

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial



FEUP

**Dimensionamento de um Sistema de Teto Arrefecido
Integrando Materiais de Mudança de Fase**

Ivo Manuel Silva Carvalho

Dissertação para a obtenção do grau de

Mestre em Engenharia Mecânica

pela Universidade do Porto

Julho de 2013

Dimensionamento de um Sistema de Teto Arrefecido Integrando Materiais de Mudança de Fase

Ivo Manuel Silva Carvalho

Dissertação

Orientador: Prof. Doutor José Luís Alexandre

Coorientador: Eng. Alexandre de Jesus Freire



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2013

Pois lavra-te, és o chão! emprega-te, és o braço!
Semeia-te, és o grão!
Floresce, frutifica, extingue-te! e, no espaço,
Pode, amanhã, nascer mais uma ideal constelação...

(José Régio, A Chaga do Lado)

Resumo

As tecnologias de armazenamento térmico que utilizam materiais que mudam de fase (PCMs) já provaram os benefícios da sua utilização como meio de redução dos consumos energéticos em edifícios e ainda na contribuição para o aumento da eficiência dos sistemas de climatização. O presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento de sistemas de teto arrefecido com utilização de PCMs, apresentando recomendações e orientações para o estudo de sistemas semelhantes com aplicação na climatização de ambientes interiores.

O dimensionamento do sistema, com base numa geometria tubular, foi realizado para uma temperatura média do ar interior de 25 °C, coeficiente global de transferência de calor de 10 W/(m²·K) e um tempo de funcionamento de 10 horas, usando um PCM de parafina heptadecano. Seguindo o mesmo procedimento de dimensionamento, foram selecionadas as dimensões ótimas para as temperaturas médias do ar interior que se situam entre 23 e 28 °C.

A baixa condutibilidade térmica do PCM é um fator limitativo na transferência de calor, pelo que houve a necessidade de aplicar uma técnica de intensificação desta propriedade física, recorrendo à impregnação do PCM numa matriz grafitica. O tempo de liquefação do PCM, assim como o atravancamento e a massa de cada módulo, são as principais limitações que devem ser consideradas no dimensionamento deste tipo de sistemas.

Para uma temperatura média interior de 25 °C, as características do sistema que melhor satisfazem o compromisso entre carga térmica absorvida, área efetiva de transferência de calor e a massa são: módulos de 1 m² com 18 tubos de diâmetro exterior de 36 mm e diâmetro interior de 10 mm, com um espaçamento entre tubos de cerca de 18 mm e uma massa de 15,8 kg. A carga térmica sensível que o sistema absorve, em média, é de 57 W/m², estando neste caso o ar interior a uma temperatura média de 25 °C. Com base neste resultado, recomenda-se a utilização deste sistema como apoio a um sistema de AVAC convencional.

Comparativamente com um sistema convencional de teto arrefecido, o sistema dimensionado neste trabalho apresenta uma menor utilização de energia e permite a obtenção de uma maior inércia térmica do edifício. Por outro lado, a carga térmica que consegue absorver é menor e a sua massa é maior. A aplicação deste sistema é recomendada em edifícios de serviços de baixa inércia térmica, sem ocupação noturna, devendo ser sempre submetido a otimização prévia.

Abstract

The thermal storage technologies with phase change materials (PCMs) have proven the benefits of its use for the reduction of energy consumption in buildings and to increase the efficiency of HVAC systems. The present work aims at designing a chilled ceiling system integrating PCMs, making recommendations and guidelines for the study of similar systems for HVAC indoor applications.

The system design, based on a tubular geometry, was performed to the average air temperature of 25 °C, the overall heat transfer coefficient of 10 W/(m²·K) and operating time of 10 hours, using the heptadecane paraffin PCM. The optimal dimensions for other average indoor air temperatures situated between 23 and 28 °C were also selected.

The low thermal conductivity of the PCM is a limiting factor in heat transfer, therefore, there was the need to apply a technique of enhancement of this physical property, resorting for that purpose the impregnation of PCM in a graphitic matrix. The melting time of PCM, the occupied volume and the mass of each module are major limitations which should be considered in the design of this type of systems.

To an average temperature of 25 °C, the system characteristics that best meet the compromise between thermal load absorbed, effective area of heat transfer and mass are: modules with 1 m² and 18 devices with an outside diameter of 36 mm and diameter within 10 mm with a spacing between pipes of about 18 mm and a weight of 15.8 kg. The sensible average heat load absorbed at an average temperature of 25 °C is 57 W/m². Based on this result, it is recommended the use of this system as a support of a conventional HVAC system.

Compared with a conventional chilled ceiling system, the system designed in this study has lower energy consumption and provides a greater thermal mass enhancement of the building. On the other hand, the thermal load that it can absorb is smaller and it has a greater mass. The application of this system is recommended for office buildings with low thermal mass, without occupation during the night, however, it should be always subjected to previous optimization.

Agradecimentos

Quero registrar o meu agradecimento a todas as pessoas que, de alguma forma, colaboraram na realização deste trabalho.

Ao Professor José Luis Alexandre e ao Professor Alexandre Freire pelo apoio incessante e pelas suas orientações essenciais para a concretização desta dissertação.

Ao Professor Carlos António do Departamento de Engenharia Mecânica pelo seu auxílio na verificação dos modelos analíticos.

Aos meus pais, irmãos e amigos por me terem sempre apoiado ao longo da minha formação.

À Isa, pelo enorme apoio e motivação.

"Se vi mais longe foi por estar de pé sobre ombros de gigantes."

Sir Isaac Newton

Índice de Conteúdos

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. ARMAZENAMENTO DE ENERGIA COMO SOLUÇÃO PARA A PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA	1
1.2. ARMAZENAMENTO TÉRMICO COM PCMs	6
1.2.1. <i>Propriedades e Classificação dos PCMs</i>	9
1.2.2. <i>Encapsulamento dos PCMs</i>	14
1.2.3. <i>Técnicas de Intensificação da Transferência de Calor</i>	15
1.3. APLICAÇÃO DOS PCMs EM EDIFÍCIOS	16
1.3.1. <i>Integração de PCMs no Sistema de Climatização</i>	16
1.3.2. <i>Persianas</i>	17
1.3.3. <i>Telhado</i>	17
1.3.4. <i>Paredes</i>	18
1.3.5. <i>Pavimento</i>	19
1.3.6. <i>Teto</i>	19
1.4. OBJETIVOS DO TRABALHO	22
1.5. ESTRUTURA DO TRABALHO	23
2. MODELAÇÃO DA MUDANÇA DE FASE	25
2.1. MODELOS ANALÍTICOS	25
2.2. MODELOS NUMÉRICOS	31
2.2.1. <i>Método da Capacidade Térmica Efetiva</i>	32
2.2.2. <i>Método da Entalpia</i>	34
2.2.3. <i>Limitações dos Modelos Numéricos</i>	37
2.3. COMPARAÇÃO DOS MODELOS	38
2.4. SELEÇÃO DO MODELO	39
3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE TETO ARREFECIDO COM PCM	41
3.1. ENQUADRAMENTO DA APLICAÇÃO	41
3.2. FUNCIONAMENTO NO PERÍODO DIURNO	42
3.2.1. <i>Modelação do Sistema no Período Diurno</i>	43
3.3. FUNCIONAMENTO NO PERÍODO NOTURNO	45
3.3.1. <i>Modelação do Sistema no Período Noturno</i>	46
4. DIMENSIONAMENTO DOS DISPOSITIVOS TUBULARES DE PCM	49
4.1. SELEÇÃO DO PCM	49
4.2. SELEÇÃO DA CONDUTIBILIDADE TÉRMICA DO PCM	49

4.3.	SELEÇÃO DA CÁPSULA.....	56
4.4.	SELEÇÃO DO DIÂMETRO EXTERIOR E ESPESSURA DE PCM.....	56
4.5.	DIMENSÕES ÓTIMAS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DO AR.....	61
4.6.	RESUMO DAS CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA.....	63
4.6.1.	<i>Desempenho</i>	63
4.6.2.	<i>Materiais</i>	63
4.6.3.	<i>Geometria</i>	63
4.6.4.	<i>Massa</i>	63
5.	CONSIDERAÇÕES DE ANTEPROJETO.....	65
5.1.	PROCESSO DE DIMENSIONAMENTO.....	65
5.2.	VANTAGENS E INCONVENIENTES DO SISTEMA.....	67
6.	CONCLUSÕES.....	71
6.1.	LIMITAÇÕES ENCONTRADAS.....	73
6.2.	TRABALHOS FUTUROS.....	73
	REFERÊNCIAS E BIBLIOGRAFIA.....	75
ANEXO A:	MÉTODO DA CAPACIDADE TÉRMICA EFETIVA.....	80
ANEXO B:	MÉTODO DA ENTALPIA.....	83
ANEXO C:	MODELO DO SISTEMA NO PERÍODO DIURNO.....	87
ANEXO D:	MODELO DO SISTEMA NO PERÍODO NOTURNO.....	90
ANEXO E:	MODELO DA DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES FÍSICAS DO COMPÓSITO PCM-GRAFITE ...	93
ANEXO F:	DIMENSÕES ÓTIMAS PARA DIFERENTES TEMPERATURAS MÉDIAS DO AR.....	95

Lista de Figuras

Figura 1 - Principais soluções para a redução da utilização de energia e emissão de gases de efeito de estufa para o ambiente: pontos positivos e negativos.....	2
Figura 2 - Soluções de armazenamento energético.	3
Figura 3 – (a) Utilização de energia final, por setor, nos 27 países da União Europeia (dados de 2011 do EUROSTAT [12]) e (b) distribuição do consumo de energia por tipo de utilização no setor doméstico em Portugal (dados de 2010 da DGEG [13])	4
Figura 4 - Exemplo de um edifício PassivHaus na Escócia, com necessidades de aquecimento nulas [18].....	5
Figura 5 - Esquema que pretende mostrar a evolução do conceito NZEB a partir do conceito de edifício de baixo consumo energético.	5
Figura 6 - Representação esquemática de NZEB e Nearly Zero Energy Buildings.....	6
Figura 7 - Gráfico Temperatura-Tempo do aquecimento de uma substância (adaptado de [22])	7
Figura 8 - Esquema de funcionamento de um material de armazenamento térmico (PCM).....	8
Figura 9 - Esquema da variação da temperatura durante o aquecimento e o arrefecimento de um PCM com sobrearrefecimento. Adaptado de [31].....	10
Figura 10 - Classificação dos PCMs	10
Figura 11 - Zona de conforto segundo a norma ASHRAE 55-2004 [35].....	12
Figura 12 - Aplicações de PCMs em edifícios.	16
Figura 13 - Persianas contendo PCM [28][29][41].	17
Figura 14 - Telhado de betão integrando elementos cónicos de PCM [59].	18
Figura 15 - Placa de parede de PCM [60].	18
Figura 16 - Representação da secção transversal do protótipo [63].	19
Figura 17 – Protótipo do pavimento com incorporação de PCMs [63].	19
Figura 18 - Configuração dos tubos de calor embebidos em PCMs localizados por baixo da ventoinha [65].	20
Figura 19 - Esquema do sistema de <i>free-cooling</i> desenvolvido por Yanbing [66].	20
Figura 20 - Representação esquemática da cobertura com tubos incorporados num painel de PCM [67].	21
Figura 21 - Representação em corte de metade do cilindro no instante inicial a) e durante o arrefecimento b).....	26

Figura 22 - Circuito térmico de um cilindro tubular de PCM arrefecido pela face interior	27
Figura 23 - Geometrias simples com solução analítica: placa plana, cilindro e esfera [31]....	29
Figura 24 - Esquema do cilindro com PCM no exterior (à esquerda) e com PCM no interior (à direita).....	30
Figura 25 - Esquema de um cilindro anelar de PCM aquecido na face interior e exterior.	31
Figura 26 - a) Capacidade térmica efetiva do PCM Rubitherm RT25 obtida por calorimetria e b) aproximação por uma função triangular.	32
Figura 27 - Evolução da temperatura do PCM ao longo do tempo obtida com o método da capacidade térmica efetiva.	33
Figura 28 - Evolução da temperatura do PCM com o tempo, sem mudança de fase.	33
Figura 29 – Capacidade térmica efetiva do PCM em função da sua temperatura.	34
Figura 30 - Representação da zona pastosa no aquecimento de um PCM.....	35
Figura 31 - Representação gráfica da fração líquida.....	35
Figura 32 - Evolução da entalpia do PCM com a temperatura.	36
Figura 33 - Evolução da temperatura do PCM ao longo do tempo, obtida com o método da entalpia.	37
Figura 34 - Entalpia do PCM em função da temperatura.	37
Figura 35 - Fração líquida em função da temperatura do PCM.....	37
Figura 36 - Representação esquemática do sistema de teto arrefecido com integração de PCMs.....	42
Figura 37 - Esquema do cilindro tubular aquecido na face exterior pelo ar.	43
Figura 38 - Circuito térmico de um dispositivo no período diurno.	44
Figura 39 – Vista em corte do cilindro tubular arrefecido por um escoamento de água na face interior.....	46
Figura 40 - Convecção forçada de um líquido,.....	50
Figura 41 - Convecção natural de um líquido,.....	50
Figura 42 - Convecção forçada do ar e radiação,.....	51
Figura 43 - Convecção natural do ar e radiação,.....	51
Figura 44 - Convecção natural do ar,.....	51
Figura 45 – Variação da potência média absorvida por dispositivo com a condutibilidade térmica.....	53
Figura 46 - Influência da condutibilidade térmica da cápsula na potência média absorvida por um dispositivo e na frente de liquefação do PCM.	56
Figura 47 – Variação da frente de liquefação com o diâmetro exterior.....	57

Figura 48 – Variação da potência média com o diâmetro exterior.....	57
Figura 49 - Variação da potência média por módulo com a temperatura média do ar.....	60
Figura 50 - Variação do tempo de liquefação com a temperatura média do ar.....	60
Figura 51 - Variação do tempo de solidificação com a temperatura de entrada e da velocidade da água.....	60
Figura 52 - Variação da perda de carga por módulo com a velocidade da água.....	61
Figura 53 - Diâmetro exterior ótimo dimensionado para cada temperatura média do ar.....	62
Figura 54 - Espessura ótima do PCM dimensionado para cada temperatura média do ar.....	62
Figura 55 - Potência média de cada módulo dimensionado para cada temperatura média do ar.....	62
Figura 56 - Energia média de cada módulo dimensionado para cada temperatura média do ar.....	62
Figura 57 - Tempo de solidificação de cada dispositivo dimensionado para cada temperatura média do ar.....	62
Figura 58 - Processo recomendado para o dimensionamento de um sistema de teto arrefecido com PCM.....	67

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Capacidades térmicas de diferentes materiais [32].	9
Tabela 2 - Propriedades térmicas de PCMs com temperatura de mudança de fase dentro da gama de temperaturas de conforto	12
Tabela 3 - Soluções para a geometria cilíndrica e esférica.	30
Tabela 4 – Propriedades do PCM Heptadecano [38].	49
Tabela 5 – Predefinição das características geométricas do dispositivo.	50
Tabela 6 - Distância da frente de liquefação, potência e energia médias por dispositivo em função valores de condutibilidade térmica do PCM.	53
Tabela 7 - Propriedades do compósito PCM-Grafite.	55
Tabela 8 - Valores obtidos no estudo paramétrico com variação do diâmetro exterior.	58

Abreviaturas e Nomenclatura

Abreviaturas

AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
HDPE	<i>High Density Polyethylene</i>
MPCM	<i>Microencapsulated Phase Change Material</i>
PCM	<i>Phase Change Material</i>

Nomenclatura

A	área	m^2
b	intervalo de temperaturas de mudança de fase ($T_f - T_{sf}$)	$^{\circ}C$
cp	calor específico	$J/(kg \cdot K)$
d	espessura	m
E	energia calorífica média	kJ
e	espessura	m
f	variável que representa o efeito da geometria e das resistências térmicas na fronteira	-
f_f	fator de fricção	-
F_l	fração líquida	-
h	entalpia específica	J/kg
k	coeficiente global de transferência de calor	$W/(m^2 \cdot K)$
L	comprimento do dispositivo	m
R	raio da fronteira	m
R_t	resistência térmica	K/W
\dot{Q}	potência calorífica média	W
s	espessura da frente de mudança de fase	m
s^+	razão adimensional de raios	-
T	temperatura	$^{\circ}C$
t	tempo	s
v	velocidade de escoamento da água	m/s

Letras Gregas

α	coeficiente de transferência de calor	W/(m ² ·K)
β	razão adimensional de resistências térmicas	-
Δh_{mf}	calor latente de fusão	J/kg ou J/m ³
ΔT	diferença de temperaturas	°C
φ	fração volúmica	-
λ	condutibilidade térmica	W/(m·K)
ρ	massa volúmica	kg/m ³

Subscritos

c	relativo à temperatura média entre as temperaturas de fusão e solidificação
cond	condução
comp	compósito PCM-Grafite
conv	convecção
ef	efetiva
ext	lado exterior
f	fusão
fluido	relativo ao fluido de transferência de calor
G	grafite
int	lado interior
l	fase líquida
matriz	relativo à matriz gráfitica
mf	mudança de fase
PCM	material de mudança de fase
ref	referência
s	fase sólida
sf	solidificação
wall	parede

1. Introdução

Conteúdo do Capítulo

Neste capítulo enquadram-se as tecnologias de armazenamento térmico na atual situação energética mundial, nomeadamente ao nível dos edifícios, seguindo-se a revisão bibliográfica dos materiais de armazenamento térmico, tema central deste trabalho. Conclui-se este capítulo com a apresentação dos objetivos do trabalho e da estrutura deste.

1.1. Armazenamento de Energia como Solução para a Problemática Energética

Em 2011, o acidente nuclear em Fukushima fez reduzir em 4,3% a produção de energia nuclear mundial (redução de 44% no Japão e 23% na Alemanha), provocando o aumento do consumo de combustíveis fósseis convencionais; a “Primavera Árabe” agitou os mercados da energia contribuindo para o aumento do preço dos combustíveis para valores *record*; a continuação dos hábitos de consumo e o aumento da utilização de energia nas economias emergentes contribuíram para um estado de alarme e de renovado interesse nas alterações climáticas e em fontes alternativas de energia [1][2][3].

Existem propostas de soluções que abrandariam o ritmo do aquecimento global tais como, técnicas de geoengenharia [4], captura e armazenamento de CO₂ [2][5], aproveitamento em larga escala de energia nuclear de fissão [2][6][7] e utilização generalizada de fontes renováveis de energia [6]. Na Figura 1, apresentam-se vantagens e inconvenientes de cada solução.

O aproveitamento de fontes renováveis de energia – “energias renováveis” – é, porém, a solução mais sustentável. Uma fonte renovável de energia é definida como sendo um escoamento de energia que é renovado ao mesmo ritmo a que é consumido e que não emite substâncias poluentes de forma significativa [6].

