um diâmetro de 7.4 cm. Além disso, considera-se neste estudo que o adsorisor é internamente alhetado (Tabela 5.6) e que a altura das suas alhetas é idêntica à espessura da camada de adsorvente. Assim, ao se aumentar a espessura do leito de adsorvente aumenta-se também a altura das alhetas, a massa de sílica-gel e, conseqüentemente, a altura do evaporador. O resultado do aumento da espessura de adsorvente de 3.6 cm para 4.4 cm (diminuição do diâmetro do espaço oco central do adsorisor – diâmetro de 5.8 cm) encontra-se na Tabela 5.15. Considera-se, para este teste, que o adsorisor contém 16 kg de adsorvente e 20 alhetas longitudinais internas (como no caso de base) e que $T_{sp,V1} = \text{N.L.}$ e $T_{sp,V3} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabela 5.15 – Influência da variação da espessura do adsorvente [o resultado de referência (caso de base mas com $T_{sp,V1} = \text{N.L.}$ e $T_{sp,V3} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$) encontra-se sublinhado]. $Q_{apoio,conv} = 976.5 \text{ MJ}$.

e_a [cm]	m_a [kg]	V_{ads} [L]	h_e [m]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
<u>3.6</u>	<u>16.0</u>	<u>35.3</u>	<u>0.61</u>	<u>900.8</u>	<u>75.7</u>	<u>7.8%</u>
4.4	18.0	35.3	0.68	887.1	89.4	9.2%

Verifica-se que o aumento da espessura da camada de adsorvente em apenas 8 mm tem uma influência bastante significativa no desempenho do sistema (Q_{saving} sobe de 7.8% para 9.2%), devido ao aumento de 2 kg na massa de adsorvente (mantendo-se fixas as dimensões do adsorisor).

Tomando agora este resultado como referência ($Q_{saving} = 89.4 \text{ MJ}$), o efeito da variação do número de alhetas internas do adsorisor ($N_{f,i}$) encontra-se na Tabela 5.16 (sempre com

$e_a = 4.4$ cm). Note-se que a diminuição do número de alhetas permite o aumento da massa de adsorvente (aumentando a altura do evaporador), mas também reduz a massa de metal e a superfície de contacto entre o metal e o adsorvente. Verifica-se que, nas condições em causa, o número de alhetas que permite obter o melhor resultado é de 16 ($Q_{saving} = 89.8$ MJ). Abaixo deste valor, a superfície de contacto entre o adsorvente e o metal diminui ainda mais, e o aumento da massa de sílica-gel já não é compensador.

Tabela 5.16 – Influência da variação do número de alhetas no adsorisor [o resultado de referência (caso de base mas com $T_{sp,v1} = \text{N.L.}$ e $T_{sp,v3} = 45$ °C e $e_a = 4.4$ cm) encontra-se sublinhado].
 $Q_{apoio,conv} = 976.5$ MJ.

$N_{f,i}$	m_a [kg]	h_e [m]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
12	19.0	0.72	887.1	89.4	9.2%
14	18.8	0.71	886.8	89.7	9.2%
16	18.5	0.70	886.7	89.8	9.2%
18	18.3	0.69	886.8	89.7	9.2%
<u>20</u>	<u>18.0</u>	<u>0.68</u>	<u>887.1</u>	<u>89.4</u>	<u>9.2%</u>
22	17.7	0.67	887.5	89.0	9.1%
24	17.5	0.66	887.9	88.6	9.1%
26	17.2	0.65	888.5	88.0	9.0%

5.2.7. Conjugação dos parâmetros anteriores

A Tabela 5.17 apresenta a comparação entre o caso de base (Tabela 5.11) e a conjugação dos parâmetros anteriores que proporcionam os melhores resultados: a) $l_{ads} = 3.5$ m, $T_{sp,v1} = \text{N.L.}$ e $T_{sp,v3} = 45$ °C; b) $l_{ads} = 3.5$ m, $T_{sp,v1} = \text{N.L.}$, $T_{sp,v3} = 45$ °C, $e_a = 4.4$ cm e $N_{f,i} = 16$. Os casos a) e b) resultam em valores de Q_{saving} de 9.2% e 11.0%, respetivamente.

Tabela 5.17 – Conjugação dos parâmetros anteriores (o resultado de base encontra-se sublinhado).
 $Q_{apoio,conv} = 976.5$ MJ.

$T_{sp,v1}$ (°C)	$T_{sp,v3}$ (°C)	l_{ads} (m)	e_a (cm)	$N_{f,i}$	m_a (kg)	V_{ads} (L)	h_e (m)	$Q_{apoio,ads}$ (MJ)	Q_{saving} (MJ)	Q_{saving} (%)
<u>50</u>	<u>45</u>	<u>2</u>	<u>3.6</u>	<u>20</u>	<u>16.0</u>	<u>35.3</u>	<u>0.61</u>	<u>916.0</u>	<u>60.5</u>	<u>6.2%</u>
N.L.	45	3.5	3.6	20	28.0	61.8	1.06	886.7	89.7	9.2%
N.L.	45	3.5	4.4	16	32.4	61.8	1.23	868.7	107.8	11.0%

Os casos a) e b) foram ainda testados na situação em que a válvula V3 abre apenas quando há consumo de água e $T_{sp,V3} = 45$ °C. No entanto, os resultados foram apenas ligeiramente melhores do que os apresentados na Tabela 5.17: a) $Q_{saving} = 9.3\%$ e b) $Q_{saving} = 11.2\%$. Este ganho não é vantajoso, na medida em que não justifica a presença de um sensor de caudal para abrir a válvula apenas quando há consumo de água.

5.2.8. Diâmetro do adsorisor

Tomando agora o melhor caso anterior ($Q_{saving} = 11.0\%$) procede-se à diminuição do diâmetro do adsorisor ($D_{o,ads}$) de 15 cm para 12.5 cm, mantendo o mesmo volume do adsorisor no interior do reservatório (61.8 L), o que é possível através do aumento de l_{ads} de 3.5 m para 5.0 m. Isto permite aumentar a sua área de superfície exterior de 1.65 m² para 1.98 m². Além disso, mantendo praticamente a mesma espessura de adsorvente (agora 4.5 cm, devido a algumas aproximações nos cálculos), também a sua massa aumenta. Todos estes factores implicam a redução do diâmetro do espaço oco do adsorisor por onde escoo o vapor de água para 3 cm. Além disso, o valor da massa de adsorvente dependerá também do número de alhetas no interior do adsorisor. Os resultados da diminuição do diâmetro do adsorisor e da variação do seu número de alhetas apresentam-se na Tabela 5.18.

Tabela 5.18 – Influência da diminuição do diâmetro do adsorisor e da variação do seu número de alhetas [o resultado de referência (melhor resultado obtido anteriormente – Tabela 5.17) encontra-se sublinhado].

$$V_{ads} = 61.8 \text{ L e } Q_{apoio,conv} = 976.5 \text{ MJ.}$$

$D_{o,ads}$ [cm]	l_{ads} [m]	e_a [cm]	N_f	m_a [kg]	h_e [m]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
<u>15</u>	<u>3.5</u>	<u>4.4</u>	<u>16</u>	<u>32.4</u>	<u>1.23</u>	<u>868.7</u>	<u>107.8</u>	<u>11.0%</u>
12.5	5.0	4.5	6	37.6	1.43	855.5	121.0	12.4%
12.5	5.0	4.5	8	37.0	1.40	853.7	122.8	12.6%
12.5	5.0	4.5	10	36.3	1.38	852.8	123.7	12.7%
12.5	5.0	4.5	12	35.6	1.35	852.1	124.4	12.7%
12.5	5.0	4.5	14	35.0	1.33	851.8	124.7	12.8%
12.5	5.0	4.5	16	34.3	1.30	852.1	124.4	12.7%

Observa-se que, para este novo diâmetro do adsorisor, o número ótimo de alhetas é de 14 ($Q_{saving} = 12.8\%$). No entanto, ao contrário do caso de referência, onde com um diâmetro de 15 cm e 16 alhetas internas se tem uma distância entre as alhetas de 9.4 mm (ao nível das suas extremidades), para o melhor caso da Tabela 5.18 ($D_{o,ads} = 12.5$ cm e $N_{f,i} = 14$) a distância entre as alhetas é de apenas 4.8 mm. Isto deve ser levado em consideração, porque espaçamentos diminutos podem revelar-se problemáticos nas fases de adsorção e dessorção do vapor de água. Embora não seja possível implementar no modelo numérico qual o contributo negativo desta restrição (sem dados experimentais), um espaçamento mínimo de 6 mm é o recomendado por Sharafian *et al.* (2015). No entanto, este mínimo refere-se a um adsorisor contendo alhetas paralelas e onde a espessura das camadas de adsorvente (também a sílica-gel) é bem maior. Contudo, à falta de mais informação, permite ter uma ideia do espaçamento mínimo adequado entre as alhetas. Assim, ainda que no caso deste trabalho a distância entre as alhetas aumente desde a sua extremidade até à sua base, um espaçamento mínimo de 5 a 6 mm ao nível da extremidade parece um limite razoável para permitir a fácil adsorção/dessorção do vapor de água. Por conseguinte, o espaçamento de 4.8 mm, com $N_{f,i} = 14$, que resulta em $Q_{saving} = 12.8\%$ apresenta-se no limite do aceitável.

Até este ponto, não foi feita qualquer referência ao consumo de energia da bomba de circulação do circuito solar, que é o outro componente com consumo significativo no sistema, para além do aquecedor de apoio. Para os casos apresentados na Tabela 5.18, consegue-se uma redução de até 4% (poupança percentual relativamente ao sistema convencional, para o qual o consumo anual da bomba é de 291.2 MJ).

Com as modificações implementadas até este ponto, o desempenho global do sistema mais do que duplica em relação ao caso de base da Tabela 5.11 (12.8% vs. 6.2%), diminuindo, além disso, o consumo da bomba de circulação em cerca de 4%. É, assim, possível aumentar o valor de Q_{saving} mantendo constantes os volumes de ambos os reservatórios (principal e de pré-aquecimento) e o comprimento do condensador. No entanto, para que os resultados sejam significativos é necessário aumentar o volume do adsorisor (e, conseqüentemente, da massa de adsorvente e de metal), a espessura da camada de adsorvente e a altura do evaporador. O aumento desta altura para os valores apresentados (1.33 m vs. 0.61 m no caso de base) pode revelar-se de implementação

inviável, na prática: tem-se um reservatório principal com uma altura de 1.2 m, um reservatório de pré-aquecimento com 0.31 m e, para o melhor caso da Tabela 5.18, um evaporador com 1.33 m, o que, tudo somado, resulta numa altura total do reservatório com o módulo de adsorção de 2.84 m. Torna-se assim necessário reduzir a altura do evaporador. Esse é o objetivo das próximas secções, nas quais se tenta diminuir a altura do evaporador, sem com isso reduzir o desempenho global do sistema.

5.2.9. Altura das alhetas do evaporador

Com a redução da altura das alhetas dos tubos do evaporador ($h_{f,t,e}$) é possível alojar um maior número de tubos ($N_{t,e}$), o que, por sua vez, permite reduzir a altura do evaporador (h_e). Porém, como se pode verificar na Tabela 5.19, onde ao melhor caso obtido na Tabela 5.18 se reduz a altura das alhetas do evaporador, isso traduz-se na redução do desempenho global do sistema. Por conseguinte, embora se consiga reduzir a altura do evaporador, esta não é a melhor solução.

Tabela 5.19 – Influência da diminuição da altura das alhetas do evaporador [o resultado de referência (melhor resultado obtido anteriormente – Tabela 5.18) encontra-se sublinhado].

$$Q_{apoio,conv} = 976.5 \text{ MJ.}$$

$h_{f,e}$ [mm]	$N_{t,e}$	h_e [m]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
<u>25.4</u>	<u>34</u>	<u>1.33</u>	<u>851.8</u>	<u>124.7</u>	<u>12.8%</u>
20.0	45	1.00	853.9	122.6	12.6%
16.0	61	0.74	855.8	120.7	12.4%

A solução poderá passar por reservatórios de maior diâmetro, o que implica uma maior área de superfície para acomodar mais tubos do evaporador e se traduz numa menor altura dos tubos. Neste estudo, o diâmetro dos reservatórios tem-se mantido fixo em 0.52 m, pelo que parece haver ainda alguma margem para aumentar este valor.

5.2.10. Diâmetro dos reservatórios

Neste ponto, procede-se à diminuição da altura do reservatório principal (h_{tank1}), o que, para um mesmo volume (250 L), se traduz no aumento do seu diâmetro (D_{tank}). Conseqüentemente, mantendo o seu volume fixo em 62.5 L, também a altura do reservatório de pré-aquecimento (h_{tank2}) diminui, pois o seu diâmetro é idêntico ao do reservatório principal (D_{tank}). Isto traduz-se no aumento da área da superfície na base do reservatório de pré-aquecimento, permitindo a colocação de um maior número de tubos do evaporador, mantendo fixa a altura das suas alhetas ($h_{f,t,e} = 25.4$ mm, valor original).

Como se pode verificar na Tabela 5.20, o aumento do diâmetro dos reservatórios até 0.63 m, com o conseqüente aumento do número de tubos do evaporador, traduz-se num aumento do valor de Q_{saving} , que atinge um máximo de 144.2 MJ para $h_{\text{tank1}} = 0.8$ m. Para diâmetros superiores dos reservatórios, Q_{saving} tende a diminuir. Além disso, menores valores de h_{tank1} resultam em reservatórios cuja altura é apenas ligeiramente superior ao seu diâmetro, ou mesmo inferior a este. Relativamente à altura total do sistema, a melhor configuração traduz-se numa altura total de 1.87 m (vs. 2.84 m do melhor caso anterior, e 2.19 m do caso de base), aumentando o diâmetro dos reservatórios em apenas 0.11 m (0.63 m vs. 0.52 m). No entanto, o número de tubos no evaporador é agora de 52. Refira-se ainda que, para o melhor caso da Tabela 5.20, a poupança anual no consumo da bomba do circuito solar é de 4.5% (278.2 MJ vs. 291.2 MJ no sistema convencional).

Tabela 5.20 – Influência da diminuição da altura dos reservatórios [o resultado de referência (melhor resultado obtido anteriormente – Tabela 5.18) encontra-se sublinhado]. $Q_{\text{apoio,conv}} = 976.5$ MJ.

h_{tank1} [m]	h_{tank2} [m]	D_{tank} [m]	$N_{t,e}$	h_e [m]	$Q_{\text{apoio,ads}}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
<u>1.2</u>	<u>0.31</u>	<u>0.52</u>	<u>34</u>	<u>1.33</u>	<u>851.8</u>	<u>124.7</u>	<u>12.8%</u>
1.0	0.26	0.56	41	1.10	839.5	137.0	14.0%
0.9	0.23	0.60	46	0.98	834.8	141.7	14.5%
0.8	0.20	0.63	52	0.87	832.3	144.2	14.8%
0.7	0.18	0.67	61	0.74	832.4	144.1	14.8%
0.66	0.17	0.69	64	0.77	834.2	142.3	14.6%

5.2.11. Inclusão de alhetas externas no adsorsor

A adição de alhetas no exterior do adsorsor aumenta a área de transferência de calor entre a sua parede metálica e a água. Neste caso, escolheram-se alhetas anelares (verticais), pelas razões já explicadas anteriormente. Assim, tendo como referência o melhor caso da Tabela 5.20 ($Q_{saving} = 144.2$ MJ), foram testados dois novos casos: adição de 200 e 300 alhetas anelares externas. As alhetas têm uma espessura ($e_{f,o}$) de 2 mm e uma altura ($h_{f,o}$) de 18.75 mm (15% do diâmetro externo do adsorsor). Os resultados apresentam-se na Tabela 5.21. Note-se que a adição das alhetas promove o aumento do volume que o adsorsor ocupa no interior do reservatório (V_{ads}).

Tabela 5.21 – Influência da inclusão de alhetas anelares na superfície exterior do adsorsor [o resultado de referência (melhor resultado obtido anteriormente – Tabela 5.20) encontra-se sublinhado]. $Q_{apoio,conv} = 976.5$ MJ.

$N_{f,o}$	V_{ads} [L]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
<u>0</u>	<u>61.8</u>	<u>832.3</u>	<u>144.2</u>	<u>14.8%</u>
200	65.2	826.7	149.7	15.3%
300	66.9	826.3	150.2	15.4%

Verifica-se que um maior número de alhetas externas ($N_{f,o}$) promove uma maior poupança de energia. Contudo, este aumento é obtido à custa de uma maior quantidade de metal e de um menor volume de água no nodo superior do reservatório. Além disso, é necessário salvaguardar que o espaçamento entre as alhetas seja o suficiente para não suprimir a passagem da água e prejudicar a transferência de calor. No entanto, para os valores em causa (adsorsor com 5.0 m de comprimento e 300 alhetas de 2 mm de espessura), a distância entre as alhetas não parece ser problemática (14.8 mm).

Pode-se então concluir que, com as modificações implementadas, a poupança anual de energia no aquecedor de apoio sobe de 6.2% (caso de base – Tabela 5.11) para 15.4%. Além disso, a poupança anual no consumo da bomba de circulação do circuito solar sobe de 1.1% (caso de base) para 4.5%. No entanto, esta melhoria é obtida à custa do aumento do volume do adsorsor (e, conseqüentemente, da massa de sílica-gel e de metal), da espessura da camada de sílica-gel e do volume do evaporador (aumento de 18 tubos do evaporador, em relação aos 34 do caso de base; e aumento da sua altura em

0.26 m, em relação aos 0.61 m do caso de base). Por outro lado, a altura total do sistema na configuração de base é de 2.19 m e, para o melhor caso obtido deste estudo, a altura é de 1.87 m, com um diâmetro dos reservatórios apenas um pouco maior (0.63 m vs. 0.52 m).

5.2.12. Espessura das alhetas externas do adsorisor

A redução da espessura das alhetas exteriores permite que haja um maior espaçamento ($S_{f,o}$) entre estas (para o mesmo número de alhetas) e uma menor massa de metal. Na Tabela 5.22 apresenta-se o resultado da diminuição da espessura das alhetas; tendo em consideração que há um maior espaçamento entre elas, optou-se por aumentar o número de alhetas até 400.

Tabela 5.22 – Influência da redução da espessura das alhetas exteriores [os resultados de referência (melhor resultado obtido anteriormente – Tabela 5.21) encontram-se sublinhados]. $Q_{apoio,conv} = 976.5$ MJ.

$N_{f,o}$	$e_{f,o}$ [mm]	$S_{f,o}$ [mm]	V_{ads} [L]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
<u>200</u>	<u>2</u>	<u>23.2</u>	<u>65.2</u>	<u>826.7</u>	<u>149.7</u>	<u>15.3%</u>
<u>300</u>	<u>2</u>	<u>14.8</u>	<u>66.9</u>	<u>826.3</u>	<u>150.2</u>	<u>15.4%</u>
200	1	24.2	63.5	826.0	150.4	15.4%
300	1	15.8	64.4	825.6	150.9	15.5%
400	1	11.6	65.2	825.3	151.1	15.5%

Verifica-se um aumento do desempenho do sistema quando se reduz a espessura das alhetas externas e se mantém o mesmo número de alhetas (e.g., 15.4% vs. 15.5%, com 300 alhetas). Isto parece dever-se à grande redução da massa de metal (50%) quando comparada com a pequena redução da superfície alhetada (~0.3%), ao se reduzir a sua espessura para metade. Por seu lado, também se verifica um aumento do desempenho global do sistema quando se aumenta o número de alhetas, para uma espessura fixa, tal como no caso anterior (Tabela 5.21). Neste caso, a massa de metal aumenta, mas também há um aumento significativo na área da superfície alhetada.