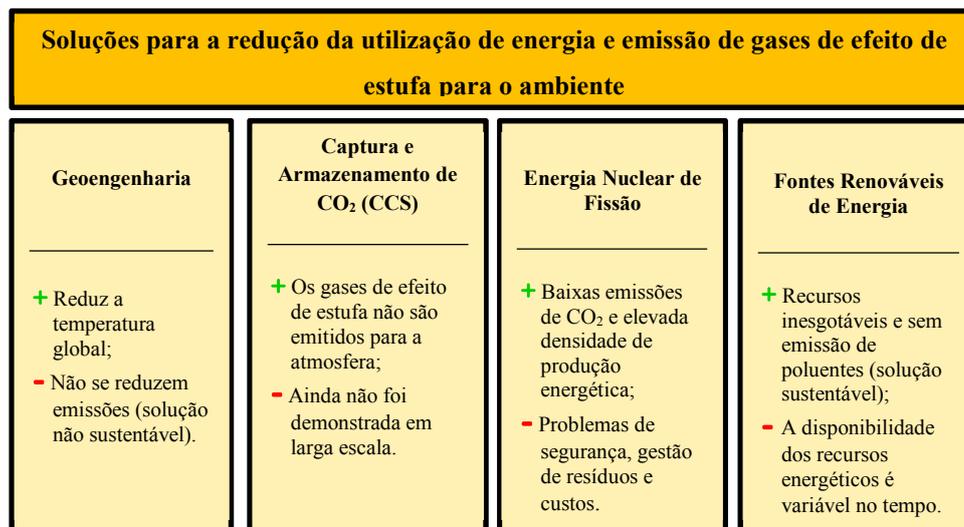


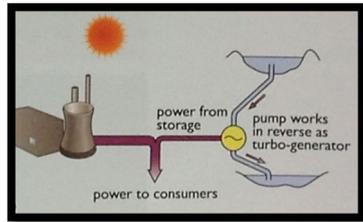
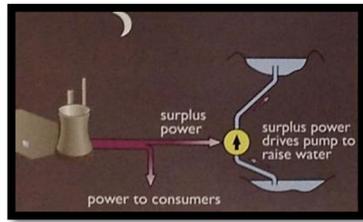
Figura 1 - Principais soluções para a redução da utilização de energia e emissão de gases de efeito de estufa para o ambiente: pontos positivos e negativos

A utilização em larga escala das fontes renováveis de energia não está livre de problemas e necessitará de reestruturação, principalmente nos sistemas de geração de energia elétrica. Os principais problemas dizem respeito à *variabilidade das fontes renováveis de energia* e à *variabilidade da utilização da energia* [2]. Algumas soluções que pretendem suavizar os perfis de utilização e de disponibilidade dos recursos energéticos, assim como diminuir o desfasamento entre eles, são propostas por Boyle [2] e Sorensen [6]:

1. Fortalecer e alargar as redes elétricas para proporcionar a diversidade de fornecimento de energia [8];
2. Desenvolver a geração de energia complementar e não competitiva entre sistemas de fontes renováveis e sistemas convencionais de energia;
3. Utilizar pequenas centrais termoelétricas de turbina a gás de circuito aberto ou geradores a *diesel* para satisfazer as necessidades energéticas nos picos de consumo;
4. Aplicação de tarifas de eletricidade bi-horárias para incentivar a utilização de energia nas horas de vazio.
5. Desenvolver e aplicar tecnologias que permitam o armazenamento do excedente energético gerado a partir das fontes renováveis.

A energia elétrica produzida em períodos de baixa procura energética e que não é consumida, pode ser armazenada para ser posteriormente utilizada como apoio em alturas de maior utilização energética ou para ser convertida noutra forma de energia (e.g. energia térmica para aquecimento de águas quentes sanitárias (AQS)). A energia elétrica excedente pode ser convertida em várias formas como, por exemplo, energia potencial gravítica (Figura 2a),

pilhas de hidrogénio (Figura 2b) ou acumuladores de energia térmica para uso comunitário ou doméstico (Figura 2c e Figura 2d). Outras formas de armazenamento energético são o armazenamento de ar comprimido (CAES), baterias de ácido-chumbo e volantes de inércia.



(a) Esquema de funcionamento de uma estação de armazenamento hidroelétrico [2]



(b) Autocarro movido a baterias de combustível [9]



(c) Acumulador de água quente para aquecimento comunitário [10]



(d) Bancos de gelo [11]

Figura 2 - Soluções de armazenamento energético.

Para que a energia proveniente de fontes renováveis seja capaz de satisfazer todas as necessidades energéticas de um sistema, é preponderante que estas sejam reduzidas para o mínimo e que a utilização da energia seja eficiente. Isto é particularmente significativo nos edifícios, onde elevadas necessidades de aquecimento no inverno dificilmente são compatíveis com a baixa disponibilidade de radiação solar. Os sistemas solares térmicos não são, por si só, capazes de satisfazer todas estas necessidades, no entanto, se a eficiência energética do edifício for ótima, as necessidades de aquecimento poderão ser satisfeitas apenas por água quente aquecida por energia solar.

Os edifícios são um ponto-chave no percurso rumo à sustentabilidade. O setor doméstico é o terceiro maior consumidor de energia da União Europeia utilizando cerca de 25% de toda a energia final disponível (ver Figura 3a). Considerando que grande parte dessa energia é

energia elétrica, pode dizer-se que cerca de 30%, ou mais, corresponde à energia primária consumida e a emissões de CO₂. Em Portugal, quase metade de toda a energia final consumida nos edifícios diz respeito à climatização (aquecimento e arrefecimento do ambiente) e AQS (Figura 3b). Estes valores são explicados pelo aumento da qualidade de vida da população e pelo seu crescente desejo de conforto.

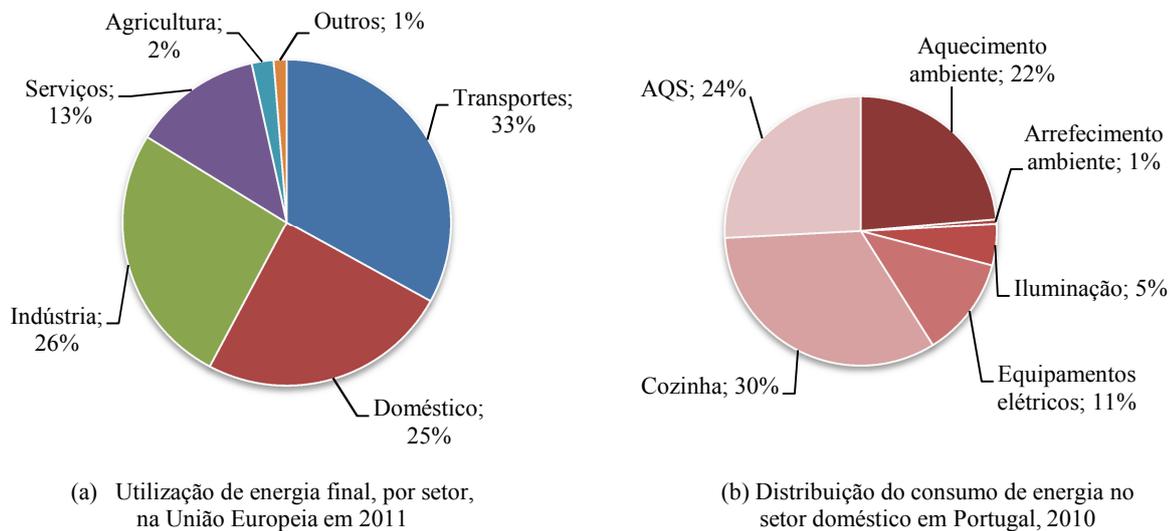


Figura 3 – (a) Utilização de energia final, por setor, nos 27 países da União Europeia (dados de 2011 do EUROSTAT [12]) e (b) distribuição do consumo de energia por tipo de utilização no setor doméstico em Portugal (dados de 2010 da DGEG [13])

Existe, então, a necessidade de reduzir a utilização da energia e aumentar a eficiência energética, mantendo, ou até melhorando, as condições de conforto no interior dos edifícios. Várias políticas foram já desenvolvidas neste sentido, em várias partes do mundo, nomeadamente a norma PassivHaus na Alemanha [14] e os métodos de certificação de edifícios BREEAM no Reino Unido [15] e LEED nos Estados Unidos da América [16]. Os edifícios de baixo consumo energético são, por sistema, confortáveis no seu interior e consomem pouca ou nenhuma energia no aquecimento e arrefecimento ambiente. Para o conseguir, os edifícios devem [2], [17]:

- possuir bom isolamento para evitar perdas térmicas através da envolvente;
- possuir janelas eficientes para maximizar os ganhos solares e minimizar as perdas térmicas;
- ter aberturas orientadas a sul com o sombreamento adequado e as zonas de maior ocupação deverão concentrar-se nesta zona;
- ter elevada inércia térmica para evitar o sobreaquecimento no verão e reduzir as flutuações de temperatura interior;
- ter sistemas de aquecimento e arrefecimento eficientes;

- ter sistemas de recuperação de calor na ventilação.



Figura 4 - Exemplo de um edifício PassivHaus na Escócia, com necessidades de aquecimento nulas [18]

Na União Europeia têm sido desenvolvidas políticas para aumentar a eficiência energética e o aproveitamento de fontes renováveis de energia nos edifícios. A Diretiva relativa ao Desempenho Energético dos Edifícios (EPDB) [19], aprovada em 16 de Dezembro de 2002 pelo parlamento europeu, tinha estes objetivos em vista ao estabelecer requisitos mínimos de desempenho energético para edifícios novos e existentes, regulamentar e publicitar a certificação de edifícios e tornar obrigatória a inspeção de caldeiras e sistemas de ar condicionado. Nesse âmbito, Portugal implementou em 2007 o Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior nos Edifícios (SCE) [20].

Uma abordagem mais arrojada é constituída pelo conceito de edifício de balanço energético nulo (Net Zero Energy Building (NZEB)). Este conceito tem como base o conceito de edifício de baixo consumo energético, no entanto, nos NZEBs a mesma quantidade de energia que é consumida da rede elétrica ou de gás é posteriormente reposta na rede a partir de energia produzida no local, proveniente de fontes renováveis (ver Figura 5). Assim, o balanço energético anual é nulo.

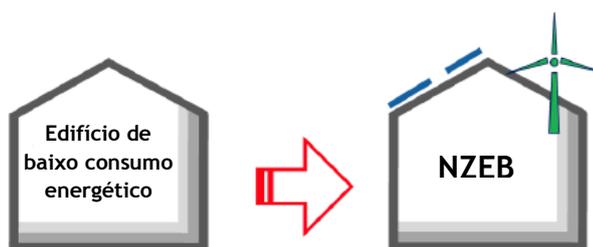


Figura 5 - Esquema que pretende mostrar a evolução do conceito NZEB a partir do conceito de edifício de baixo consumo energético.

Na remodelação da EPDB, aprovada em 19 de Maio de 2010 [21], ficou estabelecido que em 2021 todos os edifícios novos terão necessidades quase nulas de energia (Nearly Zero Energy Buildings). Esta diretiva não impõe que os edifícios novos sejam NZEB, contudo, impõe que a tendência dos mesmos seja nesse sentido, isto é, o balanço energético deverá ser o mais

próximo possível de zero (ver Figura 6). Neste contexto, um edifício cujas necessidades energéticas sejam superiores à energia que produz é considerado deficitário (“negativo”), pelo contrário, se a produção for superior às necessidades energéticas, o edifício é excedentário (“positivo”).

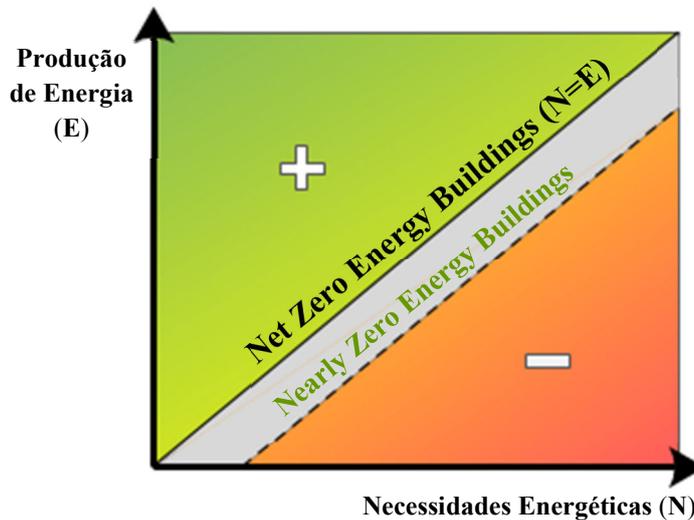


Figura 6 - Representação esquemática de NZEB e Nearly Zero Energy Buildings.

No presente trabalho, pretende-se estudar uma tecnologia capaz de aumentar a eficiência energética do edifício e reduzir o consumo energético na climatização através da aplicação de materiais de armazenamento térmico.

1.2. Armazenamento Térmico com PCMs

O armazenamento térmico em edifícios é conseguido pela utilização de materiais de armazenamento sensível, latente ou por uma combinação de ambos [22][23][24]. No armazenamento sensível, a energia é armazenada através do aumento da temperatura do material, por outro lado, no armazenamento latente, o material usa as suas ligações químicas para armazenar a energia. O material que permite o armazenamento latente denomina-se material de mudança de fase (PCM – *Phase Change Material*).

As fases sólida e líquida de um material são caracterizadas pela presença de forças coesivas que mantêm a ligação dos átomos. Num sólido, as moléculas vibram em torno de posições de equilíbrio fixas enquanto que num líquido elas podem movimentar-se entre estas posições. A manifestação macroscópica deste movimento é o calor ou energia térmica, medida em termos de temperatura. Os átomos na fase líquida são mais energéticos (quentes) do que os da fase sólida, assim, para que um sólido liquefaça é necessário fornecer-lhe uma certa quantidade de energia para vencer as forças de ligação que mantêm a sua estrutura sólida. Esta energia é o

calor latente de mudança de fase (Δh_{mf}) do material e representa a diferença entre os níveis de energia térmica (em termos de entalpia) entre os estados líquido e sólido. A solidificação de um líquido requer a libertação do calor latente e a estruturação dos átomos em posições estáveis. Os mesmos princípios podem ser aplicados a certas transições sólido-sólido, condensação e evaporação (transição líquido-gás) e sublimação (transição sólido-gás) [25].

Na Figura 7 apresenta-se um gráfico Tempo-Temperatura que representa o aumento da energia interna de uma substância quando lhe é fornecido um fluxo de calor constante. A consequência é o aumento da temperatura (aquecimento sensível) ou a mudança de fase (aquecimento latente). O fornecimento de calor ao material na fase sólida inicial, no ponto A, provoca o aquecimento sensível (evolução A-B) seguido de uma mudança de fase sólido-sólido devido à mudança da estrutura cristalina (evolução B-C), novamente o aquecimento sensível do sólido (evolução C-D), mudança de fase sólido-líquido a temperatura constante (evolução D-E), aquecimento sensível do líquido (evolução E-F), mudança de fase líquido-gás a temperatura constante (evolução F-G) e aquecimento sensível do gás (evolução G-H) [22].

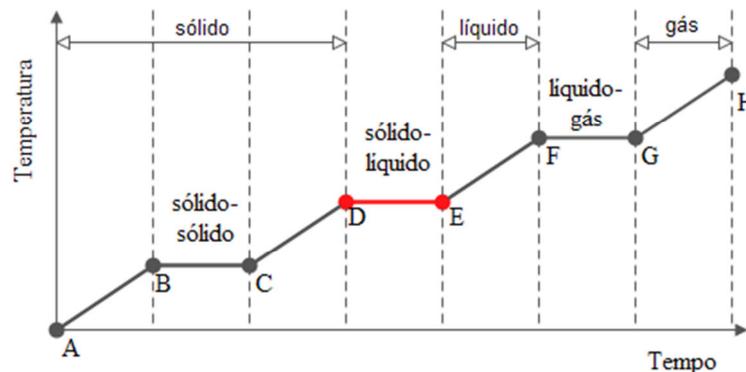


Figura 7 - Gráfico Temperatura-Tempo do aquecimento de uma substância (adaptado de [22])

Quando o calor é retirado da substância, o processo evolui no sentido inverso (de H para A), existindo a particularidade de as mudanças de fase não ocorrerem às mesmas temperaturas que no ciclo de aquecimento. Este fenómeno é conhecido por histerese e já foi comprovada a sua existência através de experimentação com métodos de calorimetria [26]. No entanto, existe uma lacuna no conhecimento relacionado com a correta avaliação deste fenómeno por modelos computacionais [27].

Na Figura 8 apresenta-se um esquema do funcionamento de um PCM [28].

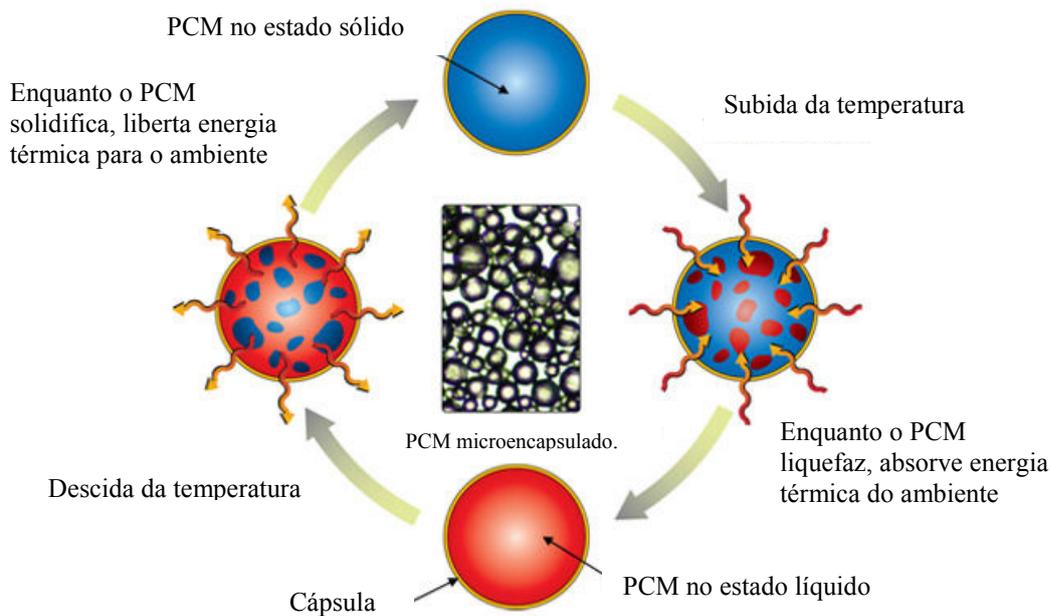


Figura 8 - Esquema de funcionamento de um material de armazenamento térmico (PCM).

O armazenamento de energia térmica ocorre na mudança da fase, pela absorção de calor latente, e é classificado com base no processo de mudança de fase como sólido-sólido, sólido-líquido, líquido-gás ou sólido-gás.

Apesar das transições líquido-gás e sólido-gás terem calores latentes elevados, as variações de volume tornam estes sistemas grandes, complexos e até impraticáveis. As transições sólido-sólido decorrentes da mudança da estrutura cristalina têm, normalmente, calores latentes baixos tornando o armazenamento térmico pouco desejável [22]. A transição sólido-líquido tem um calor latente por unidade de volume elevado e a mudança de fase ocorre a temperatura constante tornando este tipo de armazenamento latente o mais desejável. O armazenamento térmico realizado por PCMs ocorre quando o estado do material muda de sólido para líquido ou de líquido para sólido [22][24][29].

Os PCMs armazenam 5 a 14 vezes mais calor do que substâncias de armazenamento sensível, tais como, a água e podem ser utilizados em aplicações de baixa ou alta temperatura [30]. Como se verá, a aplicação de PCMs para aumentar a massa térmica da envolvente de edifícios é benéfica. A Tabela 1 permite comparar as capacidades térmicas de vários materiais de construção comuns e da água com um PCM de parafina. O calor específico efetivo do PCM tem um valor muito elevado na gama de temperaturas de mudança de fase, podendo chegar a 75 kJ/(kg·K) [31]. Assumiu-se uma diferença de temperaturas de $\Delta T=4\text{ }^\circ\text{C}$.

Tabela 1 - Capacidades térmicas de diferentes materiais [32].

	ρ [kg/m ³]	cp [kJ/(kg·K)]	$\rho \cdot cp \cdot \Delta T$ [kJ/m ³]
PCM	800	75	240000
Água	1000	4,1868	16747
Argamassa de cimento	1860	0,78	5803
Tijolo comum	1920	0,835	6413
Madeira	720	1,255	3614
Reboco de gesso branco e areia	1680	1,085	7291

O PCM tem uma capacidade térmica, nestas condições, cerca de 14 vezes mais elevada do que a água e cerca de 40 vezes mais elevada do que argamassa de cimento e o tijolo comum.

1.2.1. Propriedades e Classificação dos PCMs

Ainda não foi encontrado ou desenvolvido um material que reúna todas as propriedades termofísicas, cinéticas e químicas ótimas que um PCM ideal deve ter para as aplicações desejadas [33]. Estas são:

- i. Propriedades termofísicas:
 - temperatura de mudança de fase na gama de temperaturas de operação;
 - elevado calor latente por unidade de volume;
 - elevado calor específico para se obter um significativo armazenamento sensível;
 - elevada condutibilidade térmica para uma rápida carga e descarga do PCM;
 - pequenas variações de volume na mudança de fase e baixa pressão de vapor para reduzir o problema da contaminação;
 - mudança de fase coerente para uma capacidade de armazenamento constante em cada ciclo de solidificação/liquidificação;
- ii. Propriedades cinéticas:
 - elevada velocidade de nucleação para evitar o sobreaquecimento da fase líquida;
 - elevada velocidade de cristalização para uma rápida recuperação da capacidade de armazenamento;
- iii. Propriedades químicas:
 - ciclo solidificação/liquidificação reversível;

- resistente à degradação após um grande número de ciclos térmicos de funcionamento;
- não deve ser corrosivo;
- não deve ser tóxico, inflamável nem explosivo por motivos de segurança.