No entanto, detetou-se um problema neste ponto: o volume que o adsorisor ocupa no nodo do reservatório (V_{ads}) não reflete a sua geometria. Ou seja, embora em todos os

casos o volume efetivamente ocupado pelo adsorisor seja inferior ao volume do nodo do reservatório (83.3 L), seria necessário que parte das alhetas do adsorisor ocupasse o espaço existente entre outras alhetas para que o adsorisor coubesse no nodo em causa. Isto porque o volume do cilindro fictício definido pelo diâmetro exterior das alhetas externas (V'_{ads}) é de 104.5 L (maior do que o volume do nodo do reservatório), no melhor caso da Tabela 5.22 (e nos outros casos é apenas ligeiramente inferior).

Optou-se então pela diminuição da altura das alhetas exteriores de 18.75 mm (15% do diâmetro do adsorisor) para 6.25 mm (5% do diâmetro do adsorisor). Para compensar esta redução aumentou-se o número de alhetas exteriores para 500. Neste caso, o valor de $S_{f,o}$ diminui para 9.1 mm, mas tendo em conta que as alhetas são mais baixas parece um valor aceitável. Além disso, reduziu-se também a espessura do tubo do adsorisor (e_m) e das suas alhetas interiores ($e_{f,i}$) para 1 mm, o que permite aumentar a massa de adsorvente, tentando compensar ao máximo a diminuição da altura das alhetas exteriores. Optou-se por se manter fixo o número de alhetas interiores (14), pois o espaçamento entre estas (ao nível das suas extremidades) é já de 6 mm. O resultado encontra-se na Tabela 5.23.

Tabela 5.23 – Influência da redução da altura das alhetas exteriores e da espessura das alhetas interiores e do tubo do adsorisor [o resultado de referência (melhor resultado obtido anteriormente – Tabela 5.22) encontra-se sublinhado]. $Q_{apoio,conv} = 976.5$ MJ.

$N_{f,o}$	$h_{f,o}$ [mm]	$S_{f,o}$ [mm]	V'_{ads} [L]	e_m [mm]	$e_{f,i}$ [mm]	m_a [kg]	h_e [m]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
400	<u>18.75</u>	<u>11.6</u>	<u>104.5</u>	<u>2</u>	<u>2</u>	<u>35.0</u>	<u>0.87</u>	<u>825.3</u>	<u>151.1</u>	<u>15.5%</u>
500	6.25	9.1	74.8	1	1	38.6	0.96	821.6	154.9	15.9%

Com as alterações implementadas, embora reduzindo a altura das alhetas exteriores, é possível aumentar o desempenho do sistema para uma poupança de 15.9%. Isso deve-se, sobretudo, ao aumento da massa de adsorvente (possível pela redução da espessura do tubo do adsorisor e das suas alhetas interiores). No entanto, isto implica o aumento da altura do evaporador de 868 mm para 958 mm. Ou seja, tem-se agora um sistema com aproximadamente 2 m de altura, mas, ainda assim, inferior à do caso de base (2.19 m). Há, no entanto, que ter em consideração que uma espessura de 1 mm pode não ser estruturalmente adequada para um tubo do adsorisor de 125 mm de diâmetro (para esta

gama de diâmetros nominais, o valor mínimo da espessura ronda os 2 mm). Relativamente ao volume do adsorção, verifica-se que este ocupa agora 90% no volume do nodo superior do reservatório ($= 74.8 / 83.3$), ao se considerar o cilindro definido pelo diâmetro das alhetas exteriores, o que permite a sua colocação no reservatório sem a sobreposição das alhetas exteriores. Quanto ao seu volume real (63.1 L), este ocupa 76% do volume do nodo em causa.

5.2.13. *Material dos componentes*

Com este estudo pretende-se verificar qual a influência da substituição do cobre pelo aço inoxidável nos três componentes do módulo de adsorção (adsorção, condensador e evaporador). Para tal, foi efetuado um conjunto de simulações anuais ao sistema e avaliado o seu desempenho com base nos resultados obtidos no subcapítulo anterior (Tabela 5.23), avaliando o impacto da alteração do material em cada componente de cobre para aço inoxidável (propriedades na Tabela 5.24).

Tabela 5.24 – Propriedades do aço inoxidável e do cobre (a 50 °C) [Çengel (2006), The Engineering Toolbox (2016)].

Metal	Propriedade		
	c [J/(kg·K)]	k [W/(m·K)]	ρ [kg/m ³]
Aço inox	486	15.3	7900
Cobre	388	384	8940

Na Tabela 5.25 apresentam-se os resultados referentes aos testes com os diferentes materiais. Como se pode verificar, o desempenho do sistema apenas decresce um pouco ao se alterar o material dos componentes de cobre para aço inoxidável. No entanto, há que ter em consideração que os valores das condutibilidades térmicas são desprezados ao se considerar que a parede metálica do adsorção se encontra toda à mesma temperatura e que a resistência térmica das paredes do condensador e do evaporador é muito baixa em relação às restantes resistências térmicas envolvidas. As condutibilidades térmicas são apenas utilizadas para o cálculo da eficiência das superfícies alhetadas do adsorção e do evaporador. Assim, a opção pelo cobre neste

trabalho é, de certa forma, justificada, pois traduz-se num melhor desempenho do sistema, além de que este estudo teórico tem apenas um caráter exploratório, na tentativa de analisar a viabilidade técnica do sistema. Mas há que ter sempre consciência de que a sua realização prática em cobre encarece a construção do sistema. O impacto real do material apenas poderá ser avaliado na prática, sobretudo no que diz respeito à resistência térmica de contacto entre a parede metálica do adsorção e o adsorvente, que é um parâmetro muito difícil de avaliar.

Tabela 5.25 – Influência da alteração do material dos componentes.

Adsorção	Condensador	Evaporador	Q_{apoio} (MJ)	Q_{saving} (%)
Sistema convencional			976.5	-
Cobre	Cobre	Cobre	821.6	15.9%
Cobre	Aço inox	Cobre	821.7	15.9%
Cobre	Aço inox	Aço inox	822.6	15.8%
Aço inox	Aço inox	Cobre	827.4	15.3%
Aço inox	Cobre	Aço inox	826.9	15.3%
Aço inox	Aço inox	Aço inox	827.8	15.2%

5.2.14. Sílica-gel versus SWS-1L

Para efetuar esta substituição é necessário definir corretamente a cinética e o equilíbrio de adsorção do par SWS-1L/água. Assim, os valores dos coeficientes da equação do modelo LDF e da equação de Tóth relativos a este par de trabalho apresentam-se na Tabela 5.26 e na Tabela 5.27, respetivamente. Por outro lado, é também necessário conhecer as propriedades físicas do adsorvente composto SWS-1L, de forma a caracterizá-lo corretamente no modelo. Estes apresentam-se na Tabela 5.28.

Tabela 5.26 – Coeficientes do modelo LDF para o par de trabalho de SWS-1L/água [Saha *et al.* (2009)].

Símbolo	Valor	Unidade
D_{s0}	2.54×10^{-4}	m^2/s
E_a	4.2×10^4	J/mol
R_p	1.74×10^{-4}	m

Tabela 5.27 – Coeficientes da equação de Tóth para o par de trabalho de SWS-1L/água [Saha *et al.* (2009)].

Símbolo	Valor	Unidade
K_0	2.0×10^{-9}	kg/(kg·kPa)
X_{\max}	0.8	kg/kg
R'	0.4619	kJ/(kg·K)
τ	1.1	-
ΔH_{ads}	2.76×10^3	kJ/kg

Tabela 5.28 – Propriedades físicas do composto SWS-1L.

Símbolo	Valor	Unidade	Referência
c_p	880	J/(kg·K)	Nuñez (2001)
ε	0.742	-	Eq. (4.8)
ε_{bed}	0.4	-	Aristov <i>et al.</i> (2006a)
ε_{part}	0.57	-	Aristov <i>et al.</i> (2006b)
ρ_a	2512	kg/m ³	Eq. (4.10)
ρ_{apar}	646	kg/m ³	Nuñez (2001)

Na Tabela 5.29 procede-se à comparação dos valores de Q_{saving} resultantes da substituição da sílica-gel pelo composto SWS-1L. Consideraram-se os parâmetros do sistema correspondentes aos melhores resultados obtidos no estudo anterior, antes da inclusão do sistema de alhetas exteriores no adsorisor (Tabela 5.20). Com isto, pretende-se saber qual o efeito da substituição da sílica-gel pelo SWS-1L na ausência de alhetas externas no adsorisor, na tentativa de melhorar o desempenho do sistema sem com isso aumentar o volume e complexidade do adsorisor.

Tabela 5.29 – Influência da substituição da sílica-gel por SWS-1L, considerando um adsorisor sem alhetas exteriores (o melhor resultado obtido com a sílica-gel encontra-se sublinhado – Tabela 5.20).

$$Q_{apoio,conv} = 976.5 \text{ MJ.}$$

Adsorvente	m_a [kg]	h_e [m]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
<u>Sílica-gel</u>	<u>35.0</u>	<u>0.87</u>	<u>832.3</u>	<u>144.2</u>	<u>14.8%</u>
SWS-1L	37.3	1.54	737.2	239.2	24.5%

Verifica-se que, embora o valor da massa de adsorvente apenas seja ligeiramente superior em relação ao da sílica-gel (37.3 kg vs. 35.0 kg), o valor de Q_{saving} é bem mais

elevado (24.5% vs. 14.8%), o que abona claramente em favor do SWS-1L. No entanto, a altura do evaporador quase que duplica em relação ao adsorisor com sílica-gel (1.54 m vs. 0.87 m), o que se deve ao dobro da capacidade máxima de adsorção do SWS-1L em relação à da sílica-gel (0.8 kg/kg_{SWS} vs. 0.4 kg/kg_{sílica-gel}).

Diminuindo agora o comprimento do adsorisor, de forma a reduzir a massa de SWS-1L e, conseqüentemente, a altura do evaporador, até à altura do evaporador do sistema com sílica-gel (0.87 m), tem-se um adsorisor com 2.8 m de comprimento (ao invés dos 5.0 m) e uma massa de 17.4 kg de adsorvente. Isto traduz-se num valor de Q_{saving} de 18.5% (Tabela 5.30), continuando a verificar-se um salto significativo no valor de Q_{saving} em relação à sílica-gel (18.5% vs. 14.8%). Além disso, esta configuração, embora apresente um desempenho inferior ao caso anterior (Tabela 5.29), permite reduzir significativamente as dimensões não só do evaporador, mas também do adsorisor, o que se traduz numa poupança significativa de material adsorvente e de metal.

Tabela 5.30 – Influência da substituição da sílica-gel por SWS-1L, considerando a mesma altura do evaporador (o melhor resultado obtido com a sílica-gel encontra-se sublinhado – Tabela 5.20).

$$Q_{apoio,conv} = 976.5 \text{ MJ.}$$

Adsorvente	l_{ads} [m]	m_a [kg]	h_e [m]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
Sílica-gel	<u>5.0</u>	<u>35.0</u>	0.87	<u>832.30</u>	<u>144.2</u>	<u>14.8%</u>
SWS-1L	2.8	17.4		795.85	180.6	18.5%

Inclusão de alhetas externas no adsorisor

Tal como no caso da sílica-gel, procede-se agora à adição de um sistema de alhetas anelares no exterior do tubo do adsorisor e à diminuição da espessura da sua parede metálica e das suas alhetas interiores para 1 mm. O número de alhetas interiores mantém-se fixo ($N_{f,i} = 14$) porque o espaçamento entre estas é já de 6 mm ao nível das suas extremidades. Relativamente ao número de alhetas exteriores, definiu-se um valor tal que o espaçamento entre estas não seja inferior a 10 mm ($N_{f,o} = 250$). E, neste caso, como o adsorisor tem um comprimento inferior ao do caso da sílica-gel, é possível introduzir alhetas exteriores mais altas sem comprometer a colocação do adsorisor no nodo superior do reservatório de água. O resultado apresenta-se na Tabela 5.31,

atingindo já perto dos 20% de poupança no consumo de energia do sistema de apoio em relação ao sistema convencional.

Tabela 5.31 – Influência da substituição da sílica-gel por SWS-1L, considerando o adsorvente externamente alhetado (o melhor resultado obtido com a sílica-gel encontra-se sublinhado – Tabela 5.23). $N_{fi} = 14$, $e_{fi} = e_{fo} = e_m = 1$ mm, $h_e = 0.96$ m, $Q_{apoio,conv} = 976.5$ MJ.

Adsorvente	$N_{f,o}$	$h_{f,o}$ [mm]	$S_{f,o}$ [mm]	l_{ads} [m]	V'_{ads} [L]	m_a [kg]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
Sílica-gel	<u>500</u>	<u>6.25</u>	<u>9.1</u>	<u>5.0</u>	<u>74.8</u>	<u>38.6</u>	<u>821.6</u>	<u>154.9</u>	<u>15.9%</u>
SWS-1L	250	18.75	10.3	2.8	58.7	19.3	783.5	193.0	19.8%

Conclui-se que com a substituição da sílica-gel pelo composto SWS-1L é possível reduzir para metade a massa de adsorvente envolvida (reduzindo também a massa de metal) e obter um valor de Q_{saving} superior em 4 pontos percentuais ao melhor valor obtido com a sílica-gel, mantendo a altura total do sistema (~2 m). Contudo, os problemas relativos à aplicação prática deste composto (*e.g.*, corrosão e formação de gases não condensáveis) ainda não conhecem uma solução definitiva, tornando esta opção apenas um caso de estudo teórico.

5.3. Estudo de otimização

Com base nos parâmetros analisados nas secções anteriores, realizou-se um estudo de otimização do sistema, na tentativa de encontrar a configuração que se traduza no menor consumo de energia do sistema de apoio. Para tal, utilizou-se o *software* GenOpt, um programa de otimização que permite minimizar uma determinada ‘função objetivo’ de um programa de simulação independente; neste caso, o TRNSYS.

5.3.1. Metodologia

A interação entre o GenOpt e o TRNSYS implica a modificação dos ficheiros de *input* de ambos os *softwares*, de modo a definir a interação entre ambos (*e.g.*, identificação comum dos parâmetros a otimizar, localização dos principais ficheiros) e as opções de

otimização desejadas (*e.g.*, algoritmo de otimização, limite de iterações), bem como os parâmetros a otimizar e suas gamas de variação. O método de otimização do GenOpt consiste na execução consecutiva das simulações em TRNSYS, na tentativa de minimizar a variável desejada (neste caso, o consumo do sistema de apoio), em função da variação dos parâmetros a otimizar (dentro da gama definida), com base no algoritmo de otimização selecionado. Após cada simulação, o GenOpt avalia se o aumento ou a diminuição do parâmetro avaliado nessa ‘iteração’ se traduz na redução do consumo do sistema de apoio. Se tal não se verificar, a evolução do parâmetro em análise ocorrerá em sentido contrário ao atual nas próximas iterações, até se verificar o consumo de energia mínimo. Este processo é realizado de forma conjunta para todos os parâmetros.

5.3.2. *Análise dos resultados*

Os parâmetros a otimizar e a sua gama e passo de variação apresentam-se na Tabela 5.32. Neste estudo, optou-se por realizar a variação dos valores dos diâmetros de todos os elementos tubulares consoante valores nominais padrão (DN), aos quais correspondem também valores padrão da espessura. No caso dos tubos do evaporador, a cada diâmetro está ainda associado um determinado número de alhetas exteriores ($N_{f,e}$) [segundo Taborek (1997)]. $f_{ads-nodo}$ representa a fração do nodo do reservatório de AQS ocupada pelo adsorção (considerando o volume cilíndrico delimitado pelas alhetas exteriores do adsorção), pelo que o comprimento do adsorção (l_{ads}) é função deste valor e das suas restantes dimensões exteriores. O número de alhetas internas e externas do adsorção ($N_{f,i}$ e $N_{f,o}$, respetivamente) é, em cada caso, o valor máximo que permita um espaçamento de 10 mm entre as alhetas exteriores e de 6 mm entre as alhetas interiores (ao nível da sua extremidade). Considera-se ainda que o diâmetro do furo central para a passagem do vapor de adsorção é sempre 25% do valor do diâmetro interno do adsorção, pelo que a espessura (e , conseqüentemente, a massa) de adsorção será também função deste parâmetro, em cada caso. Relativamente à altura do reservatório de AQS (h_{tank1}), a sua variação implicará também a variação do seu diâmetro (e , conseqüentemente, do diâmetro do reservatório de pré-aquecimento), pois considera-se fixo o volume do reservatório (250 L). Relativamente aos *setpoints* das válvulas do módulo de adsorção, os valores de ‘N.L.’ representam os casos em que a

sua abertura não depende do valor de temperatura da água. Refira-se ainda que, neste estudo de otimização, se considera fixo o volume total do reservatório de pré-aquecimento ($V_{\text{tank2}} = 62.5$ L), e não o volume de água contida neste reservatório ($V_{w,\text{tank2}}$), como foi considerado no estudo paramétrico anterior (nesse caso, para fixar a quantidade de água no reservatório secundário e focar o estudo unicamente na variação dos restantes parâmetros). Assim, o volume de água no reservatório de pré-aquecimento será agora obrigatoriamente inferior a 62.5 L e dependerá das dimensões do condensador: diâmetro ($D_{o,c}$) e comprimento (l_c). Neste estudo de otimização, a gama de variação de l_c adotada (5 m a 7 m) é tal que permita a colocação de um tubo com o diâmetro máximo ($D_{o,c} = 33.4$ mm) no interior do reservatório de pré-aquecimento (para $l_c > 7$ m tal já não é praticável). Sabendo-se de antemão que maiores valores de l_c se traduzirão em melhores desempenhos, não se consideram valores de l_c inferiores a 5 m.

Neste estudo de otimização, selecionou-se a sílica-gel como o material adsorvente (e não o composto SWS-1L) por ser o adsorvente considerado, desde o início, na generalidade do trabalho desenvolvido nesta tese. Além disso, para efeitos de aplicações práticas, a sílica-gel apresenta-se mais realista no contexto atual (maior disponibilidade e provas dadas do seu funcionamento), pois o SWS-1L apresenta ainda alguns problemas de aplicação sem solução definitiva.

Tabela 5.32 – Parâmetros analisados no estudo de otimização e sua gama de variação.

Componente	Parâmetro	Gama	Passo
Adsorisor	$D_{o,ads} (e_m)$ [mm]	10.16 (2.108), 12.7 (2.108), 14.13 (2.769), 16.828 (2.769), 19.368 (2.769), 21.908 (2.769)	–
	$e_{f,i}$ [mm]	1.0 – 2.0	0.5
	$e_{f,o}$ [mm]	1.0 – 2.0	0.5
	$h_{f,o}$ [mm]	$0.1 \times D_{o,ads} - 0.3 \times D_{o,ads}$	$0.1 \times D_{o,ads}$
	$f_{ads-nodo}$	0.5 – 0.9	0.1
Condensador	$D_{o,c} (e_c)$ [mm]	10.26 (1.727), 13.72 (2.235), 17.15 (2.311), 21.34 (2.769), 26.67 (2.87), 33.4 (3.378)	–
	l_c [m]	5 – 7	1
Evaporador	$D_{o,e} (e_c, N_{f,e})$ [mm]	19.05 (2.11, 16), 25.4 (2.77, 20), 48.26 (36.8, 36), 60.32 (3.91, 40)	–
	$h_{f,e}$ [mm]	$0.5 \times D_{e,o} - 1 \times D_{e,o}$	$0.25 \times D_{e,o}$
Reservatório AQS	h_{tank1} [m]	0.7 – 1.2	0.1
Válvulas	$T_{sp,V1}$ [°C]	N.L., 25 – 60	5
	$T_{sp,V3}$ [°C]	35 – 55, N.L.	5

Do estudo de otimização, resulta que a configuração do sistema para a qual o valor de Q_{apoio} é mínimo é a seguinte: $D_{o,ads} = 10.16$ mm, $e_{f,i} = 1.0$ mm, $e_{f,o} = 1.0$ mm, $h_{f,o} = 0.1 \times D_{o,ads}$, $f_{ads-nodo} = 0.9$, $D_{o,c} = 33.4$ mm, $l_c = 7$ m, $D_{o,e} = 19.05$ mm, $h_{f,e} = 1 \times D_{o,e}$, $h_{tank1} = 0.8$ m, $T_{sp,V1} = \text{N.L.}$ e $T_{sp,V3} = 45$ °C, o que se traduz em $Q_{saving} = 155.3$ MJ (*i.e.*, uma poupança de 15.9% em relação ao sistema convencional). Com maior detalhe, o aquecedor do sistema convencional consome anualmente 976.5 MJ para satisfazer as necessidades de consumo à temperatura de *setpoint* considerada (45 °C), enquanto com o sistema com módulo de adsorção otimizado esse consumo decresce para 821.2 MJ. Por outras palavras, é possível poupar anualmente a energia necessária para aumentar em 20 °C a temperatura de 1855.8 L de água, o que corresponde, sensivelmente, a 10 vezes o volume de água no interior do reservatório de AQS considerado no estudo (250 L menos o volume ocupado pelo adsorção). Este resultado é apenas ligeiramente superior ao obtido no estudo paramétrico anterior ($Q_{saving} = 154.9$ MJ), o que vem confirmar que a abordagem adotada ao longo desse estudo, por tentativa e análise de resultados, foi a correta.

Verifica-se que é desejável um adsorção com o menor diâmetro possível ($D_{o,ads} = 10.16$ mm), com alhetas exteriores curtas ($h_{f,o} = 0.1 \times D_{o,ads}$), com as alhetas interiores e exteriores o mais finas possível ($e_{f,i} = 1.0$ mm e $e_{f,o} = 1.0$ mm), e ocupando o maior volume possível no nodo do reservatório ($f_{ads-nodo} = 0.9$), o que se traduz num maior comprimento deste componente e num maior número de alhetas exteriores: $l_{ads} = 7.7$ m, $N_{f,i} = 10$, $N_{f,o} = 695$, resultando numa massa de sílica-gel de 36.9 kg, com uma espessura de 37 mm no interior do tubo do adsorção. O mesmo já se tinha concluído nas Secções 5.2.4, 5.2.8, 5.2.11 e 5.2.12.

Relativamente ao condensador, verifica-se que o melhor desempenho resulta dos maiores comprimento e diâmetro admissíveis para este componente ($l_c = 7$ m e $D_{o,c} = 33.4$ mm), tal como se verificou na Secção 5.2.1.

Quanto ao evaporador, conclui-se que é mais vantajoso usar tubos de pequeno diâmetro ($D_{o,e} = 19.05$ mm) e com alhetas o mais longas possível para esse diâmetro ($h_{f,e} = 1 \times D_{o,e}$), de forma a proporcionar um elevado número de tubos no evaporador ($N_{t,e} = 90$), tal como se verificou na Secção 5.2.2. $N_{t,e}$ também está relacionado com a área de secção disponível sob o reservatório de pré-aquecimento para a colocação dos tubos,

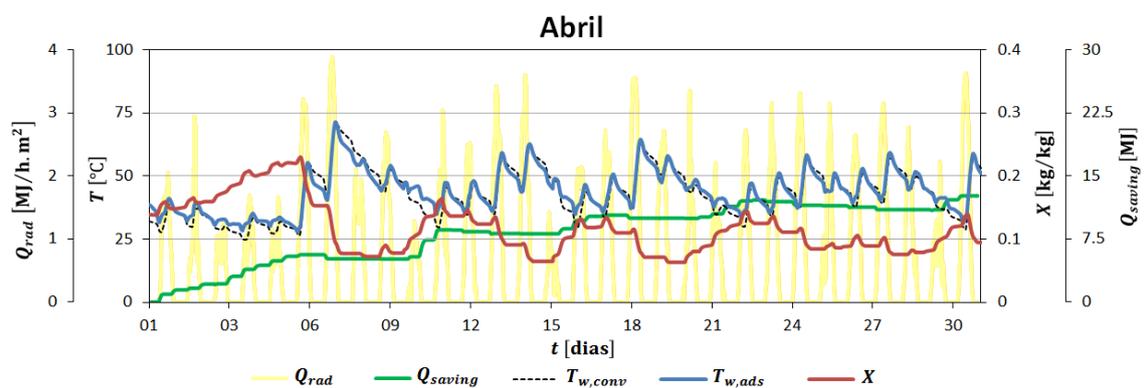
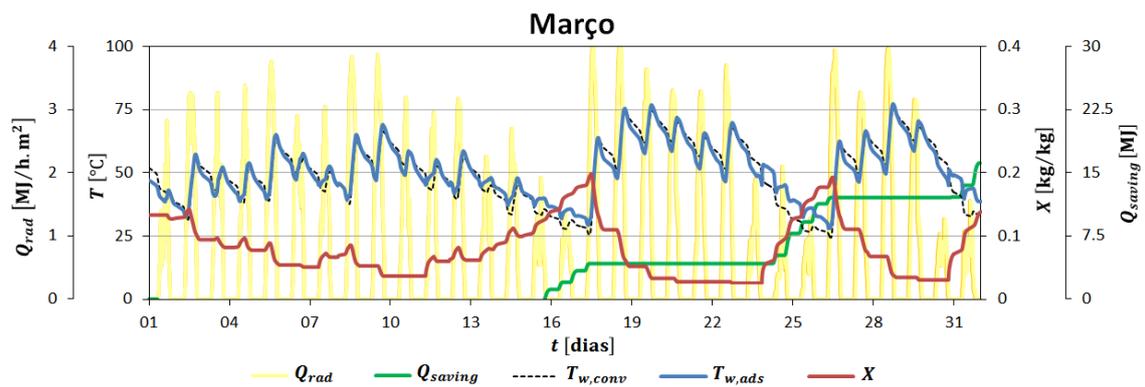
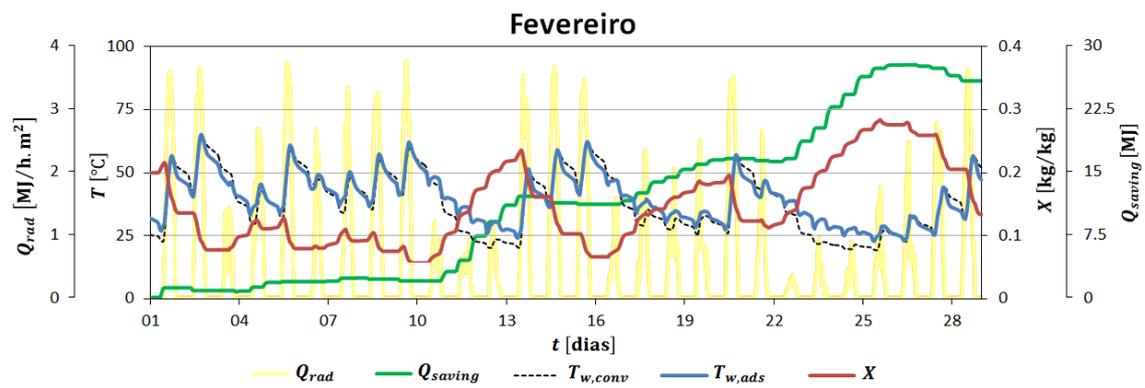
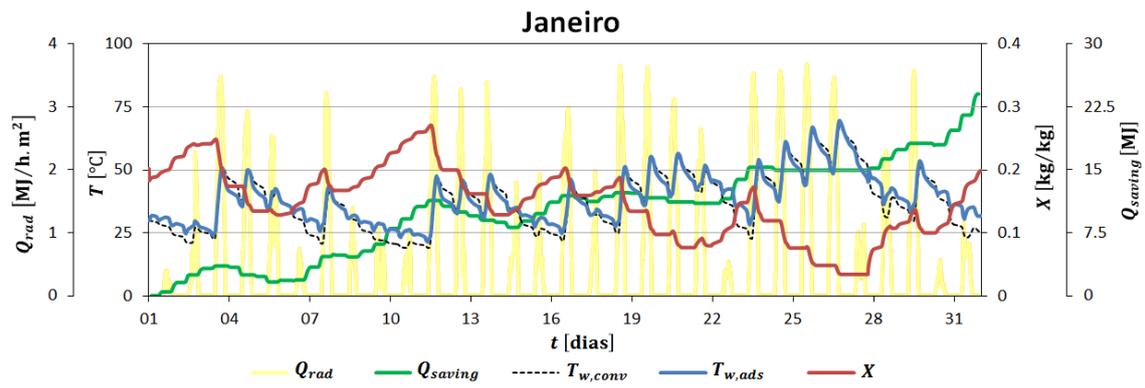
cujo valor ótimo conduz a $h_{\text{tank1}} = 0.8$ m para o reservatório principal de 250 L, como já se havia concluído na Secção 5.2.10.

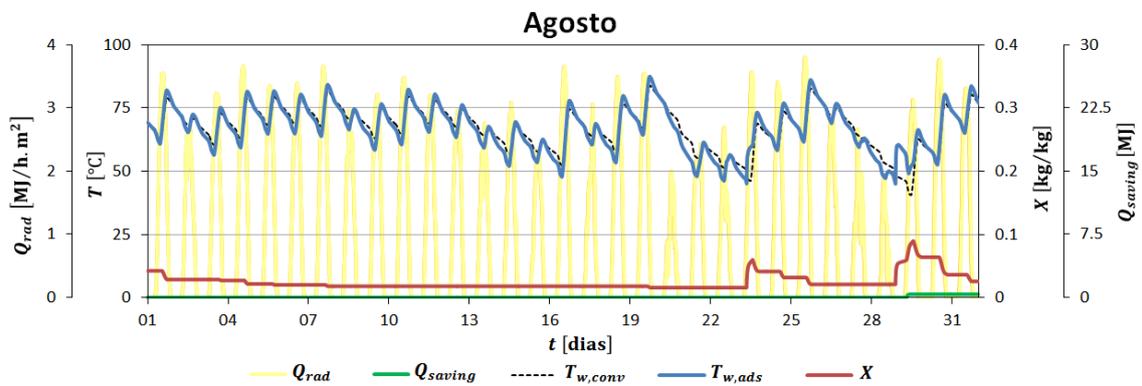
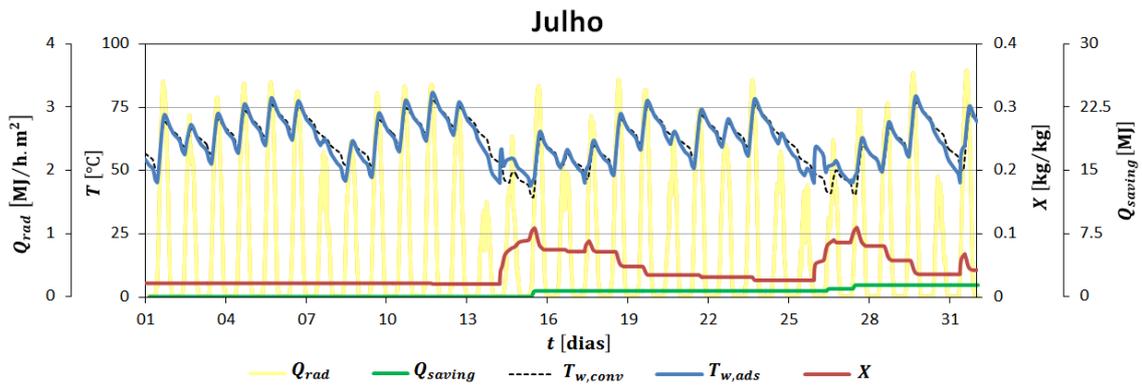
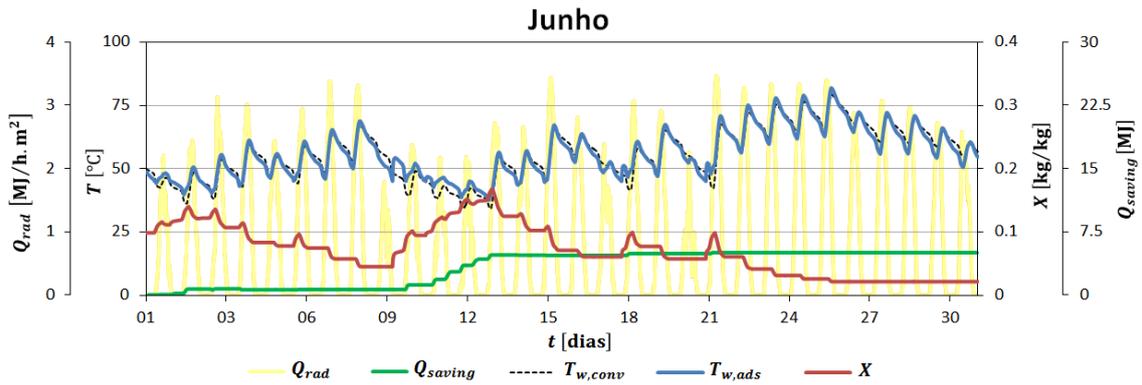
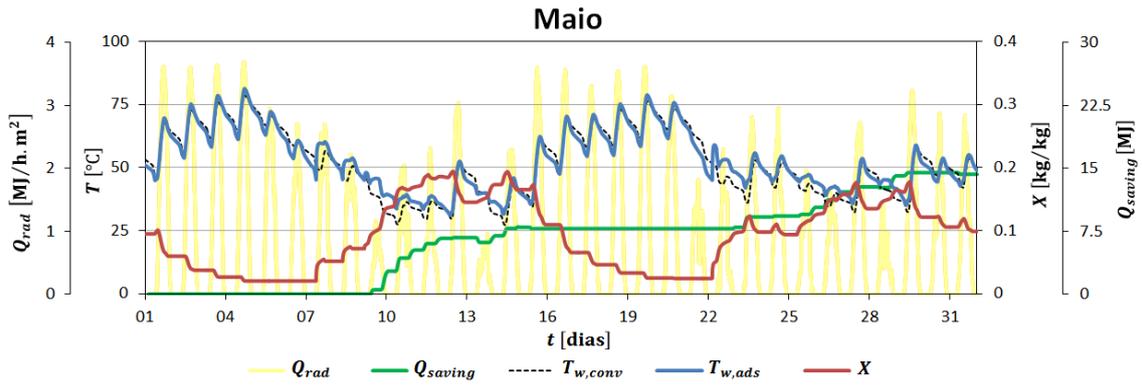
Por fim, verifica-se que $T_{sp,V1} = \text{N.L.}$ e $T_{sp,V3} = 45$ °C se traduzem no maior valor de Q_{saving} , tal como discutido na Secção 5.2.5. Todas estas conclusões já eram apontadas pelos resultados do estudo paramétrico anterior, parâmetro a parâmetro e de forma segregada, vindo este estudo de otimização confirmá-las, avaliando conjuntamente a influência de todos os parâmetros.

Evolução do comportamento do sistema ao longo do ano

Para a configuração resultante do estudo de otimização, apresentam-se na Figura 5.19 as evoluções, em cada mês, do teor de água adsorvida pela sílica-gel (X), das temperaturas da água nos reservatórios de AQS do sistema com módulo de adsorção ($T_{w,ads}$) e convencional ($T_{w,conv}$), e do acumulado Q_{saving} – a poupança no consumo de energia de apoio do sistema com módulo de adsorção relativamente ao do sistema convencional. No sistema de adsorção, valores de T_w elevados promovem a diminuição do valor de X (dessorção), carregando o módulo de adsorção; subsequentemente, nos períodos em que T_w seja inferior a 45 °C – *setpoint* de consumo e de início da descarga do adsorção –, ocorre a libertação do calor de adsorção para a água do reservatório (fase de adsorção), o que, relativamente ao sistema convencional, se traduz em maiores valores de T_w , especialmente em dias com fraca radiação solar. Este é o principal mecanismo que contribui para Q_{saving} .

Na Tabela 5.33 apresentam-se os valores mensais de consumo de energia no aquecedor de apoio em ambos os sistemas, com módulo de adsorção ($Q_{\text{apoi},ads}$) e convencional ($Q_{\text{apoi},conv}$), e o correspondente valor de Q_{saving} , assim como os valores médios mensais da temperatura da água no nodo superior do tanque em ambos os sistemas ($\bar{T}_{w,conv}$ e $\bar{T}_{w,ads}$).





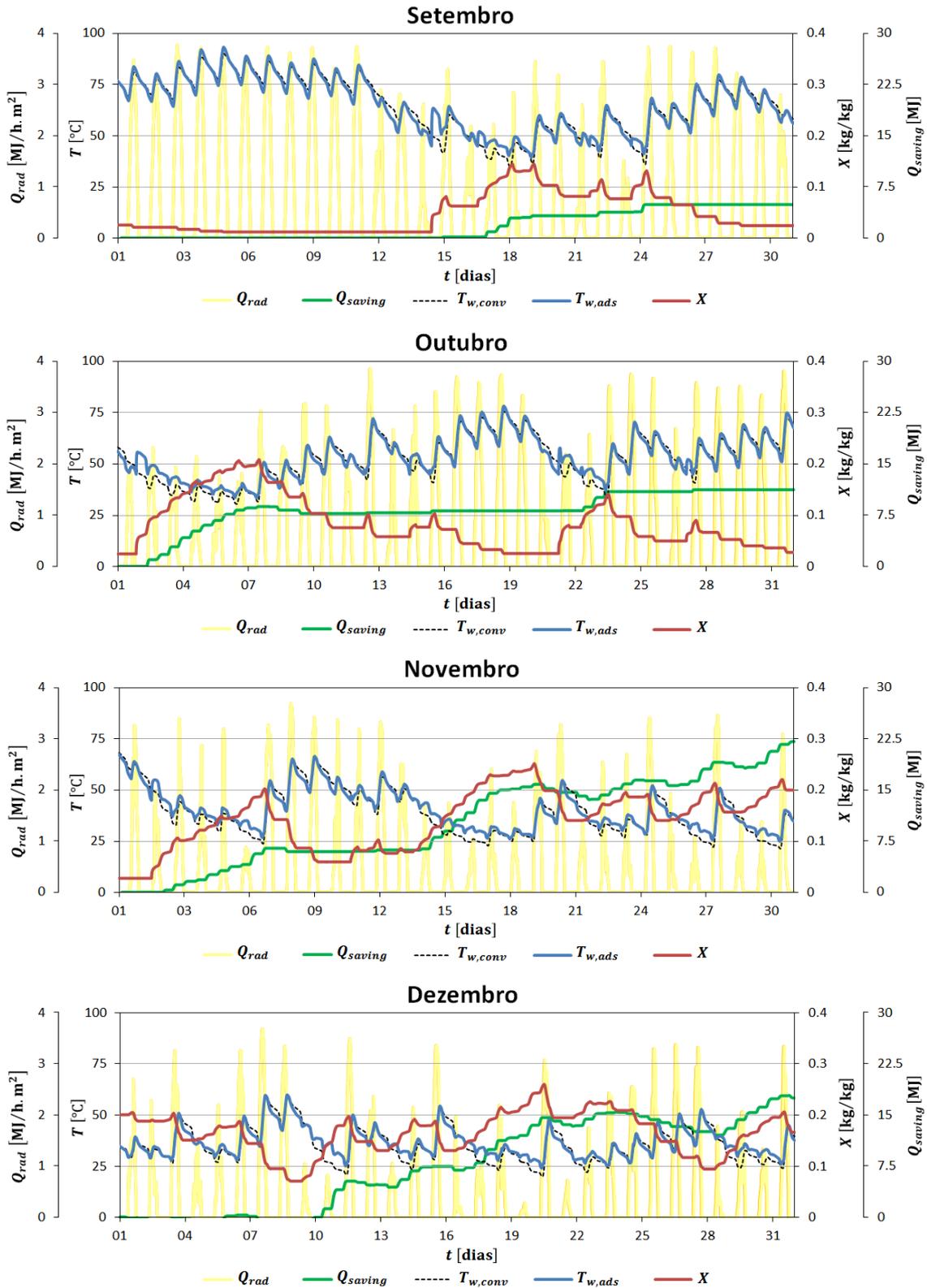


Figura 5.19 – Evolução do teor de água adsorvida (X), da temperatura da água no nodo superior do reservatório de AQS ($T_{w,conv}$ – sistema convencional, $T_{w,ads}$ – sistema com módulo de adsorção) e do acumulado da poupança no consumo de energia do apoio (Q_{saving}), ao longo do ano. A radiação solar (Q_{rad}) encontra-se representada em segundo plano.