O fenômeno de sobrearrefecimento (ou “subarrefecimento”) da fase líquida atrás referido ocorre quando, no processo de arrefecimento, uma temperatura mais baixa do que a temperatura de mudança de fase T_{mf} tem que ser atingida para que o material comece a solidificar e libertar calor. Se essa temperatura não for atingida, o PCM não muda de fase e apenas ocorre troca de calor sensível [31].

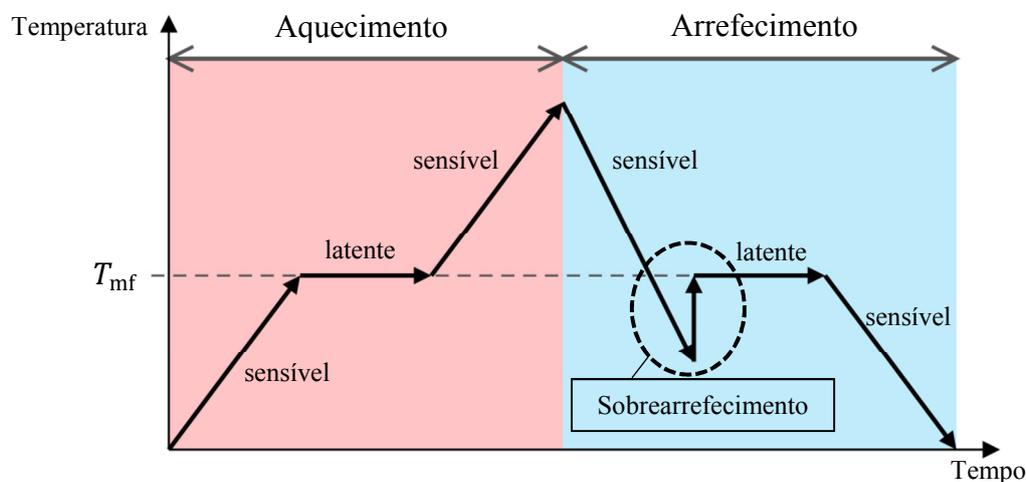


Figura 9 - Esquema da variação da temperatura durante o aquecimento e o arrefecimento de um PCM com sobrearrefecimento. Adaptado de [31]

Os PCMs podem ser categorizados como orgânicos, inorgânicos ou eutéticos, tal como se apresenta na Figura 10.

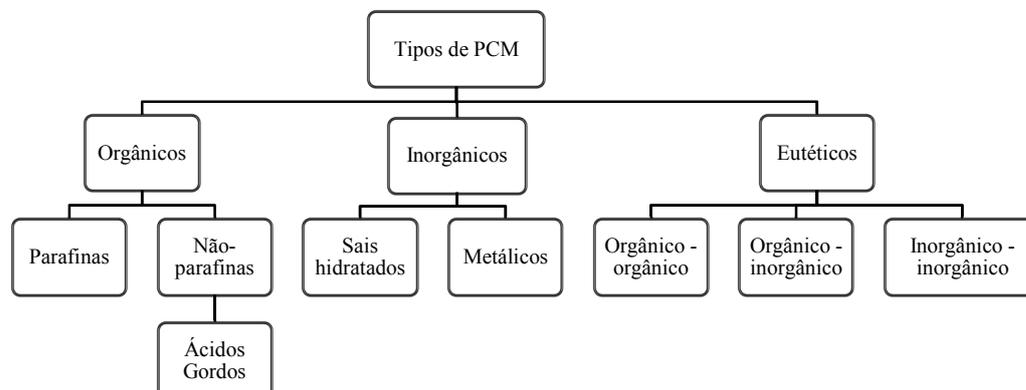


Figura 10 - Classificação dos PCMs

Os PCMs orgânicos são divididos nos grupos das parafinas e das não-parafinas. Estes materiais mudam de fase de forma congruente, o que significa que liquidificam e solidificam repetidamente sem degradação das suas propriedades. Além disso, possuem a capacidade de

auto-nucleação que permite a cristalização do material sem sobreaquecimento da fase líquida.

Os materiais inorgânicos subdividem-se em hidratos de sal e metais. Os compostos inorgânicos não sobreaquecem significativamente e não se degradam ao longo do tempo. Os hidratos de sal são o grupo de PCMs mais usado devido à elevada condutibilidade e pequenas variações de volume na mudança de fase. Os compostos metálicos poderão ser seriamente considerados na tecnologia do armazenamento térmico no futuro em aplicações de baixa e alta temperatura, principalmente, devido à sua elevada condutibilidade térmica comparativamente com outros PCMs [34]. Os problemas dos PCMs metálicos residem na sua massa elevada e em problemas de incompatibilidade com o encapsulamento [30], [34].

Os PCMs eutéticos são misturas de dois ou mais componentes, que liquidificam e solidificam de forma congruente, em simultâneo e sem segregação. São usadas composições eutéticas de materiais orgânico-orgânico, orgânico-inorgânico e inorgânico-inorgânico [29], [30].

A temperatura de mudança de fase dos PCMs aplicados num edifício deve estar dentro da gama de temperaturas de conforto. O conforto térmico é o estado de espírito de uma pessoa que exprime satisfação com o meio envolvente. Segundo a ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) os fatores que definem as condições para o conforto térmico são a atividade metabólica, temperatura ambiente, velocidade do ar, temperatura média radiante, humidade relativa e resistência térmica da roupa, no entanto, estes requisitos para conforto térmico variam de pessoa para pessoa [17].

Um método gráfico que permite a determinação da zona de conforto está patente na norma ASHRAE 55-2004 [35] e na Figura 11. O método é aplicável em espaços com ocupação de nível físico de atividade sedentário (1 a 1,3 met), típico de trabalho de escritório, onde a resistência térmica da roupa dos ocupantes é de 0,5 ou de 1 clo (valores típicos no verão e inverno, respetivamente) e a velocidade do ar é igual ou menor a 0,2 m/s. A zona de conforto é definida em termos de uma gama de temperaturas operativas. Em condições típicas, a temperatura operativa, resultante da combinação da temperatura ambiente, média radiante e da velocidade do ar, pode ser aproximada à temperatura ambiente de bolbo seco. Assim, a gama de temperaturas de conforto é de 19 a 28°C, tal como se observa na Figura 11 (a sombreado), e essa é a gama desejável para as temperaturas de mudança de fase dos PCMs.

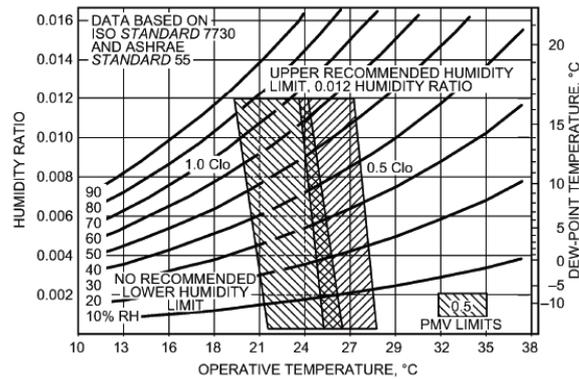


Figura 11 - Zona de conforto segundo a norma ASHRAE 55-2004 [35]

Na Tabela 2 apresentam-se as propriedades térmicas mais relevantes de PCMs investigados na literatura e de marcas comerciais, cujas temperaturas de mudança de fase na gama de temperaturas de conforto. Indica-se o tipo do PCM, as temperaturas de fusão e solidificação (quando disponíveis), o calor latente e a condutibilidade térmica das fases líquida ou sólida (quando disponíveis).

Tabela 2 - Propriedades térmicas de PCMs com temperatura de mudança de fase dentro da gama de temperaturas de conforto

PCM	Tipo	Temperatura de fusão (f) ou solidificação (sf) (°C)	Calor latente de fusão (kJ/kg)	Condutibilidade térmica da fase líquida (l) ou sólida (s) (W/m·K)	Refs.
Emerest 2325 (49% estearato de butil + 48% palmitato de butil)	Eutético de ácidos gordos	17 (f) – 20 (sf)	137,8	n.d.	[36]
Hexadecano (C ₁₆ H ₃₄)	Parafina	18 (f)	236	0,17 (l) - 0,26 (s)	[37][38]
TEAP 18	Eutético de sais hidratados	18 (f)	175	n.d.	[39]
Emerest 2326 (50% estearato de butil + 48% palmitato de butil)	Eutético de ácidos gordos	17 (f) – 19 (sf)	140	n.d.	[40]
KF·4H ₂ O	Sal hidratado	18,5 (f)	231	n.d.	[29], [37], [41]
Estereato de butil	Ácido gordo	19 (f)	140	n.d.	[29], [37], [41]
Palmitato de propilo	Ácido gordo	19 (f)	186	n.d.	[29], [37], [41]
61,5% cáprico+ 38,5% ácido láurico	Eutético de ácidos gordos	19,1 (f)	132	n.d.	[37]
Rubitherm SP 21 E	Sal hidratado	20 (f) – 21 (sf)	160	0,6 (s)	[42]
82% cáprico+ 18% ácido láurico	Eutético de ácidos gordos	20,4 (f) - 19,1 (sf)	147	n.d.	[43]

TEAP 21	Eutético de sais hidratados	21 (f)	175	n.d.	[39]
Dimetil sebacato	Ácido gordo	21 (f)	120	n.d.	[29], [41]
45% Ácido cáprico+ 55% ácido láurico	Eutético de ácidos gordos	21 (f)	143	n.d.	[29], [37], [41]
Octadecil 3-mencaptopropilato	Ácido gordo	21 (f)	143	n.d.	[41]
Climator ClimSel C21	Sal hidratado	21 (f)	112	0,5 (l) – 0,7 (s)	[44]
Rubitherm RT21	Parafina	21 (f) – 21(sf)	134	0,2 (s)	[45]
73,5% Ácido cáprico + 26,5 % ácido mirístico	Eutético de ácidos gordos	21,4 (f)	152	n.d.	[37]
Parafina C ₁₆ -C ₁₈	Eutético de parafinas	22 (f) – 20 (sf)	152	n.d.	[46]
Poliglicol E600	Orgânico (não-parafina)	22 (f)	127,2	0,1897 (l)	[29], [41]
Heptadecano (C ₁₇ H ₃₆)	Parafina	22 (f)	214	0,17 (l) – 0,26 (s)	[38]
75,2% Ácido cáprico + 24,8 % ácido palmitato	Eutético de ácidos gordos	22,1 (f)	153	n.d.	[37]
Parafina C ₁₃ -C ₂₄	Eutético de parafinas	24 (f) – 22 (sf)	189	0,21 (s)	[29], [41]
Climator ClimSel C24	Sal hidratado	24 (f)	151	0,5 (l) – 0,7 (s)	[47]
TEAP 24	Eutético de sais hidratados	24 (f)	175	n.d.	[39]
66% Ácido cáprico + 34 % ácido mirístico	Eutético de ácidos gordos	24 (f)	147,7	n.d.	[29]
66,6% CaCl ₂ ·6H ₂ O + 33,3% MgCl ₂ ·6H ₂ O	Eutético de sais hidratados	25 (f)	127	n.d.	[29], [41]
Rubitherm SP25 A8	Eutético de sal hidratado e parafina	25 (f) – 22 (sf)	160	0,6 (s)	[48]
Mn(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	Sal hidratado	25,8 (f)	125,9	n.d.	[29], [37], [41], [49]
Poliglicol E600 + Poliglicol E1000	Eutético orgânico (não-parafinas)	26 (f) – 23 (sf)	150,5	0,53 (s)	[50]
1-Dodecanol	Orgânico (não-parafina)	26 (f)	200	n.d.	[29], [41]
48% CaCl ₂ + 4,3% NaCl + 0,4% KCl + 47,3% H ₂ O	Eutético de sais hidratados	26,8 (f)	188	n.d.	[29], [37], [41], [49]
Rubitherm SP26 A9	Eutético de sal hidratado e parafina	27 (f) – 26 (sf)	170	0,6 (s)	[51]
Cristopia S27	Sal hidratado	27 (f)	190	0,48 (l) - 0,79 (s)	[29], [41]
TEAP 27	Eutético de	27 (f)	175	n.d.	[39]

sais hidratados					
Rubitherm RT27	Parafina	27 (f)	184	0,2 (s)	[52]
STL 27	Sal hidratado	27 (f)	213	n.d.	[29], [41]
Octadecano (C ₁₈ H ₃₈)	Parafina	28 (f)	244	0,17 (l) – 0,26 (s)	[29], [37], [38]
Climator ClimSel C28	Sal hidratado	28 (f)	162	0,5 (l) – 0,7 (s)	[53]
Rubitherm RT28 HC	Parafina	28 (f) – 27 (sf)	245	0,2 (s)	[54]
Estearato de vinil	Ácido gordo	29 (f) - 27 (sf)	122	n.d.	[30], [37], [41]

n.d. : não disponível na literatura.

1.2.2. Encapsulamento dos PCMs

O elemento de PCM não é apenas constituído pelo próprio PCM mas também por uma cápsula que o envolve. O encapsulamento tem a função de [22]:

- satisfazer os requisitos de resistência mecânica, flexibilidade, resistência à corrosão e estabilidade térmica;
- atuar como uma barreira para proteger o PCM de interações nocivas com o ambiente;
- constituir a área de transferência de calor suficiente;
- oferecer estabilidade estrutural e fácil manuseamento.

O encapsulamento pode ser definido por dois tipos:

1. Macroencapsulamento;
2. Microencapsulamento;

O macroencapsulamento consiste em empacotar o PCM em cápsulas esféricas, retangulares ou cilíndricas. O dimensionamento da cápsula deve ser adequado à aplicação pretendida [22], pois as suas características térmicas e geométricas têm influência direta no comportamento térmico do PCM, nomeadamente, na duração da mudança de fase [27]. Segundo Regin *et al.* [22] as cápsulas mais rentáveis são constituídas por polietileno de baixa densidade (LDPE), polietileno de alta densidade (HDPE), polipropileno (PP), estanho ou aço macio.

O microencapsulamento de PCM é o processo no qual partículas ou gotículas de PCM sólido ou líquido são revestidas com um filme contínuo de material polimérico produzindo cápsulas na gama desde milímetros a micrómetros, conhecidas por microcápsulas de PCM (MPCM) [55]. Segundo Soares *et al.* [27], a produção de MPCMs é conseguida através dos seguintes métodos físicos e químicos: revestimento em recipiente rotativo, revestimento de suspensão

no ar, extrusão centrífuga, injetor vibratório, secagem por pulverização, polimerização interfacial, polimerização das partículas *in-situ* e polimerização da matriz *in-situ*. As técnicas de microencapsulamento permitem a integração de PCMs nos materiais de construção, tais como, cimento, cal, betão, mármore artificial, tintas, têxteis e outros revestimentos [55]. Pensa-se que os MPCMs podem afetar a resistência mecânica da estrutura do edifício, no entanto, são necessários estudos mais aprofundados neste tema [41]. Uma nova abordagem à técnica de microencapsulamento de PCMs consiste na suspensão de partículas de MPCMs num fluido monofásico como, por exemplo, a água [56]. A suspensão de MPCM serve de armazenamento térmico e de fluido de transferência de calor.

Além destas formas de encapsulamento, os PCMs podem ser incorporados nos materiais de construção através dos métodos de incorporação direta e imersão. O primeiro método consiste na mistura de PCM líquido ou em pó com materiais de construção, tais como, o gesso, betão ou argamassa, durante a produção [27]. O método de imersão consiste na imersão do material de construção poroso, tal como, placa de gesso ou tijolo, no PCM líquido para que este seja absorvido por ação capilar [27]. Ambos os métodos poderão ter problemas a longo prazo de derrame do PCM e de incompatibilidade com alguns materiais de construção [27]. Um outro método semelhante à incorporação direta que tem vindo a atrair atenção recentemente é a formação de PCMs de forma estabilizada (*Shape-stabilised* PCMs – SSPCMs) [26][41]. Neste método, dispersa-se PCM num material suporte de fase diferente, por exemplo, o HDPE, para formar um compósito térmica e estruturalmente estável, com condutibilidade térmica adequada e resistente à degradação após um elevado número de ciclos térmicos de funcionamento [27][41].

1.2.3. Técnicas de Intensificação da Transferência de Calor

A baixa condutibilidade térmica é um problema comum a grande parte dos PCMs, sendo de cerca de 0,2 W/(m·K) para as parafinas e 0,5 W/(m·K) para os hidratos de sal e eutéticos, que prolonga os períodos de carga e descarga [41]. Várias técnicas usadas para intensificar a transferência de calor em aplicações de armazenamento térmico com PCMs têm sido propostas [57], tais como:

- a dispersão de partículas de elevada condutibilidade térmica no PCM (e.g. cobre, alumínio, grafite);
- impregnar um material poroso de elevada condutibilidade com PCM (e.g. matriz de grafite, espuma metálica (*metal foam*));

- microencapsulamento dos PCMs para aumentar a área de transferência de calor;
- aplicar alhetas nas cápsulas do PCM.
- aumento do coeficiente global de transferência de calor do meio em que o elemento de PCM está aplicado.

1.3. Aplicação dos PCMs em Edifícios

Os PCMs podem ser aplicados em edifícios de duas formas:

1. Incorporados na estrutura do edifício;
2. Integrados no sistema de climatização.

Na primeira forma inserem-se os sistemas passivos, onde os elementos de PCM estão incorporados na estrutura do edifício, em contacto com o ambiente climatizado e reagem em função da temperatura interior. Na segunda forma, encontram-se os sistemas ativos onde a energia térmica está normalmente isolada termicamente do local a climatizar, sendo armazenada em tanques. O frio ou o calor armazenado são fornecidos consoante as necessidades e não de forma automática [29]. Existe uma variante do armazenamento térmico em tanques, que consiste na introdução de PCMs no próprio fluido de trabalho. Na Figura 12 apresenta-se um esquema das aplicações de PCMs em edifícios.



Figura 12 - Aplicações de PCMs em edifícios.

Alguns dos sistemas mais relevantes na literatura com aplicação de PCMs são apresentados nos parágrafos seguintes.

1.3.1. Integração de PCMs no Sistema de Climatização

O uso de tanques como sistemas de armazenamento térmico tem sido largamente aplicado em instalações de ar condicionado e AQS devido ao seu potencial para reduzir o pico de utilização de energia elétrica, tirando vantagem do seu baixo custo em horas de vazio. A

forma mais comum deste tipo de sistemas é o armazenamento em banco de gelo (ver Figura 2d) para aplicações de arrefecimento onde o material de armazenamento térmico é água com algum tipo de agente nucleante [58].

Wang e Niu propuseram a combinação de um sistema de teto radiante de arrefecimento com um tanque de armazenamento térmico [56]. Nesse estudo foi usado um fluido intermédio de transferência de calor com partículas de MPCM em suspensão em vez de água. O uso de um fluido intermédio de transferência de calor com armazenamento térmico num sistema de teto radiante permite obter um aumento na capacidade de armazenamento térmico do sistema. Deste trabalho denota-se a tendência atual da aplicação de PCMs à escala microscópica, numa tentativa de reduzir o espaço ocupado por tecnologias de armazenamento térmico e de aumentar a eficiência dos fluidos de transferência de calor.

1.3.2. Persianas

Vários autores investigaram a incorporação de PCM em persianas [29][29][40]. Neste conceito, persianas contendo PCM estão colocadas no lado exterior da janela, tal como se apresenta na Figura 13. Durante o dia a persiana está aberta e exposta à radiação solar. Com a absorção do calor, o PCM liquidifica. Durante a noite, a persiana está fechada e a janela aberta, permitindo que o calor irradie para o interior do espaço. Este sistema permite a utilização da energia solar durante a noite, para aquecimento.



Figura 13 - Persianas contendo PCM [28][29][41].