Tabela 5.33 – Temperatura média mensal da água no reservatório de AQS e consumo mensal do aquecedor de apoio no sistema convencional e com módulo de adsorção, e respetivo valor de poupança.

Mês	$\bar{T}_{w,conv}$ [°C]	$\bar{T}_{w,ads}$ [°C]	$\Delta\bar{T}$ [°C]	$Q_{apoio,conv}$ [MJ]	$Q_{apoio,ads}$ [MJ]	Q_{saving} [MJ]	Q_{saving} [%]
Janeiro	37.3	38.8	1.5	188.4	164.4	24.0	12.8%
Fevereiro	38.3	39.9	1.6	160.9	135.1	25.8	16.0%
Março	50.1	50.8	0.7	59.0	42.8	16.2	27.4%
Abril	43.1	44.0	0.9	90.9	78.3	12.6	13.9%
Mai	51.7	52.6	0.9	50.7	36.4	14.3	28.2%
Junho	55.7	55.9	0.2	11.5	6.5	5.0	43.6%
Julho	61.9	61.7	-0.2	1.4	0.1	1.4	95.8%
Agosto	67.3	66.9	-0.4	0.4	0.0	0.4	100.0%
Setembro	64.8	65.1	0.3	7.8	2.9	4.9	62.7%
Outubro	52.3	53.2	0.9	34.3	23.1	11.2	32.7%
Novembro	39.2	40.5	1.3	164.6	142.5	22.1	13.4%
Dezembro	35.3	36.5	1.2	206.5	189.0	17.5	8.5%
Anual	49.8	50.6	0.8	976.5	821.2	155.3	15.9%

Verifica-se que as maiores poupanças de energia (em valor absoluto) ocorrem nos meses mais frios (Novembro a Março), pois referem-se ao período em que a temperatura da água no reservatório de AQS mais facilmente decresce abaixo do *setpoint* de consumo – consumos de energia do sistema de apoio mais elevados e, simultaneamente, maior oportunidade de funcionamento do módulo de adsorção. Neste período, a temperatura da água $T_{w,ads}$ é, em média, 1.3 °C superior à de um reservatório de um sistema convencional, reduzindo-se o consumo no sistema de apoio em 105.6 MJ. Por outro lado, nos restantes meses (Abril a Outubro), o valor absoluto da poupança é mais baixo (total de 49.8 MJ), devido aos consumos também mais baixos do sistema de apoio, mas é mais elevada em termos percentuais. Verifica-se ainda um valor positivo (e crescente) da poupança de energia ao longo do ano, o que justifica a presença do módulo de adsorção ao longo de todo este período, embora menos efetivo nos meses mais quentes (Junho a Setembro).

Ao avaliar o desempenho do sistema apenas na perspetiva do armazenamento de energia térmica, conclui-se que nos meses mais quentes o módulo de adsorção permanece quase sempre totalmente carregado (baixo valor de X), pelo que a sua presença neste período,

apesar de benéfica, não apresenta vantagens significativas. Durante este período, a energia acumulada no adsorção poderia eventualmente ser utilizada de forma útil para, por exemplo, aquecer outro(s) reservatório(s) de água para utilizar nos meses mais frios (armazenamento sazonal). No entanto, isto aumentaria a complexidade do sistema, além de que o seu volume também teria que ser bastante superior.

Na Tabela 5.34 apresentam-se os valores da temperatura média mensal da água que entra no reservatório de AQS, para o caso do sistema com módulo de adsorção (água proveniente do reservatório de pré-aquecimento, $T_{w,tank2}$) e para o caso do sistema convencional (água proveniente diretamente da rede, T_{mains}). Aí se verifica o efeito da colocação do condensador no interior de um reservatório de pré-aquecimento de água, o qual permite aumentar a temperatura da água que entra no reservatório de AQS em relação à temperatura da água da rede (aumento médio anual de 2.2 °C). Isto traduz-se na diminuição da energia necessária para aquecer a água no interior do reservatório de AQS, potenciando assim o aumento do desempenho do sistema.

Tabela 5.34 – Temperatura média mensal da água que entra no reservatório de AQS.

Mês	$T_{w,tank2}$ [°C]	T_{mains} [°C]	ΔT [°C]
Janeiro	18.4	16.0	2.4
Fevereiro	18.9	15.9	3.0
Março	19.5	16.6	2.9
Abril	20.4	18.0	2.4
Mai	22.3	19.6	2.7
Junho	23.4	21.1	2.2
Julho	23.4	22.1	1.3
Agosto	23.4	22.2	1.2
Setembro	23.3	21.5	1.8
Outubro	22.6	20.1	2.5
Novembro	20.1	18.4	1.7
Dezembro	18.9	16.9	2.0
Média anual	21.2	19.0	2.2

A utilização do par sílica-gel/água implica o funcionamento do sistema em condições de vácuo relativo, tal como é mencionado na Secção 3.1. No evaporador, a pressão varia entre 1.3 kPa e 4.5 kPa, o que permite vaporizar a água a temperaturas entre 10 °C e 30

°C, *i.e.*, à temperatura ambiente. No condensador verifica-se uma variação de pressão entre 1.8 kPa e 8 kPa, condensando o vapor de água proveniente do adsorção a temperaturas na gama dos 15 °C a 40 °C, o que permite elevar a temperatura da água fria da rede. Já a pressão no adsorção, varia, tipicamente, entre o valor máximo imposto pela pressão de condensação e o valor mínimo imposto pela pressão de vaporização. Contudo, antes das fases de condensação e de vaporização – durante as fases de aquecimento e de arrefecimento –, o nível de pressão no adsorção pode ser ligeiramente superior ou inferior às pressões de condensação e de vaporização, respetivamente, devido às válvulas que impedem o contacto entre o adsorção e os permutadores de calor (apenas após a sua abertura ocorrerá a limitação de pressão no adsorção imposta pelos permutadores de calor).

Na Tabela 5.35 apresenta-se um conjunto de parâmetros que permitem avaliar mais detalhadamente o desempenho anual do sistema com módulo de adsorção em relação ao sistema convencional. Como já foi referido, o sistema com módulo de adsorção promove uma poupança anual de 155.3 MJ (15.9%) no consumo do aquecedor de apoio em relação ao sistema convencional. Além disso, promove também uma poupança de 7.2 MJ (2.5%) no consumo da bomba circuladora do sistema solar (Q_{bomba}). No que se refere às perdas térmicas pelas paredes do reservatório de AQS ($Q_{perdas,tank1}$), verifica-se apenas uma diminuição praticamente desprezável (~1%) pela adição do módulo de adsorção, que resultam principalmente da redução da altura do reservatório do sistema de adsorção e conseqüente redução da área superficial de contacto com o ambiente exterior. Contudo, não deixa de ser interessante notar que este facto se sobreponha ao aumento da temperatura da água no reservatório imposta pelo módulo de adsorção, levando assim à redução das perdas, ainda que muita pequena. Por outro lado, no reservatório secundário vão ocorrer perdas térmicas ($Q_{perdas,tank2}$) que não se verificavam no sistema convencional; porém, elas são claramente compensadas pelo efeito positivo do pré-aquecimento da água da rede pelo condensador (Q_c). Além disso, no sistema de armazenamento com o módulo de adsorção, parte da energia útil provém do evaporador, quando este capta do ambiente a energia necessária para a vaporização (Q_e) nas fases de adsorção, e não apenas da energia solar e/ou do sistema de apoio. A par com a redução do consumo do aquecedor de apoio, esta fonte de calor extra (neste caso, de 504.2 MJ)

leva ao aumento da fração renovável do sistema de adsorção em relação ao convencional (0.87 vs. 0.85).

Tabela 5.35 – Comparativo do desempenho do sistema convencional e do sistema com módulo de adsorção (valores totais anuais).

Parâmetro	Sistema convencional	Sistema com módulo de adsorção	Diferença
Q_{apoio} [MJ]	976.5	821.2	-155.3
Q_{bomba} [MJ]	285.2	278.0	-7.2
$Q_{perdas,tank1}$ [MJ]	1924.0	1905.0	-19.0
$Q_{perdas,tank2}$ [MJ]	–	68.5	68.5
Q_c [MJ]	–	500.3	500.3
Q_e [MJ]	–	504.2	504.2
f_{ren}	0.85	0.87	0.02

Teoricamente, a eficiência de armazenamento de energia térmica do módulo de adsorção (fração da energia recuperada após o período de armazenamento – razão entre o calor libertado na fase de descarga e o calor captado na fase de carga pelo adsorção) seria de 100%. Verificou-se que o valor anual para o sistema otimizado é de 97%, o que se aproxima bastante do máximo teórico, superando mesmo os valores típicos normalmente referidos na literatura (Tabela 1.1).

Densidade de armazenamento de energia térmica

A densidade de armazenamento de energia térmica do sistema de adsorção (E_{armaz}) pode ser expressa pela Eq. (2.10), numa base volúmica, sendo o *output* da energia térmica armazenada correspondente à libertação da energia do adsorção para a água em cada período de descarga. Considera-se que este período corresponde aos intervalos de tempo em que ocorre a fase de arrefecimento (libertação do calor sensível) seguida de fase de adsorção (libertação do calor de adsorção), ou apenas à fase de adsorção (libertação do calor de adsorção) quando não ocorre arrefecimento anterior. Não se consideram os períodos em que apenas ocorre o arrefecimento sem a subsequente adsorção, pois esses não representam o objetivo do adsorção. A densidade de armazenamento de energia térmica é calculada numa base volúmica, considerando o volume total ocupado pelo

adsorção. Isto permite efetuar uma rápida comparação com a acumulação na mesma quantidade de água que ocuparia o volume do adsorção no interior do reservatório.

Na Figura 5.20 apresenta-se a evolução anual da energia libertada pelo adsorção para a água no final de cada período de descarga (cuja duração é variável). Como seria de esperar, verifica-se que o calor fornecido referente às fases de adsorção é bastante superior ao referente às fases de arrefecimento (apenas calor sensível). Ao longo do ano, o adsorção liberta para a água um total de 640 MJ, repartido pelos vários períodos de descarga, do qual 90.5% se deve ao calor libertado apenas nas fases de adsorção. O volume ocupado pelo adsorção é de 0.0632 m^3 , pelo que a densidade de armazenamento de energia térmica média ao longo do ano é de 29 kWh/m^3 , considerando a média ponderada da duração de cada período de descarga. Este valor é equivalente à densidade de armazenamento de energia térmica da água para um ΔT de $25 \text{ }^\circ\text{C}$. No que se refere ao valor máximo de $E_{\text{armaz},V}$, o adsorção consegue atingir os 88.3 kWh/m^3 , o que corresponde à densidade de armazenamento da água para um ΔT de $76 \text{ }^\circ\text{C}$, que ocorre quando se reúnem as condições que permitem um período de descarga em que $\Delta X_{\text{ads}} = 0.18 \text{ kg/kg}_{\text{sílica-gel}}$.

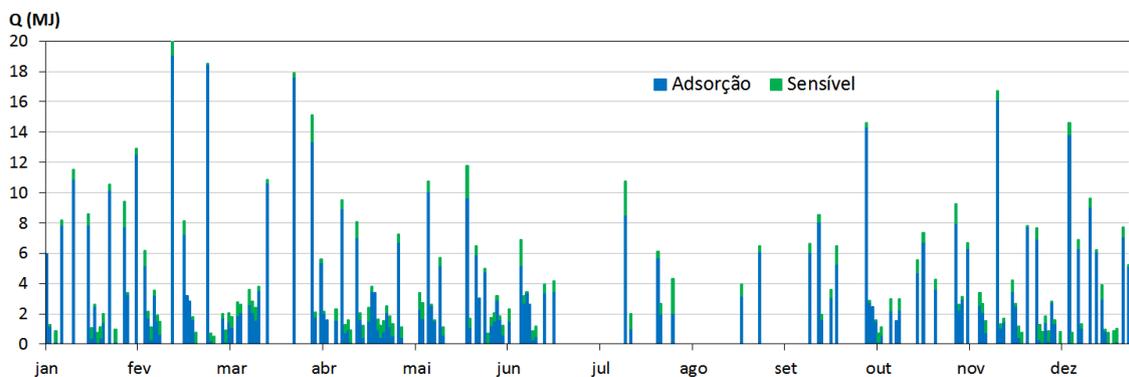


Figura 5.20 – Energia total libertada pelo adsorção para água no final de cada período de descarga, ao longo do ano.

Na Tabela 5.36 apresenta-se a comparação da densidade de armazenamento de energia térmica do presente sistema com valores de outros trabalhos similares. Verifica-se que o valor máximo de $E_{\text{armaz},V}$ atingido está na ordem dos valores apresentados na literatura, mas com a ressalva de as condições e o modo de funcionamento dos diversos sistemas serem diferentes, pelo que esta comparação é meramente indicativa. Ainda assim, trata-

se de um excelente indicador, na medida em que os 88.3 kWh/m^3 atingidos superam o valor médio dos resultados apresentados na literatura. Outro bom indicador é a comparação com os resultados dos sistemas que funcionam com o par zeolite/água, que teoricamente apresentam densidades de armazenamento térmico superiores aos dos sistemas que operam com o par sílica-gel/água, para o que necessitam de temperaturas de regeneração bastante elevadas (na ordem dos $150 \text{ }^\circ\text{C}$), e cujo melhor resultado apresentado na literatura é apenas ligeiramente superior ao atingido com o sistema proposto (92 kWh/m^3). Além disso, a temperatura de regeneração necessária para atingir os 88.3 kWh/m^3 no sistema aqui proposto nunca ultrapassou os $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Por outro lado, comparando com um reservatório de AQS convencional (que é o verdadeiro objetivo deste trabalho), verifica-se que o valor máximo de $E_{\text{armaz},V}$ atingido com o sistema proposto é quase o dobro do valor alcançado com a água para um ΔT usual de $40 \text{ }^\circ\text{C}$ (46.4 kWh/m^3).

Tabela 5.36 – Comparação da densidade de armazenamento de energia térmica do presente sistema com outros trabalhos^c.

Sistema	Referência	Par de trabalho	Condições	$E_{armaz,V}$ [kWh/m ³]
Sistema de armazenamento de energia térmica sazonal	Hauer (2007)	Sílica-gel/Água	n.d.	120*
Sistema compacto de armazenamento de energia térmica	Jaehnig <i>et al.</i> (2006)	Sílica-gel/Água	$T_{des} = 88\text{ °C}$ $\bar{T}_e = 25\text{ °C}$ $\Delta X_{ads} = 0.12\text{ kg/kg}$	50*
Módulo de armazenamento de energia térmica por adsorção	Dawoud <i>et al.</i> (2007)	Zeolite/Água	$T_{des} = 150\text{ °C}$ $T_e = 40\text{ °C}$ $\Delta X_{ads} = 0.12\text{ kg/kg}$	92
Protótipo de armazenamento térmico de longa duração	Helden <i>et al.</i> (2014)	Zeolite/Água	$T_{des} = 150\text{ °C}$ $T_e = 10\text{ °C}$ $\Delta X_{ads} = 0.13\text{ kg/kg}$	77*
Reservatório de AQS convencional com $\Delta T = 40\text{ °C}$	–	–	–	46.4
Presente trabalho	–	Sílica-gel/Água	$T_{des} < 80\text{ °C}^{**}$ $\bar{T}_e = 14\text{ °C}$ $\Delta X_{ads} = 0.18\text{ kg/kg}$	88.3

* Valor referente ao volume de adsorvente, e não ao volume do adsorisor. No entanto, como em todos os casos assinalados o adsorisor se encontra praticamente preenchido com adsorvente na sua totalidade, a densidade de armazenamento referente ao volume do adsorisor apenas será ligeiramente inferior aos valores referidos.

** Não é efetuada uma carga completa antes de cada período de descarga, mas ao longo do tempo (podendo haver pequenos períodos de descarga intermédios), dependendo das condições verificadas.

No entanto, embora o sistema proposto apresente uma densidade de armazenamento de energia superior à da água, com base no volume do adsorisor, o seu volume total supera o de um reservatório de AQS similar, devido à inclusão do condensador e do evaporador. No caso do condensador e do reservatório de pré-aquecimento associado, o volume ocupado não é muito significativo: considerou-se um reservatório de pré-aquecimento com um volume de 62.5 L, o que corresponde aproximadamente ao volume que o adsorisor ocupa no interior do reservatório de AQS (63.2 L), pelo que a quantidade de água será sensivelmente a mesma que no sistema de AQS convencional.

^c Esta comparação é meramente indicativa, uma vez que as condições de funcionamento de cada sistema apresentado são diferentes.

O maior problema prende-se com o volume do evaporador, no conceito atual. Um permutador de calor único que funcionasse como evaporador e condensador poderia ajudar a resolver esta questão. No entanto, não se aproveitaria o efeito de pré-aquecimento da água fria proveniente da rede, pois, ao se manter o permutador no interior do reservatório de pré-aquecimento, a energia libertada pelo condensador e armazenada neste reservatório seria utilizada mais tarde para promover o efeito de vaporização na fase de adsorção, podendo mesmo levar a um indesejado arrefecimento da água. Por outro lado, eliminando o reservatório de pré-aquecimento e colocando o permutador de calor apenas em contacto com o ar ambiente, desperdiça-se a energia libertada durante a condensação. Além disso, com esta alternativa, o volume do condensador/evaporador teria sempre que permitir comportar o máximo teórico de água dessorvida, tal como acontece com o evaporador atual, pelo que o ganho em compacidade poderia não ser relevante.

Outro problema está relacionado com a geometria adotada para o evaporador, que consiste num conjunto de 90 tubos verticais alhetados (com 0.95 m de altura). Concluiu-se ser vantajoso aumentar a área superficial deste permutador, de forma a facilitar as trocas térmicas com o ar ambiente e maximizar o desempenho do sistema. No entanto, isso traduz-se num elevado número de tubos no evaporador, o que, para além de aumentar a altura deste componente, dificulta a sua fabricação. A fim de não se aumentar a sua altura, uma possível solução poderia passar pela diminuição do número de tubos, com o correspondente aumento do seu diâmetro, mas isso traduzir-se-ia numa redução da área superficial para as trocas térmicas, diminuindo assim o desempenho global do sistema. Nesta fase, este apresenta-se como o maior desafio na conceção e na realização prática do sistema proposto.

5.4. Análise de sensibilidade a parâmetros de instalação e operação

Nesta secção é analisado o efeito da variação de alguns parâmetros que não estão diretamente relacionados com o dimensionamento do módulo de adsorção, na tentativa de perceber qual a sua influência no comportamento do sistema. Assim, após se ter otimizado o sistema com um determinado conjunto de características, pretende-se agora

determinar qual a influência da variação de alguns parâmetros de instalação e de operação, estes dependentes do utilizador final: temperatura de *setpoint* do consumo de água, consumo diário de água, localização do sistema e inclinação dos coletores. Por outras palavras, pode ser aqui feita a analogia com uma análise do desempenho do produto ‘final’ (otimizado) em diferentes condições de instalação e de funcionamento.

5.4.1. Temperatura de *setpoint* do consumo de água quente

Na Figura 5.21 estão representados os resultados da variação da temperatura de *setpoint* do consumo de água quente (considera-se que $T_{sp,V3} = T_{sp,cons}$, uma vez que se verificou anteriormente que isso se traduz no melhor desempenho). Como seria de esperar, observa-se que valores de *setpoint* superiores se traduzem em maiores consumos de energia no aquecedor de apoio. No entanto, verifica-se que a percentagem de poupança de energia com o sistema de adsorção tende a diminuir com o aumento do *setpoint*, e que o valor absoluto atinge um máximo para $T_{sp,cons} = 45$ °C. Pode-se assim concluir que o sistema com módulo de adsorção apresenta melhores desempenhos para valores de $T_{sp,cons}$ mais pequenos, que correspondem também a menores valores de Q_{apoio} .

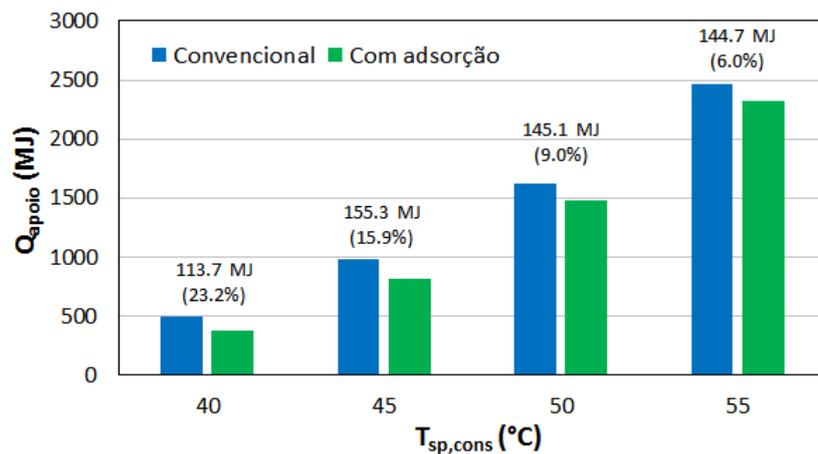


Figura 5.21 – Influência da temperatura de *setpoint* de consumo de água quente no consumo anual de energia do aquecedor de apoio, com o sistema convencional e com o sistema com módulo de adsorção. Os valores de Q_{saving} são apresentados no topo das colunas.

5.4.2. Consumo diário de água quente

Na Figura 5.22 estão representados os resultados da variação do consumo diário de água quente (mantendo o mesmo perfil de consumo). Como seria de prever, a um maior consumo diário de água quente está associado um maior consumo do sistema de apoio. Além disso, verifica-se que a esse aumento corresponde também um decréscimo do desempenho do sistema de adsorção, embora o valor absoluto de Q_{saving} aumente, pelo que este sistema apresenta maiores vantagens para baixos consumos diários de água quente.

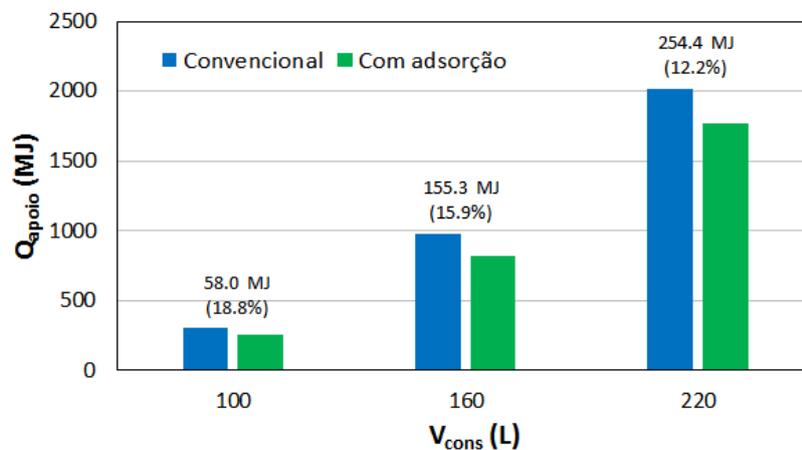


Figura 5.22 – Influência do consumo diário de água quente no consumo anual de energia do aquecedor de apoio, com o sistema convencional e com o sistema com módulo de adsorção. Os valores de Q_{saving} são apresentados no topo das colunas.

5.4.3. Localização do sistema

Na Figura 5.23 estão representados os resultados da instalação do sistema em diferentes localizações, na tentativa de representar condições ambientais distintas: Bragança (41.78° N, 6.70° W), Coimbra (40.20° N, 8.44° W) e Faro (37.04° N, 7.93° W). Como se pode observar, o consumo de energia por parte do sistema de apoio é logicamente superior quanto mais fria a região em causa. Verifica-se ainda que a valores de Q_{apoio} superiores correspondem menores desempenhos do sistema de adsorção, o que segue na linha dos resultados anteriores. Assim, o melhor desempenho verifica-se para o caso de uma região mais quente (Faro), embora esteja associado a menores valores de Q_{apoio} e o valor absoluto de Q_{saving} seja também menor.

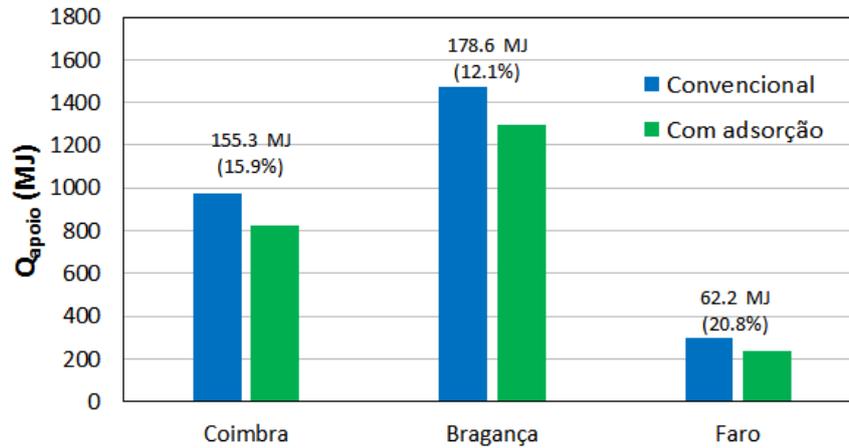


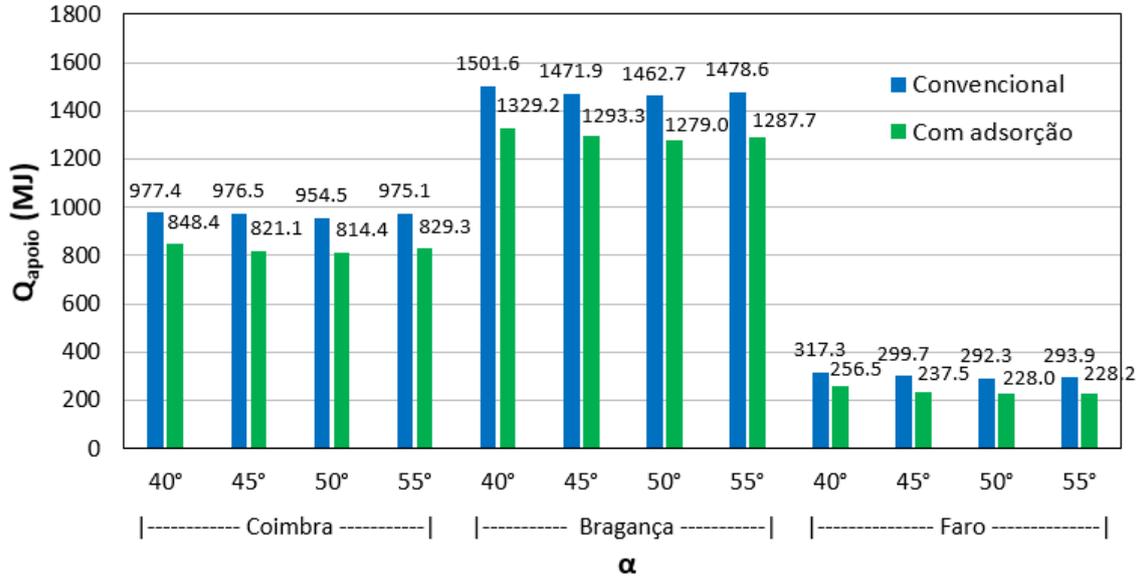
Figura 5.23 – Influência da localização do sistema no consumo anual de energia do aquecedor de apoio, com o sistema convencional e com o sistema com módulo de adsorção. Os valores de Q_{saving} são apresentados no topo das colunas.

5.4.4. Inclinação dos coletores solares

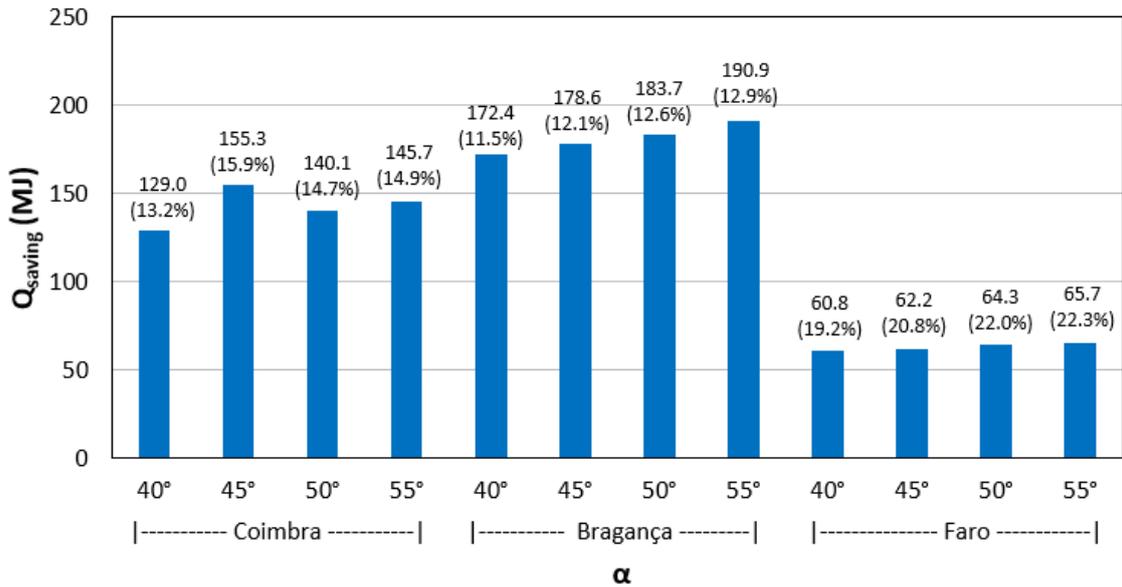
Na Figura 5.24 apresentam-se os resultados da variação da inclinação dos coletores solares (α) (sempre orientados a Sul), para os locais de instalação considerados na secção anterior: Bragança, Coimbra e Faro. Considerou-se uma variação de α com início em 40° e com um incremento de 5° , até se verificar o valor mínimo de Q_{apoio} . Observa-se em todos os casos, tanto no sistema com módulo de adsorção como no convencional, a diminuição de Q_{apoio} com o aumento de α até 50° , começando depois a aumentar (Figura 5.24a); portanto, $\alpha = 50^\circ$ é a inclinação ótima, que se traduz no menor consumo do aquecedor de apoio. Este valor ótimo é superior às inclinações normalmente praticadas para produção anual de AQS [Guia para Instaladores de Colectores Solares (2004)], o que se deve à elevada fração solar do sistema, traduzindo-se num maior desperdício de energia solar no verão. Assim, o aumento de α até 50° permite melhorar a captação solar no inverno e diminuir o desperdício no verão, maximizando a produção térmica anual.

Relativamente ao valor de Q_{saving} , nos casos de Bragança e Faro, verifica-se um aumento deste parâmetro para maiores valores de α (Figura 5.24b), atingindo o máximo para $\alpha = 55^\circ$. No caso de Coimbra, observa-se a mesma evolução, embora com um máximo para $\alpha = 45^\circ$, o que se deve, provavelmente, ao facto de a otimização do sistema ter sido

efetuada precisamente para esta inclinação, resultando então no valor máximo de Q_{saving} para Coimbra.



a)



b)

Figura 5.24 – Influência da inclinação dos coletores solares (α), considerando locais de instalação distintos: a) no consumo anual de energia do aquecedor de apoio, com o sistema convencional e com o sistema com módulo de adsorção; b) na poupança anual no consumo do aquecedor de apoio do sistema com módulo de adsorção em relação ao sistema convencional (os valores percentuais de Q_{saving} são apresentados no topo das colunas, juntamente com os valores absolutos).

6. CONCLUSÃO

Neste capítulo apresentam-se as principais conclusões do trabalho desenvolvido nesta tese, as quais permitem dar resposta às questões enunciadas no capítulo introdutório. É realizado um balanço geral, incluindo as principais características do sistema proposto e a abordagem seguida. São apresentadas as vantagens do sistema relativamente a um sistema de acumulação de energia térmica convencional, é feita a descrição sucinta do modelo desenvolvido para simular o seu comportamento dinâmico, e são evidenciados os resultados mais relevantes do estudo realizado. Por último, são também apresentadas algumas perspetivas e sugestões de trabalho futuro.

6.1. Sistema desenvolvido

A presente tese centrou-se no estudo e desenvolvimento de um sistema que combina as características do armazenamento de energia por adsorção com um sistema de armazenamento de água quente (neste caso, um sistema solar térmico convencional). O sistema consiste num adsorção colocado no interior de um reservatório de AQS convencional, num condensador e num evaporador. Foi escolhido o par sílica-gel/água para o sistema de adsorção, na medida em que, de entre os pares de trabalho equacionados, é aquele que apresenta as características que melhor se adequam.

A maior principal vantagem do sistema proposto reside na capacidade acrescida de armazenamento de energia térmica proporcionada por um ciclo de adsorção, conduzindo a um melhor desempenho global do que o de um sistema convencional em idênticas condições. O adsorção possibilita o armazenamento térmico por longos períodos, sem perdas, restituindo a energia acumulada conforme as necessidades. O sistema promove também o pré-aquecimento da água fria da rede, aproveitando o calor libertado no condensador e reduzindo, assim, a energia necessária para aquecer a água até à temperatura de consumo.

Para o estudo do comportamento do sistema, foi desenvolvido um modelo numérico detalhado que permite simular o seu funcionamento dinâmico e estimar o desempenho

sob diferentes condições e configurações. Este modelo foi desenvolvido em TRNSYS e MATLAB, com base nos balanços mássicos e energéticos dos componentes do sistema, tirando partido da interação entre os dois *softwares*. O modelo numérico resultante foi parcialmente validado tomando por referência os resultados disponíveis de investigação anterior para o funcionamento de um frigorífico solar por adsorção em condições reais.

O modelo desenvolvido foi então usado para realizar um estudo paramétrico destinado a avaliar o comportamento do sistema com diferentes configurações. Numa primeira fase, o estudo incidiu apenas no adsorção, sendo depois estendido ao sistema global. Posteriormente, foi realizado um estudo de otimização com recurso ao *software* GenOpt, tendo em consideração os melhores resultados obtidos no estudo paramétrico. Por fim, foi realizada uma análise de sensibilidade a alguns parâmetros de operação do sistema, tais como a localização e as condições de instalação.

6.2. Principais resultados

6.2.1. Estudo paramétrico

Concetualmente, o adsorção tem a forma tubular e encontra-se imerso horizontalmente no reservatório de AQS. Considerando um valor fixo da massa de adsorvente (m_a), verificou-se que a energia transferida do adsorção para a água (Q_{out}) aumenta linearmente com a área da superfície de contacto ($A_{i,ads}$) entre o adsorvente e a parede metálica. Por outro lado, fixando $A_{i,ads}$, registou-se que Q_{out} aumenta também proporcionalmente com m_a , porém de forma muito mais acentuada.

O estudo paramétrico deixou evidente a necessidade de considerar a parede do adsorção dotada de alhetas. Ao analisar de forma segregada o número, a altura e a espessura das alhetas internas (anelares ou longitudinais), observou-se o aumento de Q_{out} entre 34% e 40%, para as condições estudadas. No caso das alhetas externas, consideradas anelares para evitar a inibição da convecção natural para a água, registou-se um aumento de 22%–24% em Q_{out} . Note-se, porém, que o efeito combinado de alhetas internas e externas é muito mais significativo, pois traduziu-se num valor de Q_{out} 2.3 vezes superior ao de um adsorção não alhetado, simulado para as mesmas condições. Este

facto representa a importância de dotar a parede do adsorisor com alhetas de ambos os lados e, assim, minimizar a resistência térmica na sua globalidade.

Numa primeira análise, concluiu-se que é desejável ter um adsorisor com a maior massa de adsorvente possível e, menos relevante, uma maior área de superfície da parede do adsorisor. No entanto, a adição de alhetas na parede do adsorisor permite aumentar consideravelmente a sua área superficial, mantendo basicamente as suas dimensões, e também aumentar Q_{out} de forma significativa. Concluiu-se ainda que elevadas temperaturas de vaporização e baixas temperaturas de condensação se traduzem em melhores desempenhos do adsorisor, sendo mais notório o efeito da temperatura de vaporização.

Relativamente aos restantes componentes do sistema, concluiu-se que o desempenho global – traduzido pela poupança de energia de apoio no aquecedor do sistema com módulo de adsorção relativamente a um sistema convencional equivalente (Q_{saving}) – melhora, até certo ponto, com o aumento do comprimento do condensador (l_c). Por seu turno, um diâmetro maior do condensador também conduz a um maior valor de Q_{saving} , mas este efeito é significativo apenas para pequenos valores de l_c . No que se refere à influência do volume de água no reservatório de pré-aquecimento ($V_{w,tank2}$), verificou-se que o aumento deste parâmetro tem sempre um efeito crescente em Q_{saving} , embora menos pronunciado para maiores volumes.

Quanto ao evaporador, considerando fixo o seu volume, verificou-se que a diminuição do diâmetro dos seus tubos resulta em valores de Q_{saving} mais elevados. Por outro lado, o efeito da variação do número de tubos (com a inerente variação de comprimento) é pouco significativo. Concluiu-se, assim, que é preferível ter um evaporador com tubos mais finos e em maior número.