1.3.3. Telhado

Alawadhi e Alqallaf [59] realizaram um estudo numérico onde avaliaram o desempenho térmico de um telhado de betão integrando elementos cónicos de PCM, cuja representação se apresenta na Figura 14. O propósito da integração dos PCMs no telhado era utilizar o elevado calor latente de fusão do PCM para reduzir os ganhos térmicos nos períodos de maior utilização de energia em locais de clima muito quente, através da absorção da energia da

radiação solar incidente pelo processo de fusão antes que essa atingisse o interior. Um estudo paramétrico para analisar o efeito da geometria dos cones e do tipo de PCM usado foi realizado e os resultados indicaram que é possível reduzir o fluxo de calor para o interior do telhado até 39%.

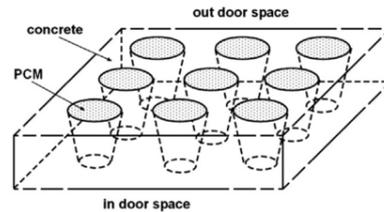


Figura 14 - Telhado de betão integrando elementos cónicos de PCM [59].

1.3.4. Paredes

Kuznik *et al.* [60] investigaram o valor ótimo da espessura de uma placa de parede de PCM para aumentar o desempenho térmico de uma parede interior de um edifício de baixa inércia. A placa de parede de PCM apresenta-se na Figura 15. Esta é constituída por uma base polimérica e 60% de parafina microencapsulada, com uma temperatura de fusão de 22 °C. A simulação numérica do comportamento da parede num período de 24 horas com as temperaturas interior e exterior variáveis permitiu concluir que a espessura ótima da placa de parede de PCM, é de 1 cm. Com esta espessura, a placa de parede de PCM é capaz de armazenar cerca de 290 Wh/m² num período de 24h e permite a duplicação da inércia térmica do edifício. Os mesmos autores realizaram um estudo experimental [61] com uma parede com as mesmas características referidas em cima, num dia de verão. Concluiu-se que a aplicação da parede de PCM reduz o sobreaquecimento e as flutuações de temperatura interior. A temperatura superficial das paredes é reduzida pela aplicação do PCM, aumentando o conforto térmico através de efeitos radiativos. Além disso, a placa de parede de PCM permite uma melhor mistura do ar através de convecção natural, evitando estratificações térmicas desconfortáveis.

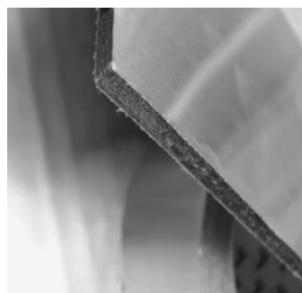


Figura 15 - Placa de parede de PCM [60].

1.3.5. Pavimento

Athienitis e Chen [62] realizaram um estudo experimental e numérico onde evidenciaram a vantagem da incorporação de materiais de armazenamento térmico no pavimento para o aproveitamento da radiação solar. Concluíram que a radiação solar direta é capaz de provocar uma temperatura da superfície do chão, no local onde incide, 15°C mais elevada do que na superfície sombreada do chão. O armazenamento da radiação solar, permite reduzir as necessidades de aquecimento em cerca de 30%. Céron *et al.* [63] desenvolveram um pavimento que, em combinação com PCM, atua como um sistema passivo de climatização, permitindo a estabilização da temperatura interior e a redução da energia consumida para aquecimento durante a noite, no inverno. No verão, o pavimento atua como dissipador de calor através do armazenamento da radiação solar direta, evitando o sobreaquecimento. A secção transversal e a imagem do protótipo apresentam-se na Figura 16 e Figura 17, respetivamente.

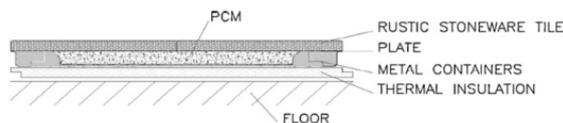


Figura 16 - Representação da secção transversal do protótipo [63].



Figura 17 – Protótipo do pavimento com incorporação de PCMs [63].

1.3.6. Teto

Um sistema de ventilação com integração de PCM foi proposto por Turnpenny *et al.* [61][62]. Neste sistema, tubos de calor embebidos em PCM são instalados no teto de uma sala, estando em contacto com o ar interior. É promovida a circulação do ar interior através de uma ventoinha e o ar frio noturno é usado para restaurar a capacidade de armazenamento térmico do PCM. A configuração deste sistema apresenta-se na Figura 18. Concluiu-se que a circulação forçada do ar interior e que o uso de alhetas são importantes para que a mudança de fase do PCM ocorra num intervalo de tempo útil. A energia absorvida por este sistema de armazenamento térmico é de 100 Wh por unidade durante um período de 2 a 3 horas, o que corresponde a uma potência de cerca de 40 W. A aplicação deste sistema permite a redução da energia utilizada no sistema de ar-condicionado.



Figura 18 - Configuração dos tubos de calor embebidos em PCMs localizados por baixo da ventoinha [65].

Um estudo experimental de um sistema passivo de *free-cooling* foi desenvolvido por Yanbing *et al.* para aumentar a eficiência energética do edifício [66]. *Free-cooling* pode ser definido como um meio de armazenar o frio exterior noturno e fornecê-lo para o ambiente interior durante o dia, quando as necessidades de arrefecimento aumentam. É uma técnica que difere da ventilação natural na medida em que as trocas de ar ocorrem por meio de ventoinhas mecânicas [37]. No estudo de Yanbing *et al.* os PCMs estão dispostos num leito, empilhados em camadas e colocados no teto de uma sala experimental de 10 m², tal como é representado na Figura 19. O PCM usado foi um ácido gordo desenvolvido pelos autores, com temperatura de fusão variando entre os 22 e 26°C e com calor latente de 190 kJ/kg. Durante a noite, ar frio noturno atravessa o PCM descarregando para o ar a energia contida neste. Durante o dia, o leito de PCM tem a capacidade de absorver alguma da carga térmica da sala. Este estudo demonstra a capacidade do ar frio noturno para restaurar a capacidade de armazenamento térmico do PCM. Os resultados experimentais mostram que o nível de conforto térmico aumenta e que a temperatura interior diminui permitindo a redução do consumo energético para arrefecimento.

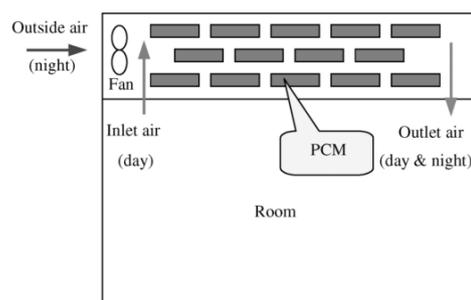


Figura 19 - Esquema do sistema de *free-cooling* desenvolvido por Yanbing [66].

Tzivanidis *et al.* [67] realizaram uma análise paramétrica de um sistema de arrefecimento por teto radiante. Neste estudo, água fria é circulada em tubos que estão incorporados num painel de PCM situado entre a laje de betão da cobertura e o acabamento interior, tal como é representado na Figura 20. Através do estudo paramétrico, os autores concluíram que a condutibilidade térmica do PCM é um parâmetro limitativo do desempenho do sistema,

devendo ser selecionado um PCM com condutibilidade térmica tão elevada quanto possível. Os resultados mostraram também que o PCM permite a redução da flutuação da temperatura interior, aumentando o nível de conforto térmico. Um estudo semelhante foi realizado por Koschenz e Lehmann [38] onde foi desenvolvido um teto falso com incorporação de MPCMs e de um sistema de tubos capilares de água que permite o controlo ativo da massa térmica de PCM. Através de um estudo experimental determinou-se que a energia armazenada pelo sistema é de 290 Wh/m^2 , num período de liquefação de 7,5 horas, correspondendo a uma potência média de 39 W, entre as temperaturas de 20 a 24 °C. Este sistema tem a particularidade de ser adaptável a qualquer edifício sendo um meio eficiente para reduzir a flutuação de temperatura em edifícios de baixa inércia.

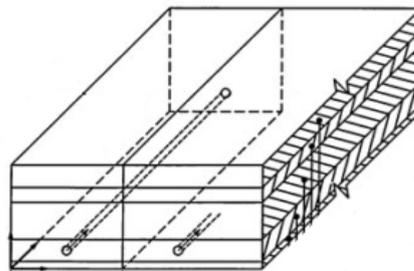


Figura 20 - Representação esquemática da cobertura com tubos incorporados num painel de PCM [67].

Os sistemas desenvolvidos nos trabalhos de Tzivanidis *et al.* e de Koschenz e Lehmann apresentam as vantagens dos sistemas de teto arrefecido convencionais [33][64]. Estas são:

- A poupança energética resultante do estabelecimento do conforto térmico a temperaturas interiores mais elevadas, devido à troca radiativa direta entre o teto arrefecido e a cabeça dos ocupantes;
- Nível de conforto elevado devido à uniformização da temperatura do ar interior durante 24h, devido ao armazenamento térmico na água.
- Minimização do movimento do ar e redução do ruído associado ao movimento do ar em condutas.

A introdução de PCMs em sistemas de teto arrefecido adiciona benefícios ao nível do conforto térmico, poupança energética e poupança nos custos de operação. A maior capacidade de armazenamento aumenta a inércia térmica da envolvente do edifício provocando a diminuição das flutuações de temperatura. Desta forma, o nível de conforto térmico dentro do edifício aumenta. A poupança energética advém do facto de o arrefecimento da água durante a noite ser suficiente para fazer face à carga térmica durante o dia. Assim, o sistema de arrefecimento da água (e.g. chiller) opera sempre a elevada eficiência

por consequência da baixa temperatura exterior durante a noite. Os custos de operação são baixos pois o arrefecimento da água é realizado durante a noite, em períodos de tarifas de eletricidade reduzidas. De referir ainda que a integração de PCMs em sistemas de teto radiante evita problemas de condensação que poderiam ocorrer em tetos radiantes convencionais na tentativa de se armazenar toda a quantidade de “frio” necessária para cobrir a carga térmica durante o dia. Isto deve-se ao facto do “frio” absorvido ser utilizado para solidificar o PCM e não para diminuir a sua temperatura.

Em resumo, a aplicação de PCMs como meio de armazenamento térmico em edifícios permite:

1. A redução do desfasamento temporal entre a oferta e a procura energética [24];
2. O aproveitamento contínuo de energias renováveis de natureza intermitente, nomeadamente a energia solar [24];
3. Obtenção de poupança económica através da mudança dos picos de consumo energético para a noite, aproveitando tarifas energéticas de custo reduzido (tarifários bi-horários) [24][27];
4. Redução da flutuação da temperatura interior pelo aumento da inércia térmica da envolvente do edifício [49][27];

Os sistemas de teto arrefecido integrando PCMs são sistemas com elevado potencial de poupança energética e de conforto térmico, mas ainda não são uma tecnologia madura. Este trabalho é mais um passo no seu desenvolvimento, combinando as vantagens da configuração tubular de um sistema de teto arrefecido convencional, obtendo-se uma maior área efetiva de transferência de calor do que em sistemas de placa plana, com as vantagens ao nível energético e de conforto possibilitadas pela integração de PCMs na envolvente do edifício.

1.4. Objetivos do Trabalho

O principal objetivo deste trabalho é dimensionar um sistema de teto arrefecido com utilização de PCMs que atua como apoio de um sistema convencional de arrefecimento do ambiente interior, fornecendo recomendações para o estudo de sistemas semelhantes em aplicações de climatização. O sistema de teto arrefecido é constituído por dispositivos tubulares de PCM encapsulado, incorporados paralelamente em módulos fixos no teto.

O trabalho será de base computacional, pelo que não serão realizados trabalhos experimentais. Para o efeito, serão realizados estudos paramétricos das principais variáveis térmicas e

dimensionais intervenientes no processo físico, determinando os parâmetros que melhor se adequam à aplicação.

1.5. Estrutura do Trabalho

O presente trabalho é constituído por 6 capítulos e anexos.

No **Capítulo 1** o tema é enquadrado na atual situação económica e energética mundial, nomeadamente ao nível dos edifícios. Introduce-se o estudo dos PCMs abordando as suas principais características e modos de funcionamento, terminando com a revisão bibliográfica dos estudos mais relevantes.

No **Capítulo 2** são abordados os modelos de simulação e representação matemática do fenómeno de mudança de fase, aprofundando os modelos analíticos.

No **Capítulo 3** apresenta-se a descrição do sistema de teto arrefecido com PCMs e as suas condições de funcionamento, nos períodos diurno e noturno.

No **Capítulo 4**, realiza-se o dimensionamento dos dispositivos tubulares do sistema de teto arrefecido baseado nas conclusões retiradas de estudos paramétricos das principais variáveis intervenientes no processo físico. Todas as características do sistema são apresentadas de forma resumida no final deste capítulo.

O **Capítulo 5** apresenta cuidados a ter no procedimento de dimensionamento de um sistema de teto arrefecido com utilização de PCMs e apresentam-se as vantagens e inconvenientes do sistema.

O **Capítulo 6** apresenta as principais conclusões do trabalho realizado. Apresentam-se também algumas limitações encontradas relativamente a dados fornecidos pela literatura e limitações inerentes ao procedimento de dimensionamento. Sugerem-se ainda alguns trabalhos futuros.

Os anexos complementam a informação contida na estrutura do trabalho.

2. Modelação da Mudança de Fase

Conteúdo do Capítulo

Neste capítulo são apresentados os modelos que possibilitam a simulação do processo de mudança de fase. Como se verá, o modelo analítico permite a visualização geral da relação entre os parâmetros mais importantes embora tenha limitações em relação à geometria e aos efeitos térmicos. Nos modelos numéricos, embora o esforço computacional seja mais elevado, grande parte das limitações dos modelos analíticos não existem, obtendo-se soluções mais detalhadas e realísticas em algumas aplicações.

2.1. Modelos Analíticos

Através da aplicação dos conceitos fundamentais da Transferência de Calor, é possível obter equações que descrevem a localização da interface sólido-líquido e a energia absorvida ou libertada do PCM, em função do tempo.

Existem soluções analíticas para geometrias simples, tais como, placa plana, cilindro e esfera. Seguidamente é apresentada a dedução da solução analítica para uma geometria cilíndrica anelar de PCM arrefecido pelo seu interior por um fluido. A solução das outras geometrias apresenta-se posteriormente.

A Figura 21 representa o perfil de temperaturas num corte longitudinal de um cilindro tubular, no instante inicial (à esquerda) e durante o arrefecimento do cilindro (à direita) pelo fluido que escoia no interior. Considerando que todo o PCM está na sua fase líquida à temperatura de mudança de fase no instante inicial, a perda de calor no PCM acionada por uma fonte fria provoca a extensão da fase sólida desde a face interior do PCM até à face exterior. À interface entre a fase sólida e a fase líquida dá-se o nome de frente de solidificação ou liquefação, consoante o PCM é arrefecido ou aquecido.

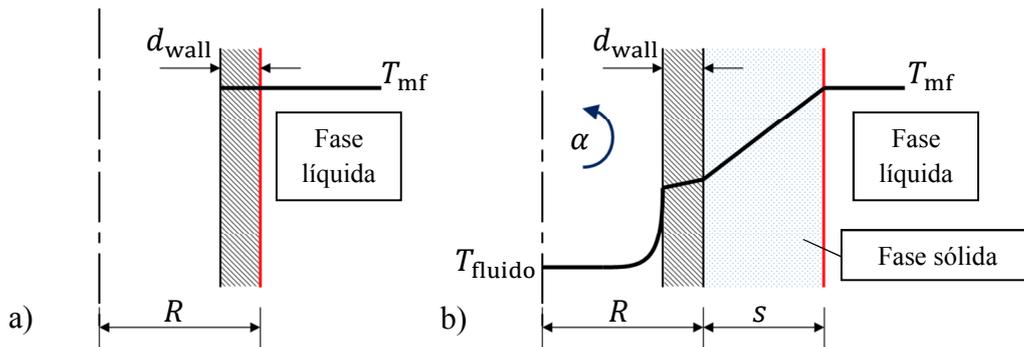


Figura 21 - Representação em corte de metade do cilindro no instante inicial a) e durante o arrefecimento b).

Na Figura 21, R representa o raio desde o centro do cilindro tubular até à fronteira entre a parede e o PCM, s representa a distância percorrida pela frente de mudança de fase desde essa fronteira, d_{wall} representa a espessura da parede cilíndrica, T_{mf} é a temperatura de mudança de fase do PCM e α representa o coeficiente global de transferência de calor na superfície interior do cilindro.

Para se obter uma solução analítica é necessário realizar algumas simplificações geométricas e térmicas, tais como:

Simplificações geométricas

1. *A extensão do PCM na direção radial é infinita.* A geometria é semi-infinita, ou seja, não existe uma fronteira física que limite a propagação da frente de mudança de fase s .
2. *Não são consideradas as variações de volume devido à mudança de fase sólido-líquido.*

Simplificações térmicas

1. *Considera-se apenas o armazenamento de calor latente à temperatura de mudança de fase.* Na mudança de fase, o calor sensível armazenado é desprezável em comparação com o calor latente.
2. *Desprezam-se fenómenos convectivos na fase líquida do PCM.* A transferência de calor ocorre apenas por condução e, por isso, os perfis de temperatura são lineares e o fluxo de calor é proporcional ao gradiente de temperaturas.
3. *A transferência de calor é unidimensional.* No caso do cilindro, ocorre apenas na direção radial, desprezando-se as trocas de calor na direção axial.
4. No instante inicial, em $t = 0$, todo o PCM está na mesma fase e à temperatura de mudança de fase T_{mf} .
5. A temperatura do fluido T_{fluido} permanece constante.

De seguida, apresenta-se a dedução do tempo de mudança de fase em função da localização da frente de mudança de fase, para o caso do cilindro arrefecido na face interior.

Um circuito térmico pode ser idealizado reconhecendo que a resistência ao fluxo de calor entre a temperatura na frente de mudança de fase T_{mf} e a temperatura do fluido de arrefecimento T_{fluido} está associada à condução através do PCM $Rt_{cond, PCM}$, à condução através da parede $Rt_{cond, wall}$, assim como, à convecção e radiação na superfície interior do cilindro tubular Rt_{int} . Por conseguinte, o circuito e as resistências térmicas apresentam-se na Figura 22.

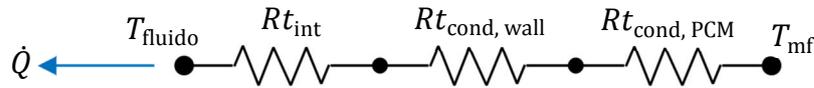


Figura 22 - Circuito térmico de um cilindro tubular de PCM arrefecido pela face interior

As resistências térmicas $Rt_{cond, PCM}$, $Rt_{cond, wall}$ e Rt_{int} são representadas pelas equações (1), (2) e (3), respetivamente.

$$Rt_{cond, PCM} = \frac{\ln\left(\frac{R+s}{R}\right)}{2\pi L \lambda_{PCM}} \quad (1)$$

$$Rt_{cond, wall} = \frac{\ln\left(\frac{R}{R-d_{wall}}\right)}{2\pi L \lambda_{wall}} \quad (2)$$

$$Rt_{int} = \frac{1}{2\pi L (R - d_{wall}) \alpha} \quad (3)$$

A variável λ_{PCM} representa a condutibilidade térmica do PCM. Os parâmetros λ_{wall} e d_{wall} representam a condutibilidade térmica e espessura da parede interior do cilindro. O parâmetro α representa o coeficiente global de transferência de calor dado pela soma dos coeficientes de convecção e radiação. A variável L representa o comprimento do cilindro. As variáveis R e s são expostas na Figura 21 onde R representa o raio desde o centro do cilindro tubular até à fronteira entre a parede e o PCM e s representa a distância percorrida pela frente de mudança de fase desde essa fronteira.

Usando as resistências térmicas, a perda de calor dQ acionada por uma fonte fria é descrita pela equação (4).

$$dQ = \dot{Q} dt = \frac{T_{mf} - T_{fluido}}{Rt_{cond, PCM} + Rt_{cond, wall} + Rt_{int}} dt \quad (4)$$

Desprezando o calor sensível (restrição térmica 1.), o calor libertado dQ quando a frente de solidificação se move uma distância ds é dado por:

$$dQ = \Delta h_{mf} 2\pi(R + s)L ds, \quad (5)$$

Onde Δh_{mf} representa o calor latente de mudança de fase e L representa o comprimento do cilindro.