Conjugando os melhores resultados obtidos para os parâmetros acima referidos, consegue-se já obter uma redução no consumo de energia na ordem dos 6.2%, considerando $V_{w,tank1} = 250$ L, $V_{w,tank2} = 62.5$ L e $m_a = 16$ kg. Assim, com o objetivo de melhorar o desempenho do sistema, foi posteriormente realizada uma análise individualizada da influência de outros parâmetros. Concluiu-se que, para um volume

fixo do adsorisor, o desempenho do sistema melhora com a diminuição do seu diâmetro. O mesmo ocorre ao se aumentar a espessura da camada de adsorvente.

Relativamente às alhetas internas do adsorisor, consideradas longitudinais para facilitar o processo de fabrico, concluiu-se que o seu número ($N_{f,i}$) ótimo depende do diâmetro do adsorisor, da espessura do leito de adsorvente, da espessura das próprias alhetas e, ainda, do espaçamento entre elas. Para valores fixos destes parâmetros, a diminuição de $N_{f,i}$ permite o aumento da massa de adsorvente, o que beneficia o desempenho, mas reduz a superfície de contacto metal-adsorvente (reduzindo também a massa de metal). Assim, o valor de $N_{f,i}$ a seleccionar deverá otimizar a conjugação destes dois efeitos, antagónicos para o desempenho do adsorisor. Quanto à inclusão de alhetas externas no adsorisor, consideradas anelares para não inibirem as correntes de convecção no reservatório de água quente, concluiu-se que o desempenho do sistema melhora com o aumento do número de alhetas e com a diminuição da sua espessura.

Para racionalizar as dimensões globais do sistema, interessa reduzir, dentro do possível, a altura do evaporador, localizado sob os reservatórios. Verificou-se, para o caso em estudo, que um pequeno incremento do diâmetro dos reservatórios (D_{tank}) permite diminuir significativamente a altura do evaporador (ao permitir a inclusão de mais tubos do evaporador), melhorando também o desempenho global.

Concluiu-se ainda que o valor ótimo do *setpoint* de temperatura para abertura da válvula V3, que separa o evaporador do adsorisor, deve ser igual ao valor do *setpoint* de temperatura de consumo de água quente. Relativamente à válvula V1, que separa o adsorisor do condensador, revelou-se preferível não a controlar pelo valor de temperatura da água quente, mas apenas pelo valor da pressão no sistema.

Analisou-se também a influência da alteração do material dos principais componentes do módulo de adsorção (adsorisor, condensador e evaporador) de cobre (original) para aço inoxidável, tendo-se concluído que, para as condições em causa, o desempenho do sistema apresenta apenas um ligeiro decréscimo (inferior a um ponto percentual em Q_{saving}). Note-se, porém, que este efeito terá ficado aqui subestimado, na medida em que o modelo inerentemente despreza as resistências térmicas das paredes metálicas, ao pressupor que a sua temperatura instantânea é uniforme.

Para o caso em estudo, a conjugação dos valores dos parâmetros anteriores que conduziu aos melhores resultados indicou uma poupança de energia de 15.9%. Neste ponto do estudo paramétrico, analisou-se a substituição da sílica-gel pelo composto SWS-1L. Com isso, e mantendo a altura do evaporador, foi possível reduzir para metade a massa de adsorvente e, em consequência, também o comprimento do adsorção. Isto resultou no aumento da poupança de energia para 19.8% e permitiu não só reduzir a massa de adsorvente, como também a massa de material metálico. Contudo, os problemas relativos à aplicação prática deste adsorvente, nomeadamente a corrosão e a formação de gases não condensáveis, para os quais ainda não se conhecem soluções definitivas, limitam o interesse desta opção ao domínio teórico.

6.2.2. Estudo de otimização

Posteriormente, foi realizado um estudo de otimização, tendo em consideração os parâmetros geométricos e os *setpoints* de temperatura das válvulas analisados no estudo paramétrico anterior. O resultado da otimização veio confirmar as conclusões do estudo paramétrico, pois a melhor combinação dos valores dos parâmetros resultante aponta no mesmo sentido da que foi obtida anteriormente através da análise paramétrica segregada. Apenas o valor de Q_{saving} obtido foi ligeiramente superior, essencialmente porque, para alguns dos parâmetros, foi maior a gama de valores considerada neste estudo de otimização.

6.2.3. Simulação anual do sistema

Com base nos resultados da otimização efetuou-se uma análise detalhada dos resultados de simulação anual. Concluiu-se que as maiores poupanças de energia no aquecedor de apoio do sistema com módulo de adsorção ocorrem nos meses mais frios (Novembro a Março). Nos meses mais quentes, o módulo de adsorção encontra-se quase sempre totalmente carregado, pelo que a sua presença, apesar de benéfica, não apresenta vantagens significativas.

Concluiu-se também que o sistema proposto permite aumentar a fração de energia renovável utilizada (de 85% para 87%, com o sistema otimizado), sobretudo devido à energia (extra) captada do ambiente envolvente pelo evaporador durante a fase de adsorção/evaporação. Verificou-se ainda que a eficiência de armazenamento de energia térmica do módulo de adsorção é de 97%, justificando, uma vez mais, a escolha da tecnologia de adsorção para o armazenamento de energia térmica.

Relativamente à densidade de armazenamento atingida com o sistema proposto, verificou-se que o seu valor médio ao longo do ano é de 29 kWh/m³, o que equivale à densidade de armazenamento de energia térmica (sensível) da água para um ΔT de 25 °C. Contudo, o seu valor máximo atinge os 88 kWh/m³, equivalente à densidade de armazenamento sensível da água para um ΔT de 76 °C. Estes valores, por si só, já indiciam uma vantagem substancial do armazenamento de energia por adsorção em relação ao convencional armazenamento sensível de energia térmica com água.

Por fim, foram analisadas as condições de operação do sistema – não diretamente relacionadas com o módulo de adsorção – que permitem maximizar o seu desempenho. Verificou-se que o aumento da temperatura de *setpoint* do consumo de água quente ($T_{sp,cons}$) ou o aumento do consumo diário de água quente levam à redução do desempenho do sistema proposto. Pode-se assim concluir que este sistema apresenta maiores vantagens para valores mais baixos de $T_{sp,cons}$ e para menores consumos diários de água quente. Foi também estudado o efeito da instalação do sistema em diferentes localizações (Bragança, Coimbra e Faro) e com diferentes inclinações dos coletores solares (40° a 55°), tendo-se verificado que o desempenho do sistema com módulo de adsorção tende a piorar para regiões mais frias, às quais estão associados maiores valores de Q_{apoi} . Por seu turno, verificou-se que o aumento da inclinação dos coletores tende a traduzir-se num incremento do valor de Q_{saving} , nas três localizações estudadas.

6.3. Sugestões de trabalho futuro

Neste ponto é importante realçar que este se trata de um trabalho de modelação, simulação e otimização, que traça as diretrizes para a construção de um protótipo experimental, tendo sido adotadas várias simplificações no desenvolvimento do modelo

de simulação do seu comportamento dinâmico. Assim, os resultados obtidos neste estudo só poderão ser devidamente validados através da realização dos correspondentes testes experimentais, pelo que devem ser vistos como um (primeiro) indicador do desempenho do sistema. Contudo, à luz dos presentes resultados, as perspectivas são animadoras.

Assim, na sequência do trabalho desenvolvido e dos resultados alcançados nesta tese, será muito importante avançar para a construção de protótipos funcionais, que permitam validar o modelo numérico desenvolvido e confirmar a viabilidade técnica do sistema. Seria interessante ter um ou vários protótipos, nos quais fosse possível alterar algumas das configurações dos seus componentes, de forma a ter um conjunto bastante alargado de resultados experimentais que permitissem validar o desempenho real do sistema com diferentes configurações.

No que se refere aos componentes do sistema, será necessário repensar a configuração do evaporador e, possivelmente, do adsorção, a fim de facilitar o seu fabrico e aumentar a compacidade do conjunto. Pretende-se um sistema que disponibilize a maior quantidade de energia possível, ocupando um pequeno volume na sua globalidade, sendo para isso obrigatório reduzir o volume ocupado pelo evaporador do conceito atual. Por outro lado, o adsorção também poderá necessitar de ser redesenhado, de forma a poder ser facilmente acomodado no interior do reservatório de AQS, uma vez que atualmente está concebido apenas como um tubo horizontal.

Será também necessário definir o material mais adequado para a construção do sistema e que, ao mesmo tempo, permita atingir um desempenho global elevado. Numa primeira análise, é preferível considerar um material que maximize as trocas térmicas, como é o caso do cobre, material escolhido para este estudo. Contudo, na prática, as vertentes económica e de fabrico terão também pesos significativos na sua seleção, sendo necessário realizar um cuidadoso balanço entre custo, exequibilidade e desempenho.

Numa outra vertente, será também necessário definir o tipo de válvulas e o seu controlo. Relativamente às válvulas V1 (adsorção/condensador) e V3 (evaporador/adsorção), o seu controlo poderá ser efetuado simplesmente através de sensores de pressão e de temperatura, promovendo a sua abertura ou o seu fecho quando se verificarem

determinadas condições dessas variáveis. Por outro lado, o controlo da válvula V2 (condensador/evaporador) dependerá da duração da fase de desorção, que será variável: a válvula deverá permanecer fechada durante a fase de desorção/condensação, para garantir que a liquefação do vapor de água ocorra exclusivamente no condensador, e deverá abrir após esta fase, para escoar então o condensado para o evaporador, voltando a fechar de seguida. Uma possível solução poderá passar, por exemplo, pela adoção de uma válvula cuja abertura ocorra quando é atingido um determinado nível de líquido no condensador (e apenas durante o tempo necessário para o escoar para o evaporador) – por exemplo, uma válvula purgadora de condensados automática –, ou apenas quando detetar o final do período de desorção – por exemplo, ao inverter a variação de temperatura do adsorção.

Uma outra sugestão para trabalho futuro é a otimização do esquema de controlo do módulo de adsorção. Nesta fase, o módulo funciona de forma ‘semi-livre’: o adsorção é carregado e descarregado mediante as condições de pressão e temperatura, independentemente do nível de carga. Uma alternativa a ser estudada passa por permitir que o adsorção descarregue só após uma carga completa (até um nível predefinido de X) e/ou apenas carregue após a sua descarga completa. Esta estratégia pode ser aproximada redefinindo o esquema de abertura/fecho das válvulas de modo a avaliar as vantagens de um funcionamento com fases de carga e de descarga mais longas.

Verificou-se que o sistema desenvolvido permite atingir densidades de armazenamento de energia térmica bastante elevadas ao se promoverem maiores valores de ΔX . Assim, neste contexto, a investigação deverá encaminhar-se para a maximização dos processos de carga e descarga do sistema (sem com isso diminuir o número de ciclos de funcionamento), ao carregar o adsorção com temperaturas da água mais elevadas e descarregá-lo com temperaturas mais baixas, no mesmo ciclo (por exemplo, ao substituir a totalidade da água do reservatório de AQS por água fria da rede na fase de descarga, mas sem com isso desperdiçar a água quente que se encontrava no reservatório – passagem para um reservatório de AQS auxiliar).

Da análise de sensibilidade ao sistema, pode-se concluir que uma potencial aplicação para este sistema poderá passar pela sua utilização numa habitação, num pequeno prédio residencial, ou numa pequena pensão (ou qualquer outro local em que as necessidades

de AQS não se sobreponham às dimensões do sistema de adsorção, de forma a permitir maximizar os seus processos de carga e descarga), e em regiões onde o clima não seja demasiado frio (menores *setpoints* de consumo de água quente, e condições mais propícias para a carga do sistema nos meses de inverno).

No presente estudo, concluiu-se que o sistema proposto não apresenta vantagens significativas nos meses mais quentes. Assim, poder-se-á pensar na sua adaptação para um sistema de armazenamento sazonal – para o que necessitará de maiores volumes de armazenamento e aumentará também a complexidade do sistema –, ou para sistemas com necessidades variáveis de AQS, ou encontrar uma forma de suprir outras necessidades de água quente nos meses mais quentes, para além das AQS, de forma a descarregar o módulo de adsorção também durante esse período. Uma outra possível solução passa pelo aproveitamento de frio no elemento evaporador do sistema durante os meses mais quentes (funcionando como um frigorífico solar), o que possibilitaria não só diminuir o consumo de energia de apoio para aquecimento nos meses mais frios, como também produzir frio nos meses mais quentes.

O conceito desenvolvido pode ser também aplicado/adaptado a outros sistemas de aquecimento de água ou outros fluidos baseados na utilização exclusiva de energia convencional não renovável (*e.g.*, eletricidade, gás natural), de forma a diminuir o consumo dessa energia ou, numa estratégia de utilização da acumulação para deslocar o uso da energia, reduzir a fatura de energia.

•

No âmbito geral, considera-se que os objetivos propostos para este trabalho de doutoramento foram cumpridos. Foi desenvolvido um sistema de armazenamento de energia térmica por adsorção para funcionar como acumulador complementar em sistemas de armazenamento de água quente convencionais, com a finalidade de reduzir o consumo de energia do sistema de apoio e, conseqüentemente, a fatura energética e o impacto ambiental. Os resultados obtidos indicam uma melhoria significativa do desempenho, relativamente ao sistema convencional, o que, em conjunto com as sugestões propostas para futura investigação, justifica a viabilidade técnica do sistema proposto.

REFERÊNCIAS

- Abedin AH, Rosen MA (2011). A Critical Review of Thermochemical Energy Storage Systems. *The Open Renewable Energy Journal*, vol 4, pp. 42–6. <http://benthamopen.com/torej/articles/V004/42TOREJ.pdf>.
- Allouhi A, Kousksou T, Jamil A, El Rhafiki T, Mourad Y, Zeraouli Y (2015). Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications. *Energy*, vol. 79, pp. 235–47. doi:10.1016/j.energy.2014.11.010
- Anyanwu EE (2004). Review of solid adsorption solar refrigeration II: An overview of the principles and theory. *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 1279–1295. doi: 10.1016/j.enconman.2003.08.003.
- Aristov YI, Glaznev IS, Freni A, Restuccia G (2006b). Kinetics of water sorption on SWS-1L (calcium chloride confined to mesoporous silica gel): Influence of grain size and temperature. *Chemical Engineering Science*, vol. 61, pp. 1453–1458. doi:10.1016/j.ces.2005.08.033.
- Aristov YI, Gordeeva LG, Koptyug I, Dawoud B (2006a). Dynamics of water sorption on composites “CaCl₂ in silica”: Single grain, granulated bed, consolidated layer. In: Conner C, Fraissard J (ed.), *Fluid Transport in Nanoporous Materials*, Springer, pp. 553–565.
- Aristov YI, Restuccia G, Cacciola G, Parmon VN (2002). A family of new working materials for solid sorption air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, pp. 191–204. doi:10.1016/S1359-4311(01)00072-2.
- Aristov YI, Tokarev MM, Cacciola G, Restuccia G (1996). Selective water sorbents for multiple applications, 1. CaCl₂ confined in mesopores of silica gel: Sorption properties. *Reaction Kinetics, Mechanisms and Catalysis*, vol. 59, pp. 325–333.
- Aydin D, Casey SP, Riffat S (2015). The latest advancements on thermochemical heat storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 41, pp. 356–367. doi:10.1016/j.rser.2014.08.054.
- Bales C (2005). Thermal Properties of Materials for Thermo-chemical Storage of Solar Heat. A Report of IEA Solar Heating and Cooling programme, Task 32, Advanced storage concepts for solar and low energy buildings. Report B2 of Subtask B. International Energy Agency, May 2005. http://members.iea-shc.org/publications/downloads/task32-Thermal_Properties_of_Materials.pdf.

- Bales C, Gantenbein P, Jaenig D, Weber R (2007). Laboratory Prototypes of Thermochemical and Sorption Storage Units. A Report of IEA Solar Heating and Cooling programme, Task 32, Advanced storage concepts for solar and low energy buildings. Report B3 of Subtask B. International Energy Agency, June 2007. http://members.iea-shc.org/publications/downloads/task32-Laboratory_Prototypes_of_Thermo-Chemical_and_Sorption_Storage_Units.pdf.
- Brites GJVN (2013). Desenvolvimento e otimização de um sistema de refrigeração solar por adsorção. Tese de Doutoramento. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra. Coimbra, Portugal. <http://hdl.handle.net/10316/21792>.
- Brites GJVN, Costa JJ, Costa VAF (2009a). Estudo da refrigeração por adsorção com energia solar. CYTEF 2009 – V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Castellón, Espanha, 23 a 25 de Setembro de 2009.
- Brites GJVN, Costa JJ, Costa VAF (2009b). Construção e estudo de um sistema de refrigeração com energia solar. MEFTE 2009 – III Conferência Nacional de Mecânica dos Fluidos, Termodinâmica e Energia, Bragança, Portugal, 17 e 18 de Setembro de 2009.
- Brites GJVN, Costa JJ, Costa VAF (2012). Evaluation of the performance of a solar refrigeration with and adsorption refrigeration cycle (in Portuguese). MEFTE 2012 – IV National Conference in Fluid Mechanics, Thermodynamics and Energy, Lisbon, Portugal, 28 and 29 May 2012.
- Brites GJVN, Costa JJ, Costa VAF (2016). Influence of the design parameters on the overall performance of a solar adsorption refrigerator. *Renewable Energy*, vol. 86, pp. 238–250. doi:10.1016/j.renene.2015.07.099.
- Çengel YA (2006). *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach*. 3rd ed. McGraw-Hill.
- Choudhury B, Chatterjee PK, Sarkar JP (2010). Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14(8), pp. 2189–2195. doi: 10.1016/j.rser.2010.03.025.
- Chua HT, Ng KC, Wang W, Yap C, Wang XL (2004). Transient modeling of a two-bed silica gel–water adsorption chiller. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 659–669. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.08.010.
- Comissão Europeia (2008). Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions - 20 20 by 2020 - Europe's climate change opportunity. Com (2008) 30 final.

- Corcione M (2005). Correlating equations for free convection heat transfer from horizontal isothermal cylinders set in a vertical array. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 3660–3673. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.010.
- Dawoud B, Amer E, Gross D (2007). Experimental investigation of an adsorptive thermal energy storage. *International Journal of Energy Research*, vol. 31, pp. 135–147. doi:10.1002/er.
- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2014). Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39, pp. 102–123. doi:10.1016/j.rser.2014.07.081.
- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2016a). Modeling and parametric analysis of an adsorber unit for thermal energy storage. *Energy*, vol. 102, pp. 83–94. doi:10.1016/j.energy.2016.02.014.
- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2016b). A thermal energy storage system provided with an adsorption module – Dynamic modeling and viability study. *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 548–560. doi:10.1016/j.enconman.2016.08.032.
- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2016c). Sistema solar de armazenamento de energia térmica com módulo de adsorção. CYTEF 2016 – VIII Congresso Ibérico | VI Congresso Ibero-Americano de Ciências e Técnicas do Frio. Coimbra – Portugal, 3-6 Maio, 2016.
- Fernandes MS, Brites GJVN, Costa JJ, Gaspar AR, Costa VAF (2016d). Sistema solar de armazenamento de energia térmica com módulo de adsorção. Ciência 2016 – Encontro com a Ciência e Tecnologia em Portugal. Lisboa, Portugal, 4-6 Julho 2016.
- Gantenbein P, Brunold S, Flückiger F, Frei U (2001). Sorption materials for application in solar heat energy storage. <http://www.solarenergy.ch/fileadmin/daten/publ/sorption01.pdf>.
- Gartler G, Jähmig D, Purkarthofer G, Wagner W (2004). Development of a High Energy Density Sorption Storage System. <http://aee-intec.at/0uploads/dateien7.pdf>.
- Gordeeva LG, Aristov YI (2012). Composites “salt inside porous matrix” for adsorption heat transformation: A current state-of-the-art and new trends. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 7, pp. 288–302. doi:10.1093/ijlct/cts050.
- Guia para Instaladores de Colectores Solares (2004). DGGE/IP-AQSpP. Lisboa, Abril 2004. ISBN: 972-8268-32-7. <http://www.aguaquentesolar.com>.
- Hauer A (2002a). Innovative Thermal Energy Storage Systems for Residential Use. Bavarian Center for Applied Energy Research, ZAE Bayern.