O calor libertado no movimento da frente de solidificação é igual ao calor que é extraído da superfície do PCM. Igualando a equação (5) à equação (4), obtém-se:

$$dt = \frac{\Delta h_{mf}}{\lambda_{PCM}(T_{mf} - T_{fluido})} \left[(R + s) \ln\left(\frac{R + s}{R}\right) + (R + s)\beta \right] ds \quad (6)$$

com

$$\beta = \frac{\lambda_{PCM}}{\lambda_{wall}} \ln\left(\frac{R}{R - d_{wall}}\right) + \frac{\lambda_{PCM}}{\alpha(R - d_{wall})}. \quad (7)$$

O número adimensional β descreve a influência das resistências térmicas, neste caso, da parede interior do cilindro através de λ_{wall} e d_{wall} , do fluido através de α e do PCM através de λ_{PCM} .

O tempo t que a frente de solidificação leva a alcançar uma distância s da superfície interior do cilindro do PCM em R , obtém-se integrando a equação (6) entre $\tau = 0$ e $\tau = t$:

$$\int_{\tau=0}^{\tau=t} d\tau = \frac{\Delta h_{mf}}{\lambda_{PCM}(T_{mf} - T_{fluido})} \int_{\bar{s}=0}^{\bar{s}=s} \left[(R + \bar{s}) \ln\left(\frac{R + \bar{s}}{R}\right) + (R + \bar{s})\beta \right] d\bar{s} \quad (8)$$

Integrando por partes o integral indefinido sujeito à condição inicial $s = 0$ quando $t = 0$, com

$$s^+ = \frac{s}{R}, \quad (9)$$

obtém-se o tempo de solidificação

$$t = \frac{\Delta h_{mf} s^2}{2\lambda_{PCM}(T_{mf} - T_{fluido})} f(s^+, \beta), \quad (10)$$

com

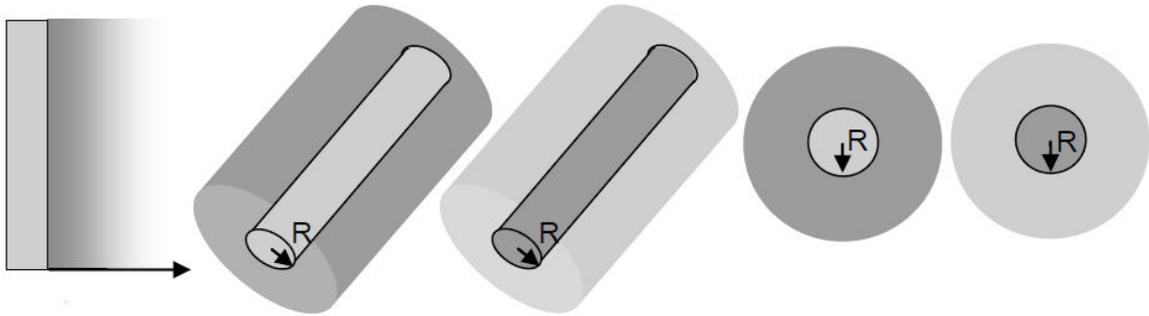
$$f(s^+, \beta) = \left(1 + \frac{1}{s^+}\right)^2 \ln(1 + s^+) - \left(1 + \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{1}{2} - \beta\right). \quad (11)$$

A equação (10) mostra a influência dos principais parâmetros do processo de mudança de fase no tempo de solidificação e na localização da frente de mudança de fase. No caso em que o PCM está a ser aquecido, a solução do tempo de liquefação é dada pela equação (10) sendo apenas necessário inverter a ordem das temperaturas T_{mf} e T_{fluido} .

O número adimensional $f(s^+, \beta)$ representado pela equação (11) reflete o efeito da geometria e das resistências térmicas na fronteira em R . Como tal, descreve o afastamento da solução em relação à solução do Problema Clássico de Stefan que corresponde ao caso de uma placa plana sem resistências térmicas na fronteira. Se $f(s^+, \beta) = 1$, obtém-se a solução do Problema Clássico de Stefan, apresentada na equação (12).

$$t = \frac{\Delta h_{mf} s^2}{2\lambda_{PCM}(T_{mf} - T_{fluido})} \quad (12)$$

Tal como já foi referido, existem soluções para as seguintes geometrias simples: a placa plana, cilindro e esfera. Para a geometria cilíndrica e esférica existem dois casos: PCM no lado interior e PCM no lado exterior na fronteira. Na Figura 23 apresentam-se representações das geometrias com solução analítica.



Placa plana	Cilindro	Cilindro	Esfera	Esfera
PCM de um lado	PCM no lado exterior	PCM no lado interior	PCM no lado exterior	PCM no lado interior

Figura 23 - Geometrias simples com solução analítica: placa plana, cilindro e esfera [31].

A dedução das equações que descrevem o tempo de mudança de fase em função do deslocamento da frente de mudança de fase destas geometrias foi realizada por Baehr e Stephan [68] e, no caso da placa plana, por Mehling e Cabeza [31]. Em baixo apresenta-se a equação da placa plana com resistências térmicas na fronteira.

$$t = \frac{\Delta h_{mf} s^2}{2\lambda_{PCM}(T_{mf} - T_{fluido})} \left(1 + 2 \frac{\lambda_{PCM}}{k \cdot s} \right) \quad (13)$$

onde

$$\frac{1}{k} = \frac{d_{wall}}{\lambda_{wall}} + \frac{1}{\alpha_{fluido}} \quad (14)$$

O formalismo destas equações e o método de dedução é semelhante ao que foi apresentado para o caso do cilindro anelar com PCM no exterior. Efetivamente, a equação (10) está escrita

de uma forma generalizada e é aplicável a todas as geometrias simples da Figura 23, exceto a placa plana. Apenas os números adimensionais $f(s^+, \beta)$ e β variam consoante a geometria. Na Tabela 3 apresentam-se os valores de $f(s^+, \beta)$ e β para cada geometria. Para determinar o tempo de mudança de fase, substituem-se os valores de $f(s^+, \beta)$ e β na equação (10).

Tabela 3 - Soluções para a geometria cilíndrica e esférica.

	$f(s^+, \beta)$	β
Cilindro, PCM no lado exterior $s^+ \geq 0$	$\left(1 + \frac{1}{s^+}\right)^2 \ln(1 + s^+) - \left(1 + \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{1}{2} - \beta\right)$	$\frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\lambda_{\text{wall}}} \ln\left(\frac{R}{R - d_{\text{wall}}}\right) + \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\alpha(R - d_{\text{wall}})}$
Cilindro, PCM no lado interior $0 \leq s^+ \leq 1$	$\left(1 - \frac{1}{s^+}\right)^2 \ln(1 - s^+) - \left(1 - \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{1}{2} + \beta\right)$	$\frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\lambda_{\text{wall}}} \ln\left(\frac{R + d_{\text{wall}}}{R}\right) + \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\alpha(R + d_{\text{wall}})}$
Esfera, PCM no lado exterior $s^+ \geq 0$	$1 + \frac{2}{3}s^+ + \frac{2\beta}{s^+} \left(1 + s^+ + \frac{s^{+2}}{3}\right)$	$\frac{\lambda_{\text{PCM}} d_{\text{wall}}}{\lambda_{\text{wall}}(R - d_{\text{wall}})} + \frac{\lambda_{\text{PCM}} R}{\alpha(R - d_{\text{wall}})^2}$
Esfera, PCM no lado interior $0 \leq s^+ \leq 1$	$1 - \frac{2}{3}s^+ + \frac{2\beta}{s^+} \left(1 - s^+ + \frac{s^{+2}}{3}\right)$	$\frac{\lambda_{\text{PCM}} d_{\text{wall}}}{\lambda_{\text{wall}}(R + d_{\text{wall}})} + \frac{\lambda_{\text{PCM}} R}{\alpha(R + d_{\text{wall}})^2}$

Para clarificar os parâmetros geométricos usados nas equações da Tabela 3, na Figura 24 estão representados esquematicamente os casos do cilindro com PCM no exterior (à esquerda) e com PCM no interior (à direita). Os casos da geometria esférica são análogos.

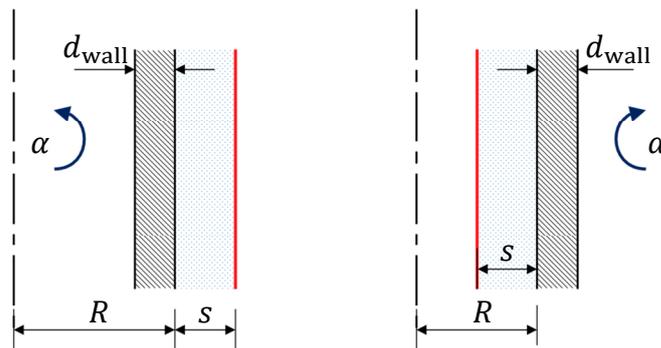


Figura 24 - Esquema do cilindro com PCM no exterior (à esquerda) e com PCM no interior (à direita).

No caso extremo em que a resistência térmica da parede é desprezável ($d_{\text{wall}} \ll R$ e $\lambda_{\text{wall}} \gg \lambda_{\text{PCM}}$), assim como a resistência térmica do fluido ($\alpha R \gg \lambda_{\text{PCM}}$), o fator β tem o valor de zero. Neste caso, o fator $f(s^+, \beta = 0)$ descreve apenas as características geométricas. É interessante notar que se a distância s for muito pequena ($s^+ \rightarrow 0$), a curvatura da fina camada de PCM de espessura s de um PCM de geometria cilíndrica ou esférica torna-se

desprezável e o efeito da geometria deixa de ser significativo. Adicionalmente, se $\beta = 0$ então $f(s^+ = 0, \beta = 0) = 1$ obtendo-se de novo a solução do Problema Clássico de Stefan.

Embora as equações apresentadas na Tabela 3 tenham sido deduzidas a partir da condição de que a espessura do PCM é semi-infinita, o efeito dessa espessura é notado apenas quando a frente de mudança de fase alcança o fundo da camada de PCM. Como tal, podem usar-se as equações da Tabela 3 em camadas de PCM de espessura finita com aquecimento ou arrefecimento em ambas as faces do PCM. As frentes de mudança de fase que iniciam o movimento desde faces opostas encontrar-se-ão ao fim de algum tempo e o processo de mudança de fase finaliza. É apenas necessário garantir que a soma das distâncias das duas frentes de mudança de fase é igual à espessura do PCM. Na Figura 25 apresenta-se a representação esquemática de um cilindro anelar de PCM aquecido na face interior e exterior.

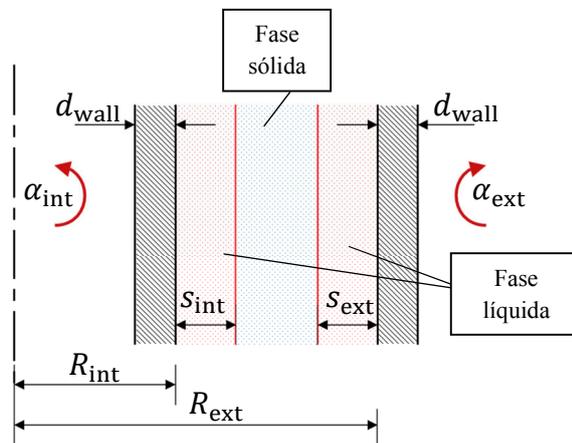


Figura 25 - Esquema de um cilindro anelar de PCM aquecido na face interior e exterior.

A consideração da propagação da frente de mudança de fase em geometrias diferentes daquelas apresentadas neste capítulo deverá incluir estudos numéricos com elementos finitos.

2.2. Modelos Numéricos

Os modelos numéricos têm vantagens relativamente aos modelos analíticos, pois permitem o estudo de outras geometrias e a consideração de efeitos térmicos, tais como, o armazenamento sensível e a mudança de fase num intervalo de temperaturas.

Os modelos mais divulgados neste setor de investigação para simular a mudança de fase, nomeadamente, o método da capacidade térmica efetiva e o método da entalpia, são apresentados nesta secção, todavia, são abordados de forma superficial, identificando-se a literatura necessária para estudos aprofundados.

2.2.1. Método da Capacidade Térmica Efetiva

A equação geral da condução monodimensional instacionária, aplicável a qualquer sólido, inclusive um PCM, apresenta-se na equação (15).

$$\rho_{\text{PCM}} c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{\text{PCM}} \frac{\partial T}{\partial x} \right), \quad (15)$$

onde ρ é a massa volúmica do PCM, c_p é o calor específico e λ_{PCM} representa a condutibilidade térmica do PCM. Esta equação é facilmente colocada na sua forma discreta através de um método de discretização, por exemplo, pela formulação de volumes de controlo [69]. É na resolução do termo instacionário da equação (15) que os métodos numéricos se diferenciam. No método da capacidade térmica efetiva, o aumento da capacidade térmica do PCM durante o intervalo de temperaturas de mudança de fase é representado através de um calor específico efetivo $c_{p_{\text{ef}}}$ que é função da temperatura. Assim, o calor específico c_p da equação (15) é substituído pelo calor específico efetivo $c_{p_{\text{ef}}}$ que pode, para cada PCM, ser determinado através de técnicas de calorimetria. No gráfico da Figura 26 a) apresenta-se o exemplo do PCM Rubitherm RT25, testado por Tzivaniadis *et al.*[67].

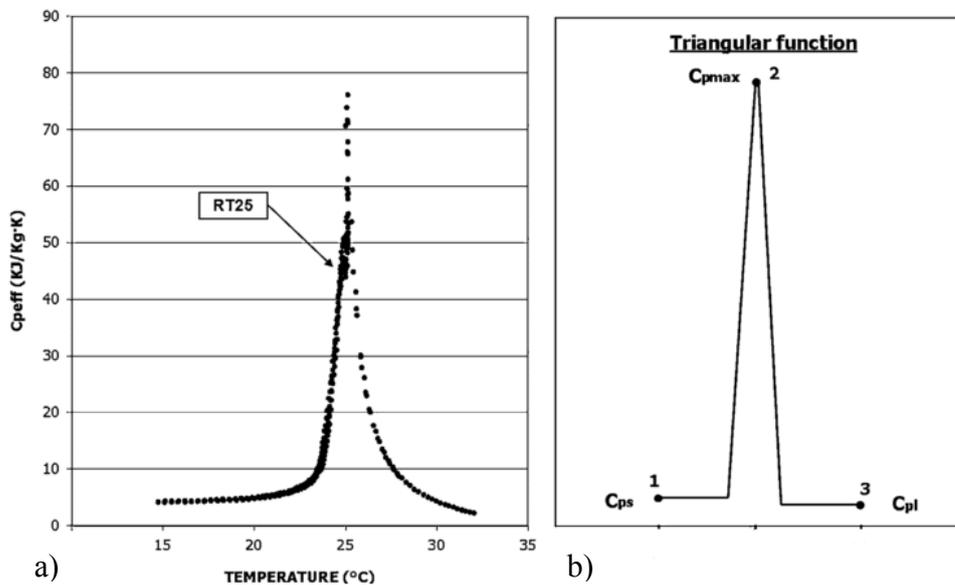


Figura 26 - a) Capacidade térmica efetiva do PCM Rubitherm RT25 obtida por calorimetria e b) aproximação por uma função triangular.

A representação matemática do calor específico efetivo pode ser obtida através da aproximação da curva obtida por calorimetria a uma função triangular [70][67], exponencial [71], retangular [70] ou pelo ajuste dos valores experimentais a uma função polinomial [72][73]. Quando disponíveis, é aconselhado o uso de uma função ajustada aos valores

experimentais, podendo obter-se assim resultados mais precisos [70]. A função triangular apresentada na Figura 26 b) é descrita pela equação (16), no intervalo $T_{sf} \leq T \leq T_f$ [67].

$$cp_{ef} = \begin{cases} \frac{4(\Delta h_{mf} - cp_s b)}{b^2} (T - T_{sf}) + cp_s, & T_{sf} \leq T \leq T_c \\ \frac{4(cp_s b - \Delta h_{mf})}{b^2} \left(T - \frac{b}{2} - T_{sf}\right) + \frac{2\Delta h_{mf}}{b} - cp_l, & T_c \leq T \leq T_f \end{cases} \quad (16)$$

onde T_{sf} é a temperatura de solidificação, T_f é a temperatura de fusão, Δh_{mf} é o calor latente de mudança de fase, b é o intervalo de temperaturas de mudança de fase ($T_f - T_{sf}$), T_c é a temperatura média entre as temperaturas de fusão e solidificação. Os calores específicos da fase sólida e líquida são representados por cp_s e cp_l , respetivamente.

No Anexo A apresenta-se o código em EES para simular o armazenamento térmico de um PCM. Neste exemplo foi simulado o aquecimento de uma esfera de PCM heptadecano, de 10 cm de diâmetro, cuja temperatura inicial é de 15 °C, trocando calor com o ar a 30 °C com um coeficiente de transferência de calor de 20 W/(m²·K). Foi usada a função triangular da equação (16). A temperatura de liquefação do PCM é aos $T_f = 22^\circ\text{C}$ e foi assumido um intervalo de mudança de fase de 2 °C, por analogia com outras parafinas semelhantes, nomeadamente a parafina C₁₆-C₁₈ e a parafina C₁₃-C₂₄.

Na Figura 27 e Figura 28 apresenta-se a evolução da temperatura da esfera de PCM ao longo do tempo com e sem mudança de fase, respetivamente.

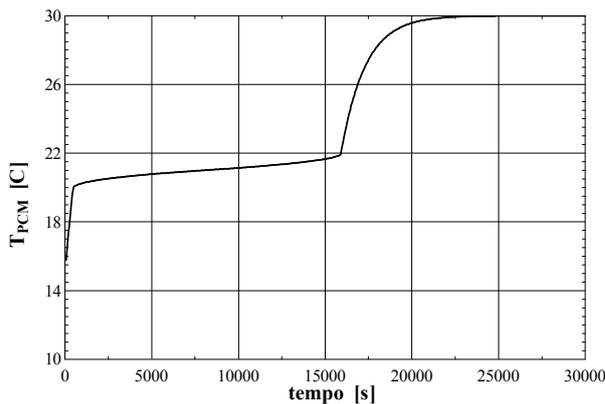


Figura 27 - Evolução da temperatura do PCM ao longo do tempo obtida com o método da capacidade térmica efetiva.

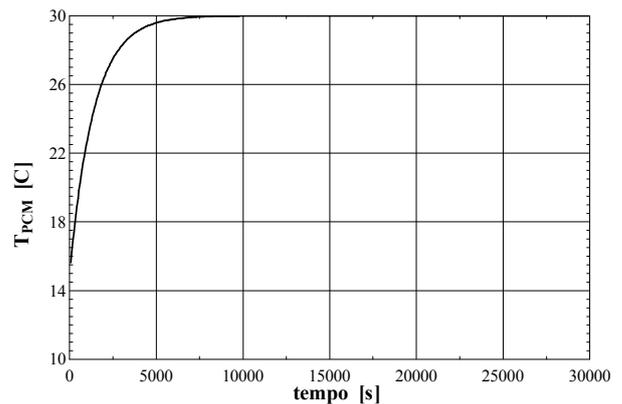


Figura 28 - Evolução da temperatura do PCM com o tempo, sem mudança de fase.

Pode observar-se na Figura 27 que quando a temperatura do PCM atinge os 20 °C – o início da mudança de fase - esta varia muito lentamente, permanecendo quase constante, até se atingir a temperatura de liquefação de 22 °C. É neste intervalo de temperaturas que ocorre o armazenamento térmico. É interessante comparar o gráfico da Figura 27 com o gráfico da

evolução da temperatura do PCM se não tivesse lugar uma mudança de fase, apresentado na Figura 28. Observa-se que a duração da mudança de fase é superior ao tempo necessário pelo material sem mudança de fase para chegar a um equilíbrio térmico com o fluido que o rodeia.

Na Figura 29 apresenta-se a capacidade térmica efetiva do PCM em função da sua temperatura.

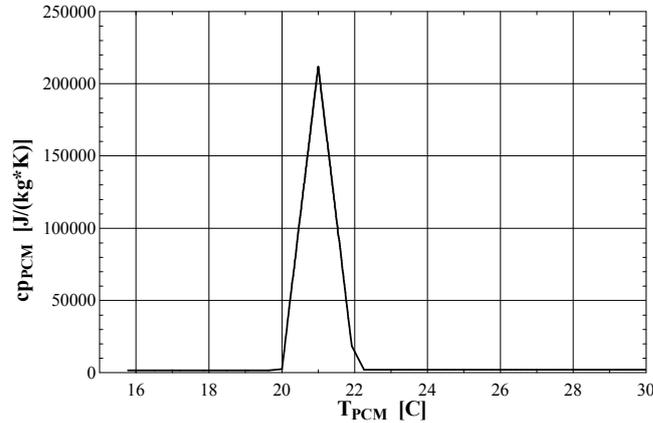


Figura 29 – Capacidade térmica efetiva do PCM em função da sua temperatura.

Verifica-se que a capacidade térmica efetiva do PCM no intervalo de temperaturas de mudança de fase varia de acordo com a função triangular, ocorrendo o seu máximo na temperatura média do intervalo de mudança de fase.

2.2.2. Método da Entalpia

No método da entalpia a equação da energia em regime instacionário num elemento monodimensional de PCM (equação (15)) toma a forma da equação (17).

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{PCM} \frac{\partial T}{\partial x} \right), \quad (17)$$

sabendo que $\frac{\partial h}{\partial t} = cp \frac{\partial T}{\partial t}$. A variável h representa a entalpia do PCM, que é uma função dependente da temperatura.

Para representar a função $h(T)$ é necessário introduzir o conceito de zona pastosa (“*mushy zone*”). Na mudança de fase de um PCM típico, não existe uma frente de mudança de fase bem definida, tal como foi referido na explicação do método analítico mas, em vez disso, existe uma zona pastosa entre as fases sólida e líquida. A zona pastosa de um PCM aquecido pela face esquerda por um escoamento com coeficiente global de transferência de calor α é representada na Figura 30.

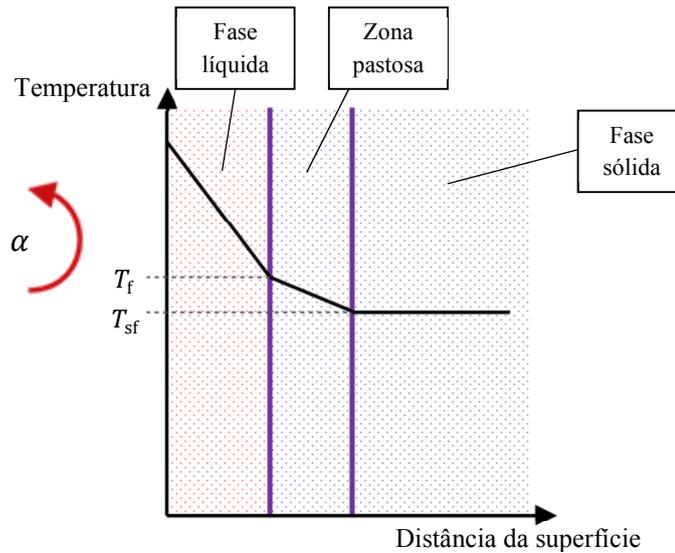


Figura 30 - Representação da zona pastosa no aquecimento de um PCM.

Na zona pastosa, a fase do PCM não é totalmente líquida nem totalmente sólida. É fácil imaginar que a fase do PCM nesta zona é uma mistura aproximadamente homogênea de fase sólida e líquida que depende da temperatura. Quanto mais próxima estiver a temperatura de liquefação, maior é a percentagem de fase líquida e menor a percentagem de fase sólida. É importante conhecer o comportamento do PCM nesta zona, pois é aqui, na zona de mudança de fase, que ocorre o armazenamento térmico. Voller [74], entre outros autores, sugere a introdução da variável fração líquida F_l . Esta variável segue o mesmo princípio que o “título” usado na Termodinâmica no estudo de misturas de líquido e vapor saturado. Representa a fração de fase líquida existente na zona pastosa e varia entre 0 e 1 e $F_l = 0$ na fase sólida, $F_l = 1$ na fase líquida e, na zona pastosa $0 < F_l < 1$, variando linearmente com a temperatura tal como se apresenta na Figura 31 e equação (18).

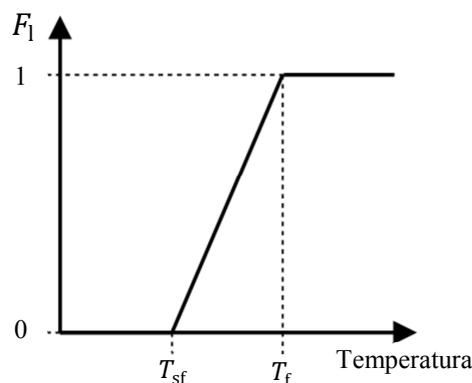


Figura 31 - Representação gráfica da fração líquida.

$$F_1 = \begin{cases} 0, & T \leq T_{sf} \\ \frac{T - T_{sf}}{T_f - T_{sf}}, & T_{sf} < T < T_f \\ 1, & T \geq T_f \end{cases} \quad (18)$$

A evolução da entalpia com a temperatura de um PCM típico é representada no gráfico da Figura 32 [49].

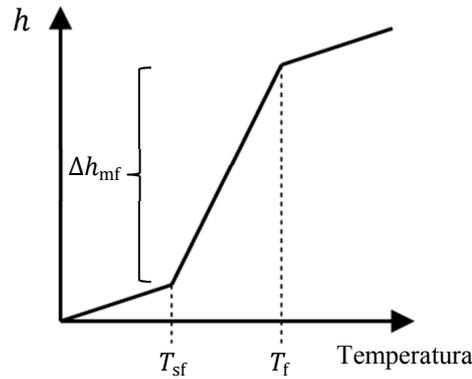


Figura 32 - Evolução da entalpia do PCM com a temperatura.

Neste gráfico é possível observar o efeito do calor latente do PCM Δh_{mf} , dado pela diferença das entalpias em T_f e T_{sf} .

A função que descreve a variação da entalpia do PCM em função da temperatura apresenta-se em baixo.

$$h(T) = \begin{cases} cp_s(T - T_{ref}), & T \leq T_{sf} \\ cp_s(T_{sf} - T_{ref}) + F_1\Delta h_{mf}, & T_{sf} < T < T_f \\ cp_s(T_{sf} - T_{ref}) + \Delta h_{mf} + cp_l(T - T_f), & T \geq T_f \end{cases} \quad (19)$$

A temperatura de referência T_{ref} é arbitrária, pois o resultado apenas depende da diferença de entalpias, no entanto, é aconselhável que T_{ref} seja uma temperatura com o PCM no estado sólido. $T_{ref} = 0^\circ\text{C}$ é um valor adequado para a maioria dos PCMs.

Note-se que a função apresentada na equação (19) é apenas uma aproximação à realidade. Obtém-se maior precisão dos resultados se os valores de $h(T)$ forem medidos experimentalmente.

O problema da esfera de PCM aquecida que serviu de exemplo de aplicação do método da capacidade térmica efetiva foi novamente resolvido, aplicando-se o método da entalpia. O código EES apresenta-se no Anexo B.

A evolução da temperatura do PCM ao longo do tempo apresenta-se na Figura 33.

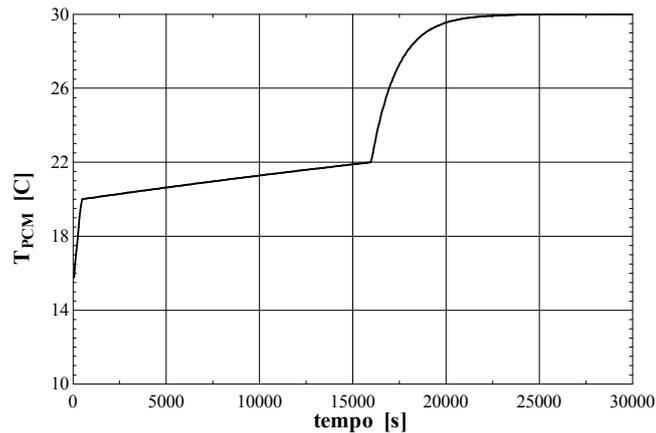


Figura 33 - Evolução da temperatura do PCM ao longo do tempo, obtida com o método da entalpia.

Nota-se que as evoluções da temperatura do PCM obtidas com o método da capacidade térmica efetiva (ver Figura 27) e com o método da entalpia (Figura 33) são muito semelhantes.

Na Figura 34 e Figura 35 observa-se a variação da entalpia e a variação da fração líquida com a temperatura do PCM, respetivamente.

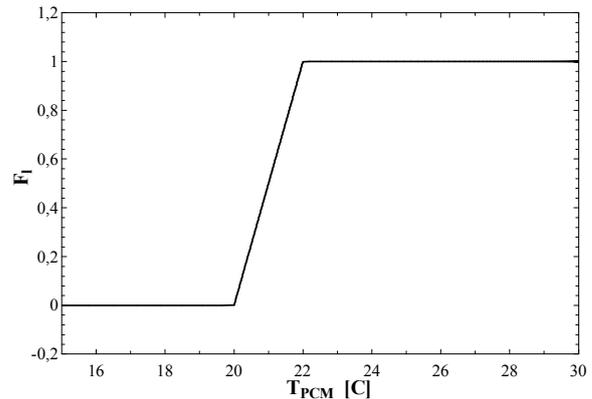
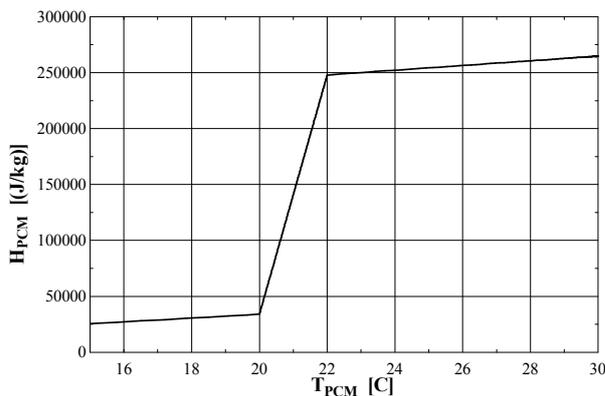


Figura 34 - Entalpia do PCM em função da temperatura.

Figura 35 - Fração líquida em função da temperatura do PCM.

Nota-se que à temperatura de solidificação $T_{sf} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, começa a mudança de fase que perdura até à temperatura de fusão $T_{sf} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$. À medida que a temperatura se aproxima dos 22°C , a fração líquida do PCM aproxima-se de 1, tal como se observa na Figura 35, assim como a sua entalpia.

2.2.3. Limitações dos Modelos Numéricos

Uma limitação importante dos modelos numéricos atrás descritos é que estes não consideram fenómenos convectivos na fase líquida do PCM. Na mudança de fase, o avanço da frente da liquefação imprime deslocamentos na fase líquida do PCM. Este movimento das moléculas da

fase líquida é responsável pelo fenómeno de convecção natural que é intensificador da velocidade de mudança de fase. Embora a convecção na fase líquida seja desprezada em alguns estudos, esse procedimento leva a resultados menos precisos. Nestes casos, o tempo de mudança de fase pode ser o dobro do real [75]. O fenómeno de convecção natural no PCM já foi simulado com sucesso através do uso de uma condutibilidade térmica equivalente que combina a transferência de calor por condução e por convecção natural [73] e através de um coeficiente de convecção obtido empiricamente [75], todavia ainda não existe um uso corrente destas técnicas.

O fenómeno de sobrearrefecimento que ocorre, principalmente, no arrefecimento de PCMs não orgânicos (ver secção 1.2.1), não foi considerado nos modelos numéricos apresentados. Segundo Mehling e Cabeza [31] o fenómeno de sobrearrefecimento pode ser modelado com o método da entalpia, usando diferentes relações de $h(T)$ para o processo de “arrefecimento” e “aquecimento” que ocorrem ao longo do arrefecimento do PCM (ver Figura 9). Não foram encontrados estudos na literatura em que se considerasse o fenómeno de sobrearrefecimento no método da capacidade térmica efetiva.

Outras limitações comuns a todos os modelos de simulação da mudança de fase são o desprezo da histerese de temperaturas na liquefação e solidificação do PCM, tal como foi referido na secção 1.2, e das variações volumétricas na mudança de fase.

2.3. Comparação dos Modelos

É difícil comparar os modelos de simulação da mudança de fase de um PCM pois, para cada situação, o modelo mais adequado pode ser diferente. Em cada situação, o ideal é analisar o modelo que melhor se adequa ao PCM e às condições de funcionamento, através de estudos experimentais.

Lamberg *et al.* [75] comparam os resultados obtidos experimentalmente da mudança de um PCM de parafina com os resultados obtidos através de modelos numéricos: o método da capacidade térmica efetivo e o método da entalpia. Nos modelos numéricos, foram usadas aproximações polinomiais para representar o comportamento térmico do PCM. Os autores do estudo concluíram que, para o PCM estudado, se obtêm resultados aproximados aos valores experimentais com ambos os modelos numéricos, sendo que do modelo da capacidade térmica efetiva derivam resultados mais precisos.

Devido às simplificações geométricas e térmicas consideradas para deduzir as soluções analíticas poderão derivar resultados pouco precisos em algumas aplicações, sendo esta a principal desvantagem dos modelos analíticos. Por outro lado, o carácter expedito da resolução e o conhecimento aprofundado do processo de mudança de fase que estes permitem, constituem vantagens atrativas.

2.4. Seleção do Modelo

Ao longo deste trabalho, serão usados modelos analíticos para simular a mudança de fase do PCM. Como se verá no Capítulo 3, as condições de funcionamento e as características geométricas dos dispositivos de PCM possibilitam o uso destes modelos. Os principais fatores que estão na base da seleção deste modelo são os seguintes:

- Ao longo do período de funcionamento do sistema, o PCM encontra-se sempre em mudança de fase, por isso, o calor sensível é desprezável;
- Os dispositivos de PCM são tubulares. Esta geometria tem solução analítica;
- O carácter expedito destes modelos facilita a obtenção de resultados nos estudos paramétricos que serão efetuados;

É de notar que o desprezo da convecção natural na fase líquida pode gerar resultados conservadores do tempo de mudança de fase (a velocidade de mudança de fase será, na realidade, mais elevada), pelo que em trabalhos futuros deve ter-se em consideração este fenómeno.

3. Descrição do Sistema de Teto Arrefecido Com PCM

Conteúdo do Capítulo

Neste capítulo apresenta-se a descrição do sistema de teto arrefecido integrando PCM, com o objetivo de enquadrar o leitor nos modos de funcionamento e modelação física do sistema.

Em primeiro lugar, expõe-se a aplicação em que se insere o sistema e, de seguida, descreve-se separadamente o funcionamento e a modelação física do sistema nos seus dois períodos de funcionamento – períodos diurno e noturno.

3.1. Enquadramento da Aplicação

Pretende-se desenvolver um sistema passivo de teto arrefecido com utilização de PCMs que atua no edifício de forma complementar a um sistema convencional de climatização. Devido à sua elevada massa térmica, o PCM possibilita a absorção de flutuações e picos de temperatura, reduzindo assim a potência instalada do sistema convencional de arrefecimento do ambiente interior. Esta capacidade é especialmente vantajosa em edifícios com envolvente de inércia fraca. Assim, o sistema tem aplicação em edifícios de serviços de baixa inércia térmica, no verão.

O sistema de teto arrefecido absorve apenas carga térmica sensível, podendo ser necessário um sistema complementar de ventilação que atue sobre a carga térmica latente do edifício, caso esta tenha um peso importante na carga térmica total do espaço. Não se prevê a presença de sistemas que promovam a circulação forçada do ar. De forma a recuperar a capacidade de armazenamento do PCM para o dia seguinte, é necessário circular água no interior dos dispositivos durante o período noturno para retirar a energia contida no PCM e reestabelecer as condições iniciais de funcionamento.

A configuração do sistema será tubular, em oposição aos sistemas de placa plana com PCMs já existentes. Os dispositivos tubulares estão dispostos na horizontal, em paralelo e com um certo espaçamento entre si, tirando partido de uma maior área de transferência de calor do que

no caso da placa plana. Um esquema do sistema de teto arrefecido integrando PCM apresenta-se na Figura 36, onde D_{ext} representa o diâmetro exterior do dispositivo tubular, D_{int} representa o diâmetro interior e e_{PCM} representa a espessura de PCM.

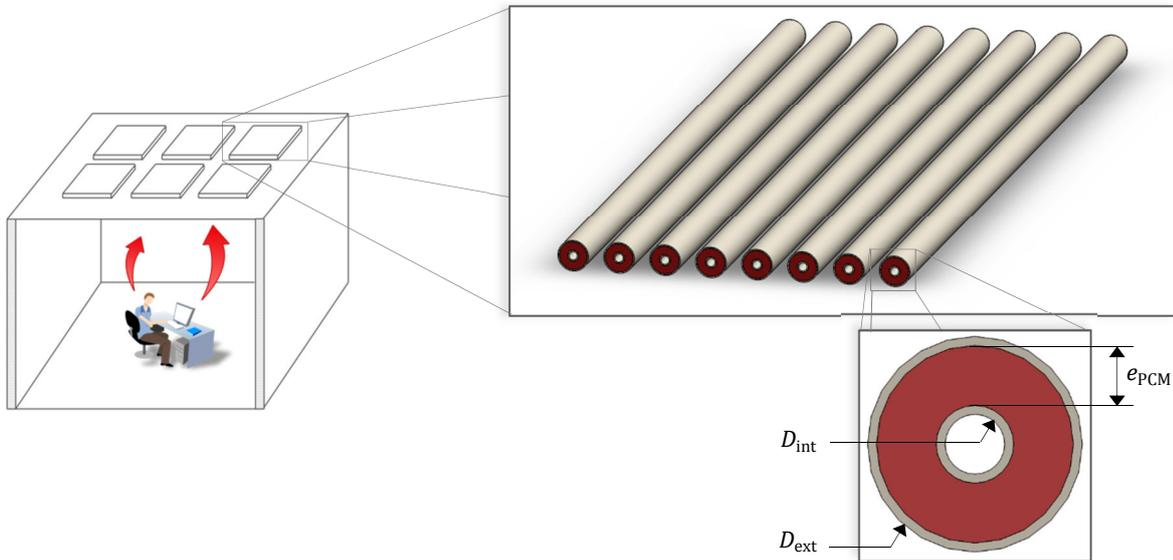


Figura 36 - Representação esquemática do sistema de teto arrefecido com integração de PCMs.

3.2. Funcionamento no Período Diurno

O sistema de teto arrefecido será dimensionado para o caso em que o funcionamento é ininterrupto durante o período típico de ocupação diurna de um edifício de serviços, isto é, das 8h30 às 18h30. Este período de 10 horas é o período no qual a temperatura do ar é controlada à temperatura média de 25 °C pelo sistema de climatização. Note-se, porém, que o teto arrefecido com PCM poderá ser adaptado a outras condições de operação e funcionamento dependentes do local onde será instalado, tais como, na redução do pico de temperatura no início do funcionamento do edifício ou no período de menor ocupação no intervalo do almoço.

No início do dia, o PCM incluído nos dispositivos tubulares encontra-se no estado sólido e a uma temperatura próxima da temperatura de mudança de fase, condições garantidas por um escoamento de água que circula no interior dos dispositivos durante a noite, tal como será explicado na secção 3.3. “Funcionamento no Período Noturno”. Com o aumento da temperatura do ar acima da temperatura de mudança de fase do PCM ocorre transferência de calor do ar para o PCM, provocando a sua liquefação. Neste processo, parte da carga térmica sensível do espaço é absorvida, reduzindo assim a flutuação da temperatura no interior do espaço.

Idealmente, espera-se que toda a espessura do PCM liquefaça completamente no período de 10 horas, ou seja, não existirá excesso nem escassez de PCM. A energia armazenada pelo PCM deve ser a maior possível e a massa, tal como o atravancamento do sistema, deve ser o menor possível.

3.2.1. Modelação do Sistema no Período Diurno

Durante o dia, as superfícies exteriores dos dispositivos tubulares de PCM trocam calor com o ar por convecção e com as superfícies da envolvente por radiação. Embora neste sistema não se considere a presença de sistemas que promovam a circulação forçada do ar, a sua modelação foi realizada para um caso genérico, possibilitando o uso do modelo na situação de convecção natural ou forçada em torno da superfície exterior dos dispositivos.

Na Figura 37, apresenta-se a representação em corte longitudinal de metade de um dispositivo aquecido na superfície exterior. Os parâmetros que se referem à face interior e exterior do dispositivo são representados pelos subscritos “int” e “ext”, respetivamente.