- Hauer A (2002b). Beurteilung fester Adsorbentien in offenen Sorptionssystemen für energetische Anwendungen. Dissertation, Technische Universität Berlin, Berlin.
- Hauer A (2007). Adsorption systems for TES – Design and demonstration projects. In: Paksoy HÖ (ed.), *Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption*, Netherlands: Springer, pp. 409–427. http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4020-5290-3_25.
- Hauer A (2013). *Thermal Energy Storage*. IEA-ETSAP and IRENA Technology Brief E17. January 2013. <http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA-ETSAP%20Tech%20Brief%20E17%20Thermal%20Energy%20Storage.pdf>.
- Helden WV, Wagner W, Schubert V, Krampe-Zadler C (2014). Experimental tests on a solid sorption prototype for seasonal solar thermal storage. *Eurotherm Seminar #99: Advances in Thermal Energy Storage*, pp. 1–8.
- Henninger SK, Munz G, Ratzsch KF, Schossig P (2011). Cycle stability of sorption materials and composites for the use in heat pumps and cooling machines. *Renewable Energy*, vol. 36(11), pp. 3043–3049.
- International Energy Outlook (2016). U.S. Energy Information Administration. <http://www.eia.gov/forecasts/ieo>.
- Jaehnig D, Hausner R, Wagner W, Isaksson C (2006). Thermo-chemical storage for solar space heating in a single-family house. AEE – INTEC (Austria), Ecostock Conference, New Jersey, 31 May - 02 June; 2006:1–7. <http://www.aee-intec.at/0uploads/dateien336.pdf>.
- Kaubek F, Maier-Laxhuber P (1990). Adsorption apparatus used as an electro-heating storage. United States patent US 4956977 A. 18 September 1990. <http://www.google.com/patents/US4956977>.
- LeFevre EJ, Ede AJ (1956). Laminar free convection from the outer surface of a vertical cylinder. In: *Proceedings of the 9th International Congress on Applied Mechanics*; Brussels, 1956, vol. 4, pp. 175–183.
- Li G, Qian S, Lee H, Hwang Y, Radermacher R (2014). Experimental investigation of energy and exergy performance of short term adsorption heat storage for residential application. *Energy*, vol. 65, pp. 675–691. doi:10.1016/j.energy.2013.12.017.
- Li G, Zheng X (2016). Thermal energy storage system integration forms for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, pp. 736–757. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.04.076>.
- MATLAB (2014). MATLAB online documentation, MathWorks, Inc. <http://www.mathworks.com/help/index.html>.

- Mottillo M (2006). Investigation of an Adsorption System for the Seasonal Storage of Heat Applied to Residential Buildings. Master thesis in Applied Science (Building Engineering), Department of Building, Civil and Environmental Engineering, Concordia University, Montréal, Québec, Canada.
- N'Tsoukpoe KE, Liu H, Le Pierrès N, Luo L (2009). A review on long-term sorption solar energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13(9), pp. 2385–2396. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2009.05.008>.
- Núñez T (2001). Charakterisierung und Bewertung von Adsorbentien für Wärmetransformationsanwendungen. Ph. D. thesis, Faculty of Physics, University of Freiburg. Freiburg, Germany.
- Núñez T, Henning H-M, Mittelbach W (1999). Adsorption cycle modeling: characterization and comparison of materials. *International Sorption Heat Pump Conference*, 1999, pp. 209–217.
- Núñez T, Henning HM, Mittelbach W (2003). High Energy Density Heat Storage System – Achievements and Future Work. In: *Proceedings of the 9th International Conference on Thermal Energy Storage*, Futurestock 2003, Warsaw, Poland, September 1–4, 2003.
- Nwaba KJ (2008). The design and evaluation of a solar-powered adsorption refrigerator for african conditions. Master thesis in Mechanical Engineering. Field of specialisation: Solar adsorption cooling. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and the Built Environment, Tshwane University of Technology. Pretoria, South Africa.
- Pinel P, Cruickshank CA, Beausoleil-Morrison I, Wills A (2011). A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 3341–3359. doi:10.1016/j.rser.2011.04.013.
- RCCTE – Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (2006). Decreto-Lei n.º 90/2006 de 4 de Abril. *Diário da República*, n.º 67.
- Ruivo C (2005). Modelação numérica dos fenómenos de transferência de calor e de massa em rodas higroscópicas. Tese de doutoramento. Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra. Coimbra, Portugal.
- Ruivo CR, Costa JJ, Figueiredo AR (2006). Analysis of simplifying assumptions for the numerical modeling of the heat and mass transfer in a porous desiccant medium. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 49(9), pp. 851–872.

- Ruivo CR, Costa JJ, Figueiredo AR (2008). Numerical study of the cyclic behaviour of a desiccant layer of a hygroscopic rotor. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 53(10), pp. 1037–1053. doi:10.1080/10407780701788999.
- Ruivo CR, Costa JJ, Figueiredo AR (2011). Heat and mass transfer in matrices of hygroscopic wheels. In: Delgado JMPQ (ed.), *Heat and Mass Transfer in Porous Media, Advanced Structured Materials 13*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, pp. 245–263, 2011, ISBN: 978-3-642-21965-8. doi: 10.1007/978-3-642-21966-5_10.
- Ruivo CR, Costa JJ, Figueiredo AR (2012). Characterizing the differences between the adsorption and desorption processes in a desiccant layer by detailed numerical modeling. *Diffusion in Solids and Liquids VII - Defect and Diffusion Forum*, vols. 326-328, pp. 690–695, 2012. (Trans. Tech. Publications, Switzerland: <http://www.scientific.net>). doi:10.4028/www.scientific.net/DDF.326-328.690.
- Ruthven DM (1984). *Principles of adsorption and adsorption processes*. New York, John Wiley & Sons, Inc. ISBN 0-471-86606-7.
- Saha BB, Chakraborty A, Koyama S, Aristov YI (2009). A new generation cooling device employing CaCl₂-in-silica gel-water system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 516–524. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.06.018.
- Sakoda A, Suzuki M (1984). Fundamental Study on Solar Powered Adsorption Cooling System. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, vol. 17, pp. 52–57.
- Schmidt FP (2004). *Optimizing Adsorbents for Heat Storage Applications: Estimation of Thermodynamic Limits and Monte Carlo Simulations of Water Adsorption in Nanopores*. Inaugural-Dissertation zur Erlangung des Doktorgrades der Fakultät für Mathematik und Physik der Albert-Ludwigs-Universität, Freiburg im Breisgau.
- Schwamberger V, Joshi C, Schmidt FP (2011). Second law analysis of a novel cycle concept for adsorption heat pumps. In: *Proceeding of the international sorption heat pump conference (ISHPC11)*, Padua, Italy, 06–08 April 2011, pp. 991–998. <http://www.fsm.kit.edu/eht/details.php?id=137>.
- Sharafian A, McCague C, Bahrami M (2015). Impact of fin spacing on temperature distribution in adsorption cooling systems for vehicle A/C applications. *International Journal of Refrigeration*, vol. 51, pp. 135–143. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.003>.
- Sumathy K, Yeung KH, Yong L (2003). Technology development in the solar adsorption refrigeration systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 29(4), pp. 301–327. doi: 10.1016/S0360-1285(03)00028-5.
- Sur A, Das RK (2010). Review on solar adsorption refrigeration cycle. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, vol. 1(1), pp. 190–226.

<http://www.iaeme.com/MasterAdmin/UploadFolder/REVIEW%20ON%20SOLAR%20ADSORPTION%20REFRIGERATION%20CYCLE.pdf>.

Taborek J (1997). Double-Pipe and Multitube Heat Exchangers with Plain and Longitudinal Finned Tubes. *Heat Transfer Engineering*, vol. 18(2), pp. 34–45. doi:10.1080/01457639708939894.

Tatsidjodoung P, Le Pierrès N, Luo L (2013). A review of potential materials for thermal energy storage in building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 18, pp. 327–349. doi:10.1016/j.rser.2012.10.025.

The Engineering Toolbox (2016). <http://www.engineeringtoolbox.com/>.

TRNSYS 17 (2012). A Transient System Simulation program, vol. 4, Mathematical Reference. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.

Wang DC, Li YH, Li D, Xia Y, Zhang J (2010). A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 344–353. doi:10.1016/j.rser.2009.08.001.

Wang DC, Zhang JP, Tian X, Liu D, Sumathy K (2014). Progress in silica gel–water adsorption refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 85–104. doi:10.1016/j.rser.2013.09.023.

Wang DC, Zhang JP, Xia YZ, Han YP, Wang SW (2012). Investigation of adsorption performance deterioration in silica gel–water adsorption refrigeration. *Energy Conversion and Management*, vol. 58, pp. 157–162.

Wang LW, Wang RZ, Oliveira RG (2009). A review on adsorption working pairs for refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13(3), pp. 518–534. doi: 10.1016/j.rser.2007.12.002.

Wang X, Zimmermann W, Ng KC, Chakraborty A, Keller JU (2004). Investigation on the isotherm of silica gel + water systems. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 76(2), pp. 659–669. doi: 10.1023/B:JTAN.0000028045.96239.7e.

Wark K (1988). "Generalized Thermodynamic Relationships". *Thermodynamics* (5^a ed.). New York, NY: McGraw-Hill, Inc. ISBN 0-07-068286-0.

Wu H, Wang S, Zhu D (2007). Effects of impregnating variables on dynamic sorption characteristics and storage properties of composite sorbent for solar heat storage. *Solar Energy*, vol. 81, pp. 864–871. doi:10.1016/j.solener.2006.11.013.

- Wu JW, Biggs MJ, Hu EJ (2014). Dynamic Model for the Optimisation of Adsorption-based Desalination Processes. *Applied Thermal Engineering*, vol. 66(1-2), pp. 464–473. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.02.045.
- Xu J, Wang RZ, Li Y (2014). A review of available technologies for seasonal thermal energy storage. *Solar Energy*, vol. 103, pp. 610–638. doi:10.1016/j.solener.2013.06.006.
- Yang P (2009). Heat and mass transfer in adsorbent bed with consideration of non-equilibrium adsorption. *Applied Thermal Engineering*, vol. 29(14-15), pp. 3198–3203. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.04.024.
- Yong L, Sumathy K (2002). Review of mathematical investigation on the closed adsorption heat pump and cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 6(4), pp. 305–338. doi:10.1016/S1364-0321(02)00010-2.
- Yong L, Sumathy K (2004). Comparison between heat transfer and heat mass transfer models for transportation process in an adsorbent bed. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47(8-9), pp. 1587–1598. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.10.025.
- Yu N, Wang RZ, Wang LW (2013). Sorption thermal storage for solar energy. *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39(5), pp. 489–514. doi:10.1016/j.pecs.2013.05.004.
- Yu N, Wang RZ, Wang LW (2013). Sorption thermal storage for solar energy. *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39(5), pp. 489–514. doi:10.1016/j.pecs.2013.05.004.
- Yu N, Wang RZ, Wang LW (2015). Theoretical and experimental investigation of a closed sorption thermal storage prototype using LiCl/water. *Energy*, vol. 93, pp. 1523–1534. doi:10.1016/j.energy.2015.10.001.
- Zhu D, Wu H, Wang S (2006). Experimental study on composite silica gel supported CaCl_2 sorbent for low grade heat storage. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 45, pp. 804–813. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2005.10.009.

ANEXO A – DESENVOLVIMENTO DAS EQUAÇÕES DOS BALANÇOS MÁSSICO E ENERGÉTICO

ADSORSOR

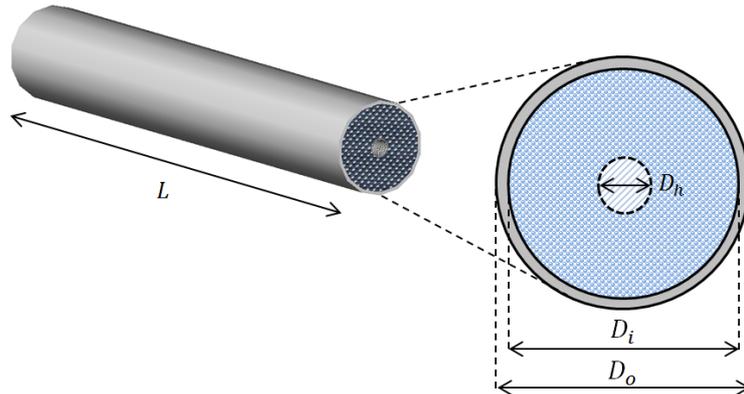


Figura A1 – Principais dimensões do adsorvedor.

Volume do material adsorvente:

$$V_a = \frac{\pi(D_i^2 - D_h^2)}{4} L$$

Volume do espaço vazio na parte central do adsorvedor:

$$V_h = \frac{\pi D_h^2}{4} L$$

Massa de adsorvente:

$$m_a = \rho_a(1 - \varepsilon)V_a$$

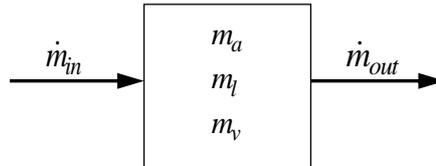
Massa de adsorvato na fase líquida:

$$m_l = m_a X$$

Massa de adsorvato na fase de vapor:

$$m_v = m_{v,a} + m_{v,h} = \varepsilon \rho_v V_a + \rho_v V_h = (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v$$

Conservação de massa



Variação de massa:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d(m_a + m_l + m_v)}{dt} = \frac{dm_a}{dt} + \frac{dm_l}{dt} + \frac{dm_v}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

com:

$$\frac{dm_a}{dt} = 0$$

$$\frac{dm_l}{dt} = \frac{d(m_a X)}{dt} = m_a \frac{dX}{dt}$$

$$\frac{dm_v}{dt} = \frac{d}{dt} [(\varepsilon V_a + V_h) \rho_v] = (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt}$$

Assim, tem-se:

$$m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

a) Adsorção

Durante a adsorção só há entrada de massa (vapor) no adsorção (sendo \dot{m}_{in} proveniente do evaporador), logo:

$$m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} = \dot{m}_{in}$$

b) Dessorção

Durante a dessorção só há saída de massa (vapor) do adsorisor (\dot{m}_{out} para o condensador), logo:

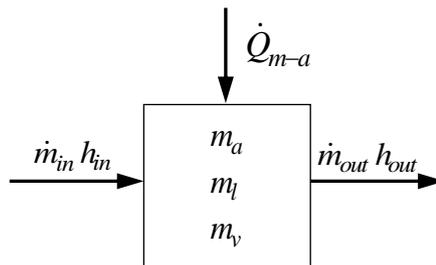
$$m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} = -\dot{m}_{out}$$

c) Fases isostéricas

Nestas fases não há entrada ou saída de massa do adsorisor, logo:

$$m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} = 0$$

Conservação de energia



Os termos referentes ao material metálico do adsorisor não são considerados neste desenvolvimento, sendo a equação do balanço de energia para o tubo metálico que envolve o adsorvente dada por:

$$m_m c_m \frac{dT_m}{dt} = A_o h_o (T_w - T_m) + A_i h_c (T_a - T_m)$$

A equação da transferência de calor entre o adsorvente e o tubo metálico é $\dot{Q}_{m-a} = A_i h_c (T_m - T_a)$.

A variação de energia no interior do adsorisor é:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{m-a} + \dot{W} + \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}$$

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dU}{dt} = \frac{d}{dt}(m_a u_a + m_l u_l + m_v u_v)$$

Sabendo que $m_l = m_a X$ e que $m_v = (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v$, uma vez que no adsorção a fase de vapor se encontra no adsorvente (a) e no volume oco (h), tem-se:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt} [m_a u_a + m_a X u_l + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v u_v]$$

Então:

$$\frac{d}{dt} [m_a u_a + m_a X u_l + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v u_v] = \dot{Q}_{m-a} + \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}$$

a) Adsorção

Nesta fase entra vapor no adsorção nas condições do evaporador ($\dot{m}_{in} h_v|_{T_e}$).

Considerando $h = u + \frac{P}{\rho}$, tem-se:

$$\frac{d}{dt} \left\{ m_a u_a + m_a X \left(h_l - \frac{P}{\rho_l} \right) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v \left(h_v - \frac{P}{\rho_v} \right) \right\} = \dot{Q}_{m-a} + \dot{m}_{in} h_v|_{T_e}$$

Desenvolvendo e aplicando a equação do balanço mássico para a adsorção, tem-se:

$$m_a \frac{du_a}{dt} + m_a \frac{dX}{dt} \left(h_l - \frac{P}{\rho_l} \right) + m_a X \left[\frac{dh_l}{dt} - \frac{d}{dt} \left(\frac{P}{\rho_l} \right) \right] +$$

$$+ (\varepsilon V_a + V_h) \left(\frac{d\rho_v}{dt} h_v + \rho_v \frac{dh_v}{dt} - \frac{dP}{dt} \right) = \dot{Q}_{m-a} + \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] h_v|_{T_e}$$

Tem-se da Termodinâmica que:

$$dh = c_p dT + \left[-T \left(\frac{dv}{dT} \right)_P + \frac{1}{\rho} \right] dP$$

Assim, para um adsorvato comum no estado líquido tem-se que $(dv/dT)_P \approx 0$.