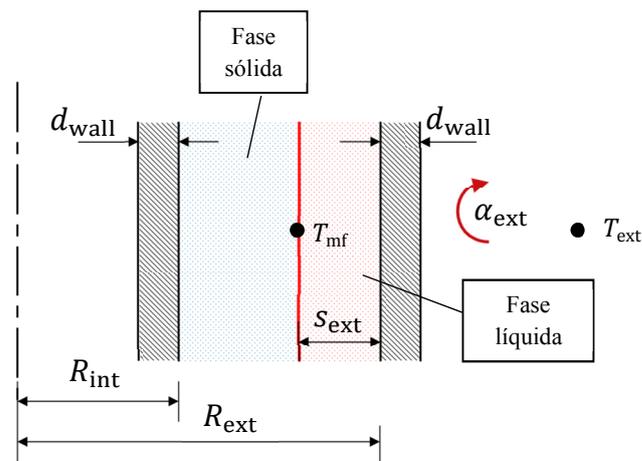


Figura 37 - Esquema do cilindro tubular aquecido na face exterior pelo ar.

No interior do dispositivo está contida água estaque a uma temperatura muito próxima da temperatura de mudança de fase do PCM, tal como será explicado na secção 3.3 “Funcionamento no Período Noturno”. Por essa razão, despreza-se a ocorrência de transferência de calor através da face interior.

O circuito térmico que representa o fluxo de calor que atravessa o dispositivo entre o ar exterior T_{ext} e a interface de mudança de fase T_{mf} , durante o período diurno apresenta-se na Figura 38.

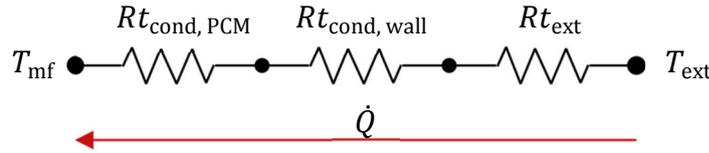


Figura 38 - Circuito térmico de um dispositivo no período diurno.

As resistências térmicas existentes entre o ar e a interface de mudança de fase são dadas pelas equações (20), (21) e (22).

$$Rt_{ext} = \frac{1}{2\pi(R_{ext} + d_{wall})\alpha_{ext}} \quad (20)$$

$$Rt_{cond, wall} = \frac{\ln\left(\frac{R_{ext} + d_{wall}}{R_{ext}}\right)}{2\pi\lambda_{wall}} \quad (21)$$

$$Rt_{cond, PCM} = \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{ext} - s_{ext}}\right)}{2\pi\lambda_{PCM}} \quad (22)$$

Entre o ar exterior e a superfície exterior do dispositivo existe uma resistência térmica Rt_{ext} que combina os efeitos da convecção e radiação. O parâmetro α_{ext} apresentado na equação (20) é o coeficiente global de transferência de calor.

A resistência térmica de condução na cápsula do PCM Rt_{wall} é dada pela equação (21) e a resistência térmica de condução no PCM liquefeito $Rt_{cond, PCM}$ é dada pela equação (22). O parâmetro s_{ext} representa a distância atingida pela frente de liquefação ao fim de um certo tempo t , tal como se referiu na secção 2.1. O seu valor é obtido através da resolução da equação (10), com a variável $f(s^+, \beta)$ descrita para o caso “Cilindro, PCM no lado interior” apresentado na Tabela 3. Usando a nomenclatura utilizada na Figura 37, a equação que representa o tempo de liquefação passa a ser descrita na seguinte forma:

$$t_{ext} = \frac{\Delta h_{mf} s_{ext}^2}{2\lambda_{PCM}(T_{mf} - T_{ext})} f(s_{ext}^+, \beta_{ext}), \quad (23)$$

com

$$f(s_{ext}^+, \beta_{ext}) = \left(1 - \frac{1}{s_{ext}^+}\right)^2 \ln(1 - s_{ext}^+) - \left(1 - \frac{2}{s_{ext}^+}\right) \left(\frac{1}{2} + \beta_{ext}\right) \quad (24)$$

A variável β é dada pela equação (25)

$$\beta_{ext} = \frac{\lambda_{PCM}}{\lambda_{wall}} \ln\left(\frac{R_{ext} + d_{wall}}{R_{ext}}\right) + \frac{\lambda_{PCM}}{\alpha_{ext}(R_{ext} + d_{wall})} \quad (25)$$

e s_{ext}^+ é dado por

$$s_{\text{ext}}^+ = \frac{s_{\text{ext}}}{R_{\text{ext}}}. \quad (26)$$

A potência média \dot{Q} por unidade de comprimento L absorvida pelo dispositivo tubular é calculada através da equação (27).

$$\frac{\dot{Q}}{L} = \frac{T_{\text{ext}} - T_{\text{mf}}}{Rt_{\text{cond, PCM}} + Rt_{\text{cond, wall}} + Rt_{\text{ext}}}. \quad (27)$$

A potência absorvida ou libertada do PCM é proporcional à variação de s no tempo. Para a mesma geometria, quanto maior for a velocidade de s , maior é a potência.

A energia média E por unidade de comprimento L absorvida ou retirada da superfície do PCM num dado tempo t é calculada diretamente através da multiplicação da potência média pelo tempo, obtendo-se a equação (28).

$$\frac{E}{L} = \frac{T_{\text{ext}} - T_{\text{mf}}}{Rt_{\text{cond, PCM}} + Rt_{\text{cond, wall}} + Rt_{\text{ext}}} t \quad (28)$$

O modelo atrás descrito foi implementado no *software Engineering Equation Solver* EES. O código de simulação apresenta-se no Anexo C.

3.3. Funcionamento no Período Noturno

Durante o período noturno, o funcionamento do sistema tem como objetivo a recuperação da capacidade de armazenamento térmico para o dia seguinte. Para descarregar a energia contida no PCM, é circulada água da rede no interior dos dispositivos. O escoamento de água circula em circuito aberto a uma temperatura inferior à temperatura de mudança de fase do PCM, absorvendo a energia armazenada. Neste processo, o PCM liberta energia para a água durante o tempo necessário para solidificar na totalidade a temperatura constante (T_{mf}).

Note-se que a circulação da água ocorre em circuito aberto e, como tal, não existe recirculação da água. Não se optou por um sistema em circuito fechado pois essa alternativa conduz à necessidade do uso de uma bomba circuladora de caudal e de um sistema auxiliar de arrefecimento para a água, de forma a manter o escoamento em circulação a uma temperatura inferior à temperatura de mudança de fase. Tal alternativa levaria a um consumo energético mais elevado.

De referir ainda que, após a solidificação completa do PCM, será necessário assegurar uma temperatura constante da água equivalente à temperatura de mudança de fase. Isto irá evitar que ocorra transferência de calor do PCM para a água que fica estagnada no sistema. Para este fim devem ser usadas águas residuais dos sistemas de AQS.

No período noturno, a temperatura no interior do edifício é próxima da temperatura de mudança de fase do PCM ($T_{\text{ext}} \approx T_{\text{mf}}$), e o coeficiente global de transferência de calor na face exterior dos dispositivos é muito inferior ao que existe na face interior ($\alpha_{\text{ext}} \ll \alpha_{\text{int}}$), pelo que a transferência de calor entre os dispositivos e o ar pode ser desprezada. Consideram-se estas suposições aceitáveis e o sistema será modelado tendo em conta as mesmas.

3.3.1. Modelação do Sistema no Período Noturno

No período noturno, a circulação de água no interior dos dispositivos promove a solidificação do PCM, tal como foi referido na secção anterior. O escoamento de água é caracterizado pelo coeficiente de transferência de calor α_{int} e pela sua temperatura T_{int} . O parâmetro α_{int} é determinado através de correlações de convecção forçada no interior de tubos circulares. Na Figura 39 apresenta-se a representação em corte longitudinal de um dispositivo.

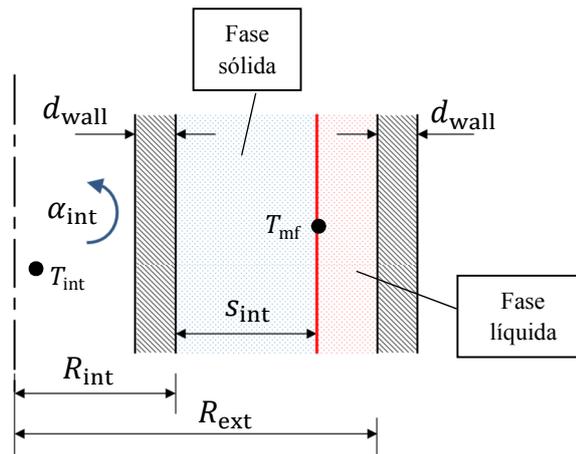


Figura 39 – Vista em corte do cilindro tubular arrefecido por um escoamento de água na face interior.

A transferência de calor na face exterior dos dispositivos é desprezável, pois considera-se que a temperatura do ar é muito próxima da temperatura de mudança de fase. De acrescentar ainda que o erro no cálculo do tempo de solidificação devido a esta assunção é pequeno, pois a transferência de calor na face interior é muito maior do que a que ocorre na face exterior.

O tempo de solidificação é calculado com o modelo analítico apresentado na secção 2.1. A equação (29) representa o tempo de solidificação, aplicando-se a nomenclatura utilizada na Figura 39.

$$t_{\text{int}} = \frac{\Delta h_{\text{mf}} s_{\text{int}}^2}{2\lambda_{\text{PCM}}(T_{\text{mf}} - T_{\text{int}})} f(s_{\text{int}}^+, \beta_{\text{int}}). \quad (29)$$

A variável $f(s_{\text{int}}^+, \beta_{\text{int}})$ representa o caso “Cilindro, PCM no lado exterior” apresentado na Tabela 3 e é descrita pela equação (30).

$$f(s_{\text{int}}^+, \beta_{\text{int}}) = \left(1 + \frac{1}{s_{\text{int}}^+}\right)^2 \ln(1 + s_{\text{int}}^+) - \left(1 + \frac{2}{s_{\text{int}}^+}\right) \left(\frac{1}{2} - \beta_{\text{int}}\right) \quad (30)$$

A variável β_{int} é representada pela equação (31)

$$\beta_{\text{int}} = \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\lambda_{\text{wall}}} \ln\left(\frac{R_{\text{int}}}{R_{\text{int}} - d_{\text{wall}}}\right) + \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\alpha_{\text{int}}(R_{\text{int}} - d_{\text{wall}})} \quad (31)$$

e s_{int}^+ é dado pela equação (32)

$$s_{\text{int}}^+ = \frac{S_{\text{int}}}{R_{\text{int}}}. \quad (32)$$

A perda de carga em linha Δp de um conjunto de dispositivos dispostos em paralelo é aproximadamente igual à soma da perda de carga em cada dispositivo e é determinada através da equação (33), onde f_f é o fator de fricção, L é o comprimento de um dispositivo, D_{int} é o diâmetro interior, ρ é a massa volúmica da água e v é a sua velocidade de entrada.

$$\Delta p = f_f \frac{L}{D_{\text{int}}} \frac{\rho v^2}{2} \quad (33)$$

As perdas de carga localizadas induzidas pelos outros componentes do circuito hidráulico do sistema não serão determinadas, devendo ser objeto de estudos futuros.

O modelo foi implementado em EES e o seu código apresenta-se no ANEXO D.

4. Dimensionamento dos Dispositivos Tubulares de PCM

Conteúdo do Capítulo

Neste capítulo apresenta-se o dimensionamento dos dispositivos tubulares de PCM para uma temperatura média do ar de 25 °C e tempo de funcionamento diurno de 10 horas. É selecionado o PCM, a sua condutibilidade térmica, a cápsula, o diâmetro exterior dos dispositivos e a espessura do PCM. Seguidamente, apresentam-se dimensões ótimas para outras temperaturas médias do ar, finalizando-se o capítulo com o resumo das características do sistema.

4.1. Seleção do PCM

A parafina Heptadecano, $C_{17}H_{36}$ (ver Tabela 2) foi o PCM selecionado pois este é um dos PCMs com calor latente de fusão por unidade de massa mais elevado na gama de temperaturas de conforto e as suas condutibilidades da fase sólida e líquida são conhecidas. Em aplicações de arrefecimento do ar a temperatura de mudança de fase do PCM deve ser um pouco menor do que a temperatura de conforto de forma a existir uma diferença de temperatura entre o ar e o PCM que permite a transferência de calor. A temperatura de mudança de fase (T_{mf}), o calor latente de fusão (Δh_{mf}), as condutibilidades da fase sólida e líquida ($\lambda_{PCM,s}$ e $\lambda_{PCM,l}$, respetivamente) e a massa volúmica do PCM (ρ_{PCM}) estão patentes na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades do PCM Heptadecano [38].

	T_{mf} [°C]	Δh_{mf} [kJ/kg]	cp_{PCM} [kJ/(kg·K)]	$\lambda_{PCM,s}$ [W/(m·K)]	$\lambda_{PCM,l}$ [W/(m·K)]	ρ_{PCM} [kg/m ³]
Heptadecano ($C_{17}H_{36}$)	22	214	2,1	0,26	0,17	780

Uma nova seleção de PCM poderá ser efetuada em posteriores rondas de otimização.

4.2. Seleção da Condutibilidade Térmica do PCM

Sabe-se que a baixa condutibilidade do PCM é um fator limitativo da transferência de calor. Porém, existe a possibilidade de aplicar técnicas de intensificação desta propriedade térmica.

Para determinar a necessidade de aplicar uma destas técnicas apresentam-se os resultados de um estudo paramétrico onde se observa a influência da condutibilidade térmica no tempo de liquefação do PCM para diferentes condições de escoamento do ar interior.

Neste estudo, a temperatura do média do ar é de 25 °C. A condutibilidade térmica varia entre 0,2 W/(m·K), 0,5 W/(m·K), 5 W/(m·K), 15 W/(m·K) e 25 W/(m·K). Os primeiros dois valores são típicos da fase líquida de parafinas (orgânicos) e sais hidratados (inorgânicos), respetivamente. Os outros valores de condutibilidade dizem respeito a compósitos de PCM com substâncias intensificadoras da condutibilidade térmica. Os coeficientes de transferência de calor variam entre 2500 W/(m²·K), 250 W/(m²·K), 25 W/(m²·K), 10 W/(m²·K) e 5 W/(m²·K). Apesar de apenas os dois últimos valores serem representativos do que ocorre dentro de uma sala sem circulação forçada do ar, é interessante estudar o tempo de mudança de fase do PCM no caso de a transferência de calor ocorrer por convecção forçada do ar e convecção natural e forçada de um líquido: coeficiente de transferência de calor de 25, 250 e 2500 W/(m²·K), respetivamente. É de lembrar que a convecção forçada de um líquido ocorre durante a noite, no interior dos dispositivos.

As características geométricas do dispositivo tubular predefinidas para este estudo apresentam-se na Tabela 5. Considera-se que a cápsula envolvente do PCM é de cobre, com uma condutibilidade térmica de 401 W/(m·K) e uma massa volúmica de 8933 kg/m³ [32].

Tabela 5 – Predefinição das características geométricas do dispositivo.

Diâmetro interior, D_{int} [mm]	Diâmetro exterior, D_{ext} [mm]	Espessura do PCM, e_{PCM} [mm]	Espessura da cápsula, d_{wall} [mm]	Comprimento do dispositivo, L [mm]
40	100	27	1,5	1000

O tempo de liquefação de uma camada cilíndrica tubular de PCM de 27 mm de espessura, sob as condições referidas em cima apresenta-se da Figura 40 à Figura 44.

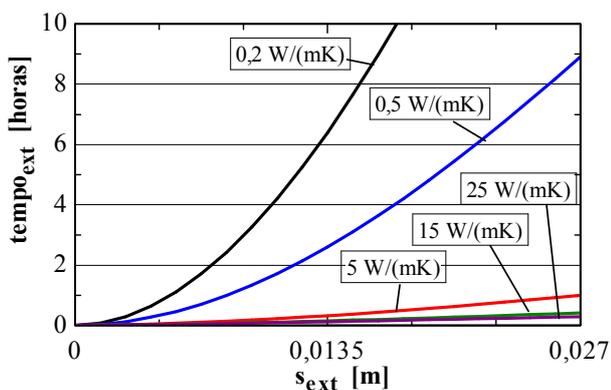


Figura 40 - Convecção forçada de um líquido,
 $\alpha_{ext} = 2500 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$.

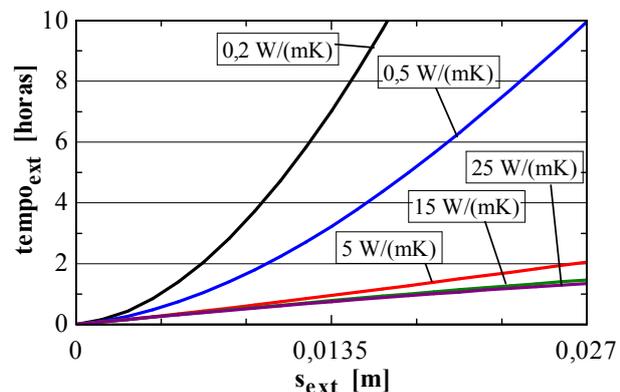


Figura 41 - Convecção natural de um líquido,
 $\alpha_{ext} = 250 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$.

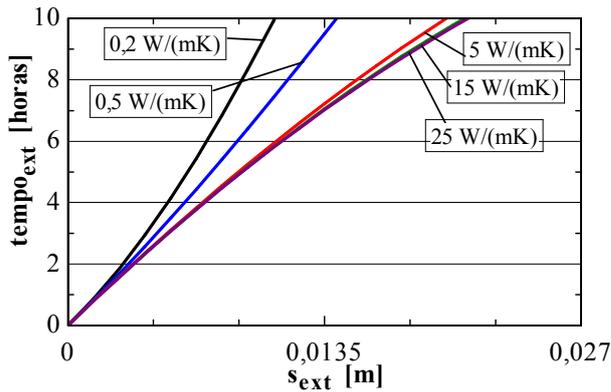


Figura 42 - Convecção forçada do ar e radiação, $\alpha_{\text{ext}} = 25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

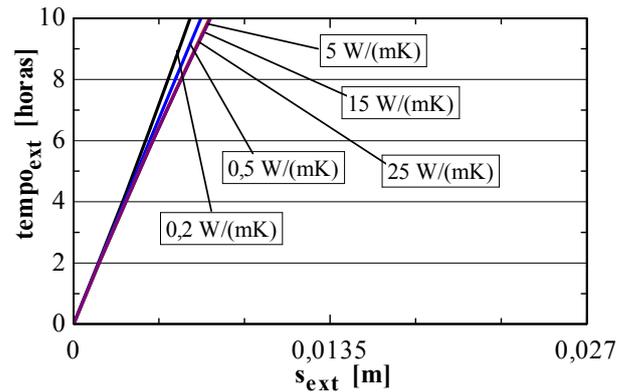


Figura 43 - Convecção natural do ar e radiação, $\alpha_{\text{ext}} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

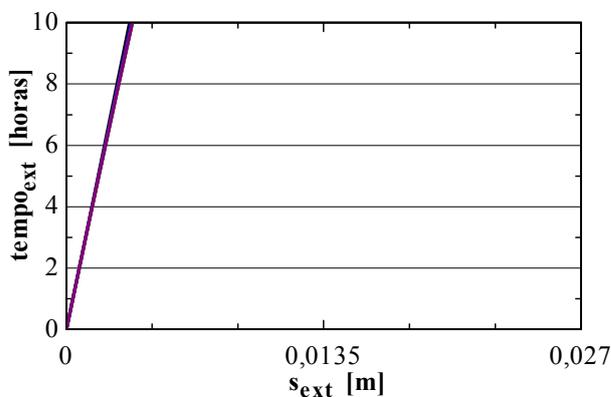


Figura 44 - Convecção natural do ar, $\alpha_{\text{ext}} = 5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Observando as figuras apresentadas em cima retiram-se as seguintes conclusões:

- Quando a transferência de calor ocorre por convecção de um líquido (Figura 40 e Figura 41) e a condutibilidade do PCM é maior do que $5 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, a mudança de fase ocorre num curto período de tempo. No entanto, se a condutibilidade térmica for menor, o fenómeno de mudança de fase ocorre lentamente. Portanto, a condutibilidade térmica tem uma pesada influência no tempo de mudança de fase, quando o fluido de transferência é um líquido.
- Quando o fluido de transferência de calor é ar (Figura 42, Figura 43 e Figura 44), independentemente da condutibilidade térmica do PCM, o fenómeno de mudança de fase ocorre lentamente. A condutibilidade do PCM influencia pouco o tempo de mudança de fase e a distância s da frente de liquefação, sobretudo se a convecção do ar for natural (Figura 43 e Figura 44).