Logo:

$$dh_l = c_l dT_l + \frac{1}{\rho_l} dP \rightarrow \frac{dh_l}{dt} = c_l \frac{dT_l}{dt} + \frac{1}{\rho_l} \frac{dP}{dt} \Leftrightarrow \frac{dh_l}{dt} - \frac{1}{\rho_l} \frac{dP}{dt} = c_l \frac{dT_l}{dt}$$

Por outro lado, admitindo que o vapor de adsorvato se comporta como um Gás Ideal, tem-se:

$$\frac{dh_v}{dt} \approx c_{p,v} \frac{dT_v}{dt}$$

Considerando $\rho_l \approx \text{constante}$, $\frac{dh_l}{dt} - \frac{1}{\rho_l} \frac{dP}{dt} = c_l \frac{dT_l}{dt}$, $\frac{dh_v}{dt} \approx c_{p,v} \frac{dT_v}{dt}$,

$$\frac{du_a}{dt} = c_a \frac{dT_a}{dt}, \quad h_v|_{T_v} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv}|_{T_{ref}} + c_{p,v} (T_v - T_{ref}), \quad T_l = T_a \quad \text{e}$$

$h_l|_{T_l} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + c_l (T_l - T_{ref})$, tem-se:

$$\begin{aligned} & m_a c_a \frac{dT_a}{dt} + m_a \frac{dX}{dt} \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + c_l (T_a - T_{ref}) - \frac{P}{\rho_l} \right] + m_a X c_l \frac{dT_a}{dt} + \\ & + (\varepsilon V_a + V_h) \left\{ \frac{d\rho_v}{dt} \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv,ads}|_{T_{ref}} + c_{p,v} (T_a - T_{ref}) \right] + \rho_v c_{p,v} \frac{dT_a}{dt} - \frac{dP}{dt} \right\} = \\ & = \dot{Q}_{m-a} + \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv,ads}|_{T_{ref}} + c_{p,v} (T_e - T_{ref}) \right] \end{aligned}$$

Agrupando, tem-se:

$$\begin{aligned} & \left[m_a (c_a + X c_l) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v c_{p,v} \right] \frac{dT_a}{dt} - (\varepsilon V_a + V_h) \frac{dP}{dt} = \\ & = \dot{Q}_{m-a} + m_a \frac{dX}{dt} \left[-c_l (T_a - T_{ref}) + c_{p,v} (T_e - T_{ref}) + \frac{P}{\rho_l} \right] + \\ & + \Delta h_{lv,ads}|_{T_{ref}} \left[-(\varepsilon Y_a + Y_h) \frac{d\rho_v}{dt} + m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon Y_a + Y_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] - \\ & - (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} c_{p,v} (T_a - T_{ref}) + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} c_{p,v} (T_e - T_{ref}) \end{aligned}$$

Considerando $T_{ref} = T_a$ e sendo $\Delta h_{v,ads}|_{T_a} = \Delta H_{ads}$, tem-se:

$$\begin{aligned} & \left[m_a (c_a + X c_l) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v c_{p,v} \right] \frac{dT_a}{dt} - (\varepsilon V_a + V_h) \frac{dP}{dt} = \\ & = \dot{Q}_{m-a} + m_a \frac{dX}{dt} \left[c_{p,v} (T_e - T_a) + \frac{P}{\rho_l} \right] + \Delta H_{ads} m_a \frac{dX}{dt} + \\ & + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} c_{p,v} (T_e - T_a) \end{aligned}$$

Então:

$$\begin{aligned} & \left[m_a (c_a + X c_l) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v c_{p,v} \right] \frac{dT_a}{dt} = \dot{Q}_{m-a} + m_a \Delta H_{ads} \frac{dX}{dt} + \\ & + \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] c_{p,v} (T_e - T_a) + m_a \frac{dX}{dt} \frac{P}{\rho_l} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{dP}{dt} \end{aligned}$$

b) Dessorção

Nesta fase sai vapor do adsorção ($\dot{m}_{out} h_v|_{T_a}$).

Considerando $h = u + \frac{P}{\rho}$, tem-se:

$$\frac{d}{dt} \left\{ m_a u_a + m_a X \left(h_l - \frac{P}{\rho_l} \right) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v \left(h_v - \frac{P}{\rho_v} \right) \right\} = \dot{Q}_{m-a} - \dot{m}_{out} h_v|_{T_a}$$

Desenvolvendo e aplicando a equação do balanço mássico para a dessorção, tem-se:

$$\begin{aligned} & m_a \frac{du_a}{dt} + m_a \frac{dX}{dt} \left(h_l - \frac{P}{\rho_l} \right) + m_a X \left[\frac{dh_l}{dt} - \frac{d}{dt} \left(\frac{P}{\rho_l} \right) \right] + \\ & + (\varepsilon V_a + V_h) \left(\frac{d\rho_v}{dt} h_v + \rho_v \frac{dh_v}{dt} - \frac{dP}{dt} \right) = \dot{Q}_{m-a} + \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] h_v|_{T_a} \end{aligned}$$

Considerando $\rho_l \approx \text{constante}$, $\frac{dh_l}{dt} - \frac{1}{\rho_l} \frac{dP}{dt} = c_l \frac{dT_l}{dt}$, $\frac{dh_v}{dt} \approx c_{p,v} \frac{dT_v}{dt}$,

$$\frac{du_a}{dt} = c_a \frac{dT_a}{dt}, \quad h_v|_{T_v} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv}|_{T_{ref}} + c_{p,v}(T_v - T_{ref}) \quad , \quad T_l = T_a \quad \text{e}$$

$h_l|_{T_l} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + c_l(T_l - T_{ref})$, tem-se:

$$\begin{aligned} & m_a c_a \frac{dT_a}{dt} + m_a \frac{dX}{dt} \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + c_l(T_a - T_{ref}) - \frac{P}{\rho_l} \right] + m_a X c_l \frac{dT_a}{dt} + \\ & + (\varepsilon V_a + V_h) \left\{ \frac{d\rho_v}{dt} \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv,ads}|_{T_{ref}} + c_{p,v}(T_a - T_{ref}) \right] + \rho_v c_{p,v} \frac{dT_a}{dt} - \frac{dP}{dt} \right\} = \\ & = \dot{Q}_{m-a} + \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv,ads}|_{T_{ref}} + c_{p,v}(T_a - T_{ref}) \right] \end{aligned}$$

Agrupando, tem-se:

$$\begin{aligned} & \left[m_a (c_a + X c_l) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v c_{p,v} \right] \frac{dT_a}{dt} - (\varepsilon V_a + V_h) \frac{dP}{dt} = \\ & = \dot{Q}_{m-a} + m_a \frac{dX}{dt} \left[-c_l (T_a - T_{ref}) + c_{p,v} (T_e - T_{ref}) + \frac{P}{\rho_l} \right] + \\ & + \Delta h_{lv,ads}|_{T_{ref}} \left[-(\varepsilon Y_a + Y_h) \frac{d\rho_v}{dt} + m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon Y_a + Y_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] - \\ & - (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} c_{p,v} (T_a - T_{ref}) + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} c_{p,v} (T_a - T_{ref}) \end{aligned}$$

Considerando $T_{ref} = T_a$ e sendo $\Delta h_{lv,ads}|_{T_a} = \Delta H_{ads}$, tem-se:

$$\begin{aligned} & \left[m_a (c_a + X c_l) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v c_{p,v} \right] \frac{dT_a}{dt} = \dot{Q}_{m-a} + m_a \Delta H_{ads} \frac{dX}{dt} + m_a \frac{dX}{dt} \frac{P}{\rho_l} + \\ & + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{dP}{dt} \end{aligned}$$

c) Fases isostéricas

Nesta fase não há entrada ou saída de massa no adsorisor.

Considerando $h = u + \frac{P}{\rho}$, tem-se:

$$\frac{d}{dt} \left\{ m_a u_a + m_a X \left(h_l - \frac{P}{\rho_l} \right) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v \left(h_v - \frac{P}{\rho_v} \right) \right\} = \dot{Q}_{m-a}$$

Desenvolvendo e considerando $h_v|_{T_v} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv}|_{T_{ref}} + c_{p,v} (T_v - T_{ref})$,

$$h_l|_{T_l} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + c_l (T_l - T_{ref}), \quad \frac{dh_l}{dt} - \frac{1}{\rho_l} \frac{dP}{dt} = c_l \frac{dT_l}{dt}, \quad \frac{dh_v}{dt} \approx c_{p,v} \frac{dT_v}{dt},$$

$\frac{du_a}{dt} = c_a \frac{dT_a}{dt}$ e $\rho_l \approx \text{constante}$, tem-se:

$$\begin{aligned} & m_a c_a \frac{dT_a}{dt} + m_a \frac{dX}{dt} \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + c_l (T_a - T_{ref}) - \frac{P}{\rho_l} \right] + m_a X c_l \frac{dT_a}{dt} + \\ & + (\varepsilon V_a + V_h) \left\{ \frac{d\rho_v}{dt} \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv,ads}|_{T_{ref}} + c_{p,v} (T_a - T_{ref}) \right] + \rho_v c_{p,v} \frac{dT_a}{dt} - \frac{dP}{dt} \right\} = \\ & = \dot{Q}_{m-a} \end{aligned}$$

Considerando $T_{ref} = T_a$ e sendo $\Delta h_{lv,ads}|_{T_a} = \Delta H_{ads}$, tem-se:

$$\begin{aligned} & \left[m_a (c_a + X c_l) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v c_{p,v} \right] \frac{dT_a}{dt} - (\varepsilon V_a + V_h) \frac{dP}{dt} = \\ & = \dot{Q}_{m-a} - (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \Delta H_{ads} + m_a \frac{dX}{dt} \frac{P}{\rho_l} \end{aligned}$$

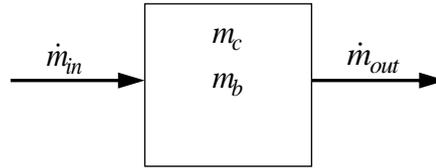
Do balanço mássico sabe-se que $-(\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} = m_a \frac{dX}{dt}$; mas, como X não

varia nas fases isostéricas, tem-se que $-(\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} = 0$. Logo:

$$\left[m_a (c_a + X c_l) + (\varepsilon V_a + V_h) \rho_v c_{p,v} \right] \frac{dT_a}{dt} = \dot{Q}_{m-a} + m_a \frac{dX}{dt} \frac{P}{\rho_l} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{dP}{dt}$$

CONDENSADOR

Conservação de massa



A variação de massa do material do condensador e da massa de adsorvato no condensador é:

$$\frac{dm_c}{dt} = 0$$

$$\frac{dm_b}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

a) Adsorção

Não há entrada nem saída de adsorvato no condensador durante a adsorção, logo:

$$\frac{dm_b}{dt} = 0$$

b) Dessorção

Não há acumulação de adsorvato no condensador durante a dessorção, logo:

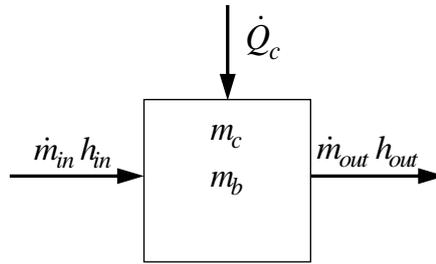
$$\frac{dm_b}{dt} = 0$$

c) Fases isostéricas

Não há entrada nem saída de adsorvato no condensador nestas fases, logo:

$$\frac{dm_b}{dt} = 0$$

Conservação de energia



$$\frac{d(m_c h_c)}{dt} = \dot{Q}_c + \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}$$

a) Adsorção

Não há entrada nem saída de adsorvato no condensador durante a adsorção, e

considera-se que $\frac{d(m_c h_c)}{dt} = m_c c_c \frac{dT_c}{dt}$, logo:

$$m_c c_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{Q}_c$$

b) Dessorção

Nesta fase, entra no condensador vapor nas condições do adsorção e sai líquido nas condições do condensador. Considera-se que o caudal de entrada no

condensador é igual ao de saída ($\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$), e que $\frac{d(m_c h_c)}{dt} = m_c c_c \frac{dT_c}{dt}$.

Logo:

$$m_c c_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{Q}_c + \dot{m}_{in} (h_v|_{T_a} - h_l|_{T_c})$$

Considerando $\dot{m} = - \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right]$ (do balanço mássico do adsorção

durante a fase de dessorção – caudal que sai do adsorção e entra no condensador), $h_v|_{T_a} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv}|_{T_{ref}} + c_{p,v} (T_a - T_{ref})$ e

$h_l|_{T_c} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + c_l (T_c - T_{ref})$, tem-se:

$$m_c c_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{Q}_c - \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] \times \\ \times \left[\mathcal{H}_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv}|_{T_{ref}} + c_{p,v}(T_a - T_{ref}) - \mathcal{H}_{f,l}|_{T_{ref}} - c_l(T_c - T_{ref}) \right]$$

Considerando $T_{ref} = T_c$ e sendo $\Delta h_{lv}|_{T_c} = L_c$, tem-se:

$$m_c c_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{Q}_c - \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] [L_c + c_{p,v}(T_a - T_c)]$$

c) Fases isostéricas

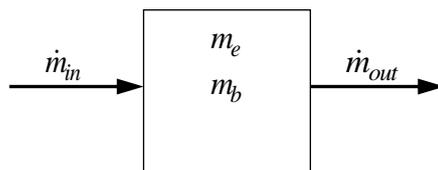
Não há entrada nem saída de massa no condensador durante as fases isostéricas,

e considera-se que $\frac{d(m_c h_c)}{dt} = m_c c_c \frac{dT_c}{dt}$, logo:

$$m_c c_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{Q}_c$$

EVAPORADOR

Conservação de massa



A variação de massa do material do evaporador e da massa de adsorvato no evaporador é:

$$\frac{dm_e}{dt} = 0$$

$$\frac{dm_w}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

a) Adsorção

Considera-se que o adsorvato que existente no evaporador se encontra praticamente todo na fase líquida e que durante a adsorção sai vapor do evaporador (que entra no adsorção). Logo:

$$\frac{dm_b}{dt} \approx \frac{dm_l}{dt} = -\dot{m}_{out} = -\left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right]$$

b) Dessorção

Durante a dessorção entra adsorvato no evaporador proveniente do condensador, logo:

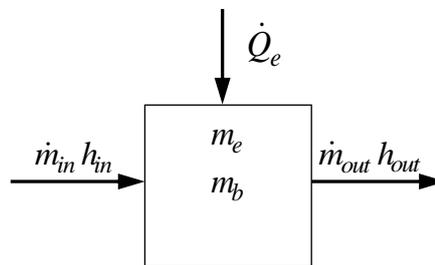
$$\frac{dm_b}{dt} \approx \frac{dm_l}{dt} = \dot{m}_{in} = -\left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right]$$

c) Fases isostéricas

Não há entrada nem saída de massa no evaporador nestas fases, logo:

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{dm_l}{dt} + \frac{dm_v}{dt} = 0$$

Conservação de energia



$$\frac{d(m_e h_e + m_l h_l)}{dt} = \dot{Q}_e + \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}$$

a) Adsorção

Nesta fase, sai vapor do evaporador para o adsorção. Logo:

$$m_e \frac{dh_e}{dt} + \frac{dm_l}{dt} h_l + m_l \frac{dh_l}{dt} = \dot{Q}_e - \dot{m}_{out} h_v|_{T_e}$$

Considerando que $\frac{dh_e}{dt} = c_e \frac{dT_e}{dt}$, $\frac{dh_l}{dt} = c_l \frac{dT_e}{dt}$ e sabendo que $\frac{dm_l}{dt} = -\dot{m}_{out}$, tem-se:

$$m_e c_e \frac{dT_e}{dt} + m_l c_l \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_e - \dot{m}_{out} (h_v|_{T_e} - h_l|_{T_e})$$

Desenvolvendo e considerando $h_v|_{T_e} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv}|_{T_{ref}} + c_{p,v} (T_e - T_{ref})$ e

$h_l|_{T_e} = h_{f,l}|_{T_{ref}} + c_l (T_e - T_{ref})$, tem-se:

$$(m_e c_e + m_l c_l) \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_e - \dot{m}_{out} \left[h_{f,l}|_{T_{ref}} + \Delta h_{lv}|_{T_{ref}} + c_{p,v} (T_e - T_{ref}) - h_{f,l}|_{T_{ref}} - c_l (T_e - T_{ref}) \right]$$

Considerando $T_{ref} = T_e$, sendo $\Delta h_{lv}|_{T_e} = L_e$, e sabendo do balanço mássico que

$$\dot{m}_{out} = \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right], \text{ tem-se:}$$

$$(m_e c_e + m_l c_l) \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_e - \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] L_e$$

b) Dessorção

Nesta fase, entra adsorvato no evaporador às condições do condensador, logo:

$$m_e \frac{dh_e}{dt} + \frac{dm_l}{dt} h_l + m_l \frac{dh_l}{dt} = \dot{Q}_e + \dot{m}_{in} h_l|_{T_c}$$

Considerando que $\frac{dh_e}{dt} = c_e \frac{dT_e}{dt}$, $\frac{dh_l}{dt} = c_l \frac{dT_e}{dt}$ e sabendo que $\frac{dm_l}{dt} = \dot{m}_{in}$, tem-se:

$$m_e c_e \frac{dT_e}{dt} + m_l c_l \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_e + \dot{m}_{in} (h_l|_{T_c} - h_l|_{T_e})$$

Considerando $h_l|_{T_c} - h_l|_{T_e} = c_l (T_c - T_e)$, e sabendo do balanço mássico que

$$\dot{m}_{in} = - \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right], \text{ tem-se:}$$

$$(m_e c_e + m_l c_l) \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_e - \left[m_a \frac{dX}{dt} + (\varepsilon V_a + V_h) \frac{d\rho_v}{dt} \right] c_l (T_c - T_e)$$

c) Fases isostéricas

Não há entrada nem saída de massa no evaporador durante as fases isostéricas, logo:

$$m_e \frac{dh_e}{dt} + \frac{dm_l}{dt} h_l + m_l \frac{dh_l}{dt} = \dot{Q}_e$$

Considerando que $\frac{dh_e}{dt} = c_e \frac{dT_e}{dt}$ e $\frac{dh_l}{dt} = c_l \frac{dT_e}{dt}$, tem-se:

$$m_e c_e \frac{dT_e}{dt} + \frac{dm_l}{dt} h_l + m_l c_l \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_e$$

Considerando também que o adsorvato permanece no evaporador na fase líquida, sendo que a sua massa não varia ($\frac{dm_w}{dt} \approx \frac{dm_l}{dt} = 0$), tem-se:

$$(m_e c_e + m_l c_l) \frac{dT_e}{dt} = \dot{Q}_e$$

ANEXO B – RENDIMENTO DAS ALHETAS

Alhetas retangulares

Segundo Çengel (2006), o rendimento de uma alheta retangular é dado por (considerando uma alheta de comprimento finito exposta ao fenómeno de convecção na sua extremidade):

$$\eta_f = \frac{\tanh \alpha l'}{\alpha l'}$$

sendo:

$$\alpha = \sqrt{2h/ke}$$
$$l' = l + e/2$$

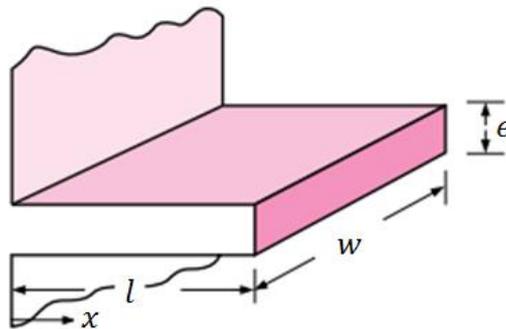


Figura B1 – Dimensões típicas de uma alheta retangular [adaptado de Çengel (2006)].

Alhetas anelares

O rendimento de uma alheta anelar é dado por [Çengel (2006)] (considerando uma alheta de comprimento finito exposta ao fenómeno de convecção na sua extremidade):

$$\eta_f = C_2 \frac{K_1(\alpha r_1) I_1(\alpha r_2') - I_1(\alpha r_1) K_1(\alpha r_2')}{I_0(\alpha r_1) K_1(\alpha r_2') + K_0(\alpha r_1) I_1(\alpha r_2')}$$

sendo:

$$C_2 = \frac{2r_1/\alpha}{r_2'^2 - r_1^2}; \quad \alpha = \sqrt{2h/ke}; \quad r_2' = r_2 + e/2.$$

I_0 , I_1 , K_0 e K_1 são as funções de Bessel modificadas de primeira e segunda espécie, respetivamente.

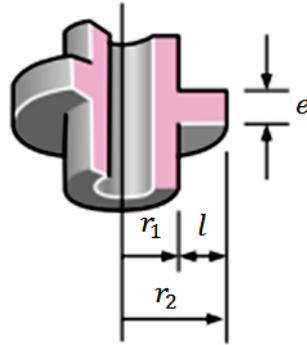


Figura B2 – Dimensões típicas de uma alheta anelar [adaptado de Çengel (2006)].

ANEXO C – FLUXOGRAMA DO MODELO MATLAB

Exemplo simples para apenas um nodo de água no reservatório

PROGRAMA PRINCIPAL: RESERVATÓRIO DE ÁGUA E MÓDULO DE ADSORÇÃO