Conclui-se que a condutibilidade térmica de um PCM puro é limitativa da transferência de calor, sobretudo em sistemas que têm o ar como fluido de transferência de calor, tais como os sistemas de arrefecimento por teto arrefecido.

O coeficiente de transferência de calor do ar interior utilizado para dimensionar o sistema deve combinar os efeitos da convecção e da radiação. Em situações de convecção natural do ar interior de um edifício, sem superfícies arrefecidas, o coeficiente global de transferência de calor é baixo. Porém, em sistemas de teto arrefecido, a localização da superfície arrefecida no teto tem um efeito catalisador na convecção, obtendo-se coeficientes globais de transferência de calor mais elevados. O ar que entra em contacto com a superfície arrefece, ocorrendo o seu deslocamento vertical devido às variações de densidade do ar. O mesmo efeito catalisador da transferência de calor ocorre em sistemas de aquecimento pelo pavimento. De modo oposto, a presença de uma superfície arrefecida no pavimento ou de uma superfície aquecida no teto, não impõe qualquer movimento adicional no ar, ocorrendo estratificação térmica dentro do espaço.

De acordo com a norma ISO 6946:2007 Anexo 1 [76], Mehling e Cabeza [31] e Causone *et al.* [77], o valor do coeficiente global de transferência de calor que deve ser tomado como referência em aplicações de arrefecimento por teto arrefecido com convecção natural do ar e radiação é de $\alpha_{\text{ext}} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

É importante que para um dado diâmetro exterior a velocidade da frente de liquefação seja a maior possível, conduzindo a uma maior potência e, por sua vez, uma maior energia armazenada no PCM no final de 10 horas, tal como foi referido na secção 3.2.1. Para as condições de dimensionamento ($T_{\text{ext}} = 25 \text{ °C}$ e $\alpha_{\text{ext}} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) a potência média \dot{Q} e energia média E absorvida por dispositivo de 1 m com PCMs de condutibilidade diferente, no final de 10 horas, apresenta-se na Tabela 6. Na Figura 45 apresenta-se graficamente a variação da potência média com a condutibilidade térmica do PCM.

Tabela 6 - Distância da frente de liquefação, potência e energia médias por dispositivo em função valores de condutibilidade térmica do PCM.

$\lambda_{\text{PCM},l}$	s_{ext}	\dot{Q}/L	E/L
[W/(m·K)]	[mm]	[W/m]	[kJ/m]
0,2	6,13	7,04	253,6
0,5	6,69	8,21	295,4
5	7,15	9,28	333,8
15	7,19	9,37	337,3
25	7,19	9,39	338,1

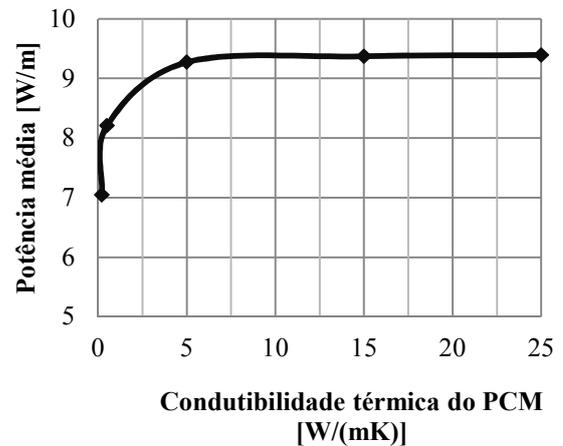


Figura 45 – Variação da potência média absorvida por dispositivo com a condutibilidade térmica.

Observa-se que com o aumento da condutibilidade térmica do PCM, a frente de liquefação, a potência e a energia média aumentam, todavia, a partir de uma condutibilidade térmica com o valor $\lambda_{\text{PCM},l} = 5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ esse aumento deixa de ser significativo. Na Figura 45 pode observar-se que a potência média absorvida por um dispositivo nas 10 horas de simulação mantém-se praticamente constante para valores de condutibilidade térmica iguais ou superiores a $5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. A energia média absorvida pelo dispositivo e a frente de liquefação variam de forma proporcional à evolução apresentada na Figura 45.

Pode concluir-se que nas condições de dimensionamento, o aumento da condutibilidade térmica do PCM leva ao aumento da velocidade da frente de liquefação o que provoca, por sua vez, o aumento da potência absorvida. No entanto, para estas condições, não existe vantagem, ao nível da transferência de calor, em usar um PCM com condutibilidade térmica superior a $5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$.

Note-se que, em alternativa ao aumento da condutibilidade térmica do PCM, poderia admitir-se a integração no edifício de um sistema que promoveria a circulação forçada do ar, tal como a ventoinha de teto utilizada por Turnpenney *et al.* nos seus estudos [64][65], levando ao aumento do coeficiente global de transferência de calor e da carga térmica absorvida.

Para se obter a maior potência de arrefecimento possível, considera-se a aplicação de uma técnica de intensificação da condutibilidade térmica de forma a elevar a condutibilidade térmica do PCM para $5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Contudo, é importante notar que essas técnicas implicam a impregnação ou dispersão de materiais de elevada condutibilidade térmica no PCM que levam à alteração de todas as suas propriedades térmicas. Na verdade, o que resulta da técnica de

aumento da condutibilidade é um novo material compósito com uma capacidade de armazenamento de energia térmica ligeiramente mais baixa, devido à diminuição do calor específico e do calor latente de fusão.

Na secção 1.2.3 foram apresentadas as técnicas de intensificação de transferência de calor aplicáveis em sistemas com materiais de mudança de fase. Uma parte dessas técnicas tem como objetivo o aumento da condutibilidade do PCM que, como já se viu, é um fator limitativo da transferência de calor. A técnica selecionada para aumentar a condutibilidade térmica do PCM foi a impregnação do PCM numa matriz porosa de grafite. A matéria-prima é barata e de fácil acesso e o processamento da matriz não é complexo. A condutibilidade térmica pode aumentar até 25 W/(m·K) [31], dependendo da fração volúmica da matriz grafítica, e existe a capacidade de se obterem geometrias tubulares [78]. É relevante notar que a integração de uma matriz de grafite no PCM inibe os efeitos convectivos que ocorrem na fase líquida, no processo de liquefação.

Da revisão bibliográfica efetuada, concluiu-se que esta técnica permite prever as propriedades do compósito PCM-Grafite após a impregnação do PCM na matriz grafítica e determinar a percentagem volúmica de grafite necessária para obter a condutibilidade térmica pretendida. Esta característica é essencial para o dimensionamento do sistema pois não existe a possibilidade de se realizarem trabalhos experimentais.

Py *et al.* [78] realizaram um trabalho experimental onde concluíram que a condutibilidade do compósito PCM-Grafite (λ_{comp}) é independente da condutibilidade do PCM puro e é função apenas da massa volúmica aparente da matriz grafítica (ρ_{matriz}), tal como se apresenta na equação (34). A massa volúmica aparente da matriz grafítica representa a massa de grafite que existe no volume total do compósito.

$$\lambda_{\text{comp}} = 3 \left(\frac{\rho_{\text{matriz}}}{46} \right)^{\frac{4}{3}+0,17} \quad (34)$$

A grafite é um material de condutibilidade térmica anisotrópica, em que a condutibilidade térmica na direção radial é muito mais elevada do que na direção axial. Note-se que a equação (34) descreve a condutibilidade térmica na direção radial. No dispositivo em estudo, despreza-se a transferência de calor por condução na direção axial, por isso é apenas relevante apresentar a equação relativa à condutibilidade térmica radial.

A massa volúmica aparente da matriz grafítica ρ_G relaciona-se com a fração volúmica de grafite φ presente no compósito através da equação (35), onde $\rho_G = 2210 \text{ kg/m}^3$ [32].

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{matriz}}}{\rho_G} \quad (35)$$

Conhecendo a fração volúmica de grafite é possível calcular de forma aproximada as propriedades do compósito através das equações (36) à (38) [79].

$$\rho_{\text{comp}} = (1 - \varphi)\rho_{\text{PCM}} + \varphi\rho_G \quad (36)$$

$$\rho_{\text{comp}}c_{p_{\text{comp}}} = (1 - \varphi)\rho_{\text{PCM}}c_{p_{\text{PCM}}} + \varphi\rho_Gc_{p_G} \quad (37)$$

$$\rho_{\text{comp}}\Delta h_{\text{mf, comp}} = (1 - \varphi)\rho_{\text{PCM}}\Delta h_{\text{mf, PCM}} \quad (38)$$

Quando $\varphi = 0$, estamos apenas na presença de PCM e as equações em cima fornecem a propriedade do PCM puro. Se, por outro lado, $\varphi = 1$, as equações fornecem as propriedades da grafite. Com o aumento de φ o calor latente do compósito $\Delta h_{\text{mf, comp}}$ diminui. O calor específico do PCM ($c_{p_{\text{PCM,I}}} = 2100 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ [32]) é mais elevado do que o da grafite ($c_{p_G} = 709 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ [38]), por isso, com o aumento de φ , o calor específico do compósito diminui, aproximando-se do calor específico da grafite.

O código em EES do modelo que permite a obtenção das propriedades térmicas do compósito PCM-Grafite apresenta-se no Anexo E.

De acordo com as equações (34) e (35), um compósito PCM-Grafite de condutibilidade térmica de $5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ deverá ter uma fração volúmica de grafite de 3%, correspondendo a uma massa volúmica aparente da matriz grafítica de $64,61 \text{ kg}/\text{m}^3$. Na Tabela 7 apresentam-se as propriedades do compósito PCM-Grafite calculadas com as equações (36), (37) e (38).

Tabela 7 - Propriedades do compósito PCM-Grafite.

Compósito PCM-Grafite	
Fração volúmica de grafite de 3%	
$\lambda_{\text{comp}} = 5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	
ρ_{comp}	821,8 kg/m^3
$c_{p_{\text{comp}}}$	1991 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$\Delta h_{\text{mf, comp}}$	197174 J/kg

A potência média absorvida por um dispositivo de compósito PCM-Grafite ($\lambda_{\text{comp}} = 5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), ao fim de 10 horas, é de $9,27 \text{ W}/\text{m}$. Por outro lado, se for usado o PCM puro ($\lambda_{\text{PCM,I}} = 0,17 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), o dispositivo apenas absorve uma potência média de $6,79 \text{ W}/\text{m}$. Justifica-se assim que é vantajosa a utilização de um compósito PCM-Grafite.

4.3. Seleção da Cápsula

A influência da condutibilidade térmica da cápsula que envolve o PCM na potência média absorvida por cada dispositivo, na situação em que $T_{\text{ext}} = 25 \text{ °C}$ e $\alpha_{\text{ext}} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ e o tempo de funcionamento são 10 horas, observa-se no gráfico apresentado na Figura 46.

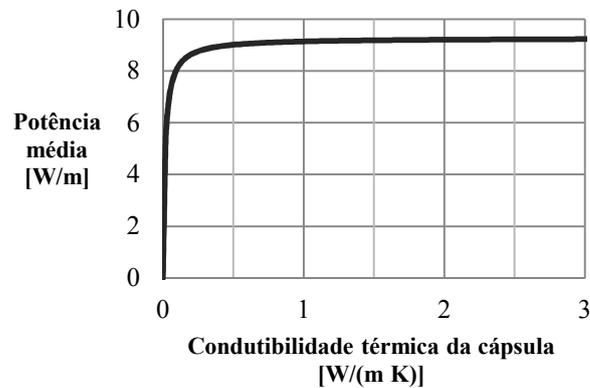


Figura 46 - Influência da condutibilidade térmica da cápsula na potência média absorvida por um dispositivo e na frente de liquefação do PCM.

Verifica-se que a potência média absorvida é praticamente independente da condutibilidade térmica para valores superiores a cerca de $0,3 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$. Desta forma, a seleção do material que constitui a cápsula não dependerá da sua condutibilidade porque praticamente todos os materiais adequados para o encapsulamento de PCM têm uma condutibilidade superior. Em alternativa, tendo presente a necessidade de minimizar a massa do sistema, o encapsulamento será selecionado com base na sua massa volúmica.

A espessura inicialmente adotada de $1,5 \text{ mm}$ é adequada para o encapsulamento do PCM [58][80], por isso, será mantida nas análises seguintes.

Posto isto, o material selecionado é o polietileno de elevada densidade (HDPE – *High Density Polyethylene*), cuja massa volúmica é menor do que a maioria dos metais. Este material polimérico tem uma massa volúmica de $940 \text{ kg}/\text{m}^3$ e a sua condutibilidade térmica é de $0,4 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$. O HDPE fornece a estabilidade química e estrutural necessária no encapsulamento de tubos de PCM de parafinas [31].

4.4. Seleção do Diâmetro Exterior e Espessura de PCM

Os gráficos seguintes apresentam os resultados de um estudo paramétrico onde, nas condições de dimensionamento, isto é, $T_{\text{ext}} = 25 \text{ °C}$, $\alpha_{\text{ext}} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ e tempo de funcionamento de 10 horas, se fez variar o diâmetro exterior, verificando-se a sua influência na frente de liquefação a partir da superfície exterior do PCM (Figura 47) e na potência média (Figura 48).

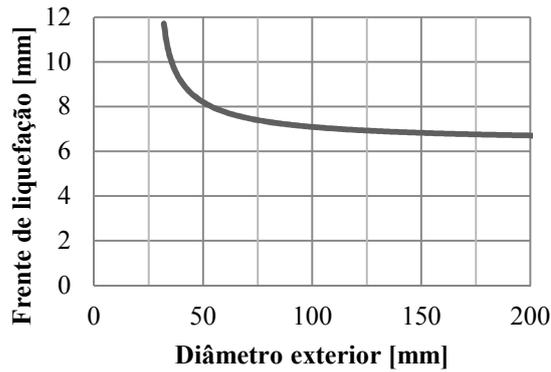


Figura 47 – Variação da frente de liquefação com o diâmetro exterior.

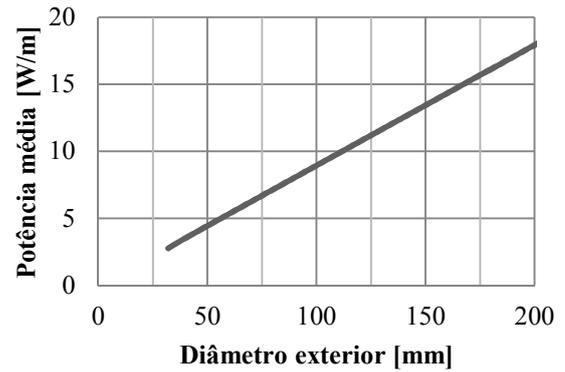


Figura 48 – Variação da potência média com o diâmetro exterior.

Observa-se no gráfico da Figura 47 que a frente de liquefação diminui à medida que o diâmetro exterior aumenta. Para diâmetros exteriores superiores a 50 mm, a diminuição da frente de liquefação é pouco significativa, tendendo para um valor limite. Na prática, se o diâmetro exterior aumentar para valores muito grandes, a geometria pode aproximar-se à de uma placa plana. Assim, pode calcular-se o valor mínimo da frente de liquefação através da equação analítica para uma placa plana, resultando num valor de $s_{\text{ext}} = 6,39$ mm. O diâmetro exterior mínimo, nas condições de dimensionamento, é de 32 mm, pois, para valores inferiores, o PCM liquefaz completamente antes das 10 horas requeridas.

Observando a Figura 48, conclui-se que a potência média de arrefecimento varia de forma diretamente proporcional à área de transferência de calor. Visto isto, no dimensionamento dos dispositivos tubulares de PCM, além da potência média, deve-se também considerar o atravancamento e a massa. Observando a Figura 47 e a Figura 48, conclui-se que a potência máxima ocorre no caso de uma placa plana. Contudo, a sua área efetiva de transferência de calor é menor do que a de um conjunto de dispositivos tubulares, revelando-se essencial considerar no dimensionamento o conjunto de dispositivos e não apenas um dispositivo individualmente.

Define-se, então, um módulo como sendo um conjunto de dispositivos tubulares de $L = 1$ m de comprimento, dispostos em paralelo, que ocupam uma área de $A_{\text{módulo}} = 1$ m². O espaçamento entre tubos é sempre igual ao raio de um tubo, independentemente do diâmetro dos mesmos. Desta forma, pretende-se assegurar que a convecção ocorre em torno de toda a superfície de transferência de calor de cada dispositivo. O espaçamento entre os dispositivos é passível de ser otimizado num trabalho futuro através da análise do escoamento exterior do ar em torno dos dispositivos.

O número de dispositivos de 1 m de comprimento que podem ser instalados num módulo de 1 m² é determinado através da equação (39), onde o valor do diâmetro externo D_{ext} é introduzido em metros.

$$n = \frac{\left(1 - \frac{D_{\text{ext}}}{2}\right)}{\frac{3}{2}D_{\text{ext}}} \quad (39)$$

O diâmetro interior do dispositivo deverá ser tal que a espessura de PCM (e_{PCM}) seja maior ou igual ao s_{ext} para um aproveitamento eficiente de toda a capacidade de armazenamento térmico. O diâmetro interior constitui uma limitação geométrica do dispositivo que influenciará a massa do módulo e o tempo de solidificação necessário para restaurar a capacidade de armazenamento do PCM, no entanto, a sua influência no funcionamento do sistema não é problemática devido à elevada velocidade de mudança de fase.

Na Tabela 8 apresentam-se os resultados de um estudo paramétrico onde se fez variar o diâmetro exterior, calculando-se: o diâmetro interior D_{int} , a espessura de PCM e_{PCM} , a espessura da frente de liquefação s_{ext} , o tempo de solidificação, a potência média absorvida por dispositivo \dot{Q}/L , a energia média absorvida por dispositivo E/L , o número de dispositivos por módulo n , a área efetiva de transferência de calor A_{ef} , a potência média absorvida por módulo $\dot{Q}/A_{\text{módulo}}$, a energia média absorvida por módulo $E/A_{\text{módulo}}$ e a massa do módulo. Os valores foram determinados nas condições de dimensionamento ($T_{\text{ext}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_{\text{ext}} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) e tempo de funcionamento de 10 horas. Para se obter uma estimativa do tempo de solidificação de toda a espessura de PCM, considera-se, nesta análise, que a água circula, durante a noite, à temperatura da rede de 15 °C e a uma velocidade de 0,2 m/s.

Tabela 8 - Valores obtidos no estudo paramétrico com variação do diâmetro exterior.

D_{ext}	D_{int}	e_{PCM}	s_{ext}	Tempo solidificação	$\frac{\dot{Q}}{L}$	$\frac{E}{L}$	Módulo de 1 m ²				
							n	A_{ef}	$\frac{\dot{Q}}{A_{\text{módulo}}}$	$\frac{E}{A_{\text{módulo}}}$	Massa
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[min]	[W/m]	[kJ/m]	-	[m ²]	[W/m ²]	[kJ/m ²]	[kg/m ²]
32	2	12	11,71	135	2,8	99,4	20	2,011	55,2	1987,9	13,61
33	5	11	11	81	2,9	103,4	19	1,970	54,6	1964,4	13,82
34	6	11	10,52	76	3,0	107,0	19	2,029	56,5	2033,5	14,69
35	7	11	10,16	71	3,1	110,5	18	1,979	55,3	1989,4	14,77
36	10	10	9,87	54	3,2	113,9	18	2,036	57,0	2050,9	15,77
37	11	10	9,64	52	3,3	117,3	17	1,976	55,4	1994,5	15,76
38	12	10	9,43	50	3,4	120,7	17	2,029	57,0	2051,4	16,65
39	13	10	9,26	49	3,4	124,0	16	1,960	55,1	1983,7	16,54
40	14	10	9,11	44	3,5	127,3	16	2,011	56,6	2036,7	17,44

Observando a Tabela 8 e analisando as diferentes geometrias caso a caso, pode concluir-se que a geometria assinalada a sombreado ($D_{\text{ext}} = 36 \text{ mm}$ e $e_{\text{PCM}} = 10 \text{ mm}$) é a que melhor satisfaz o compromisso entre potência média, área efetiva de transferência de calor e massa, apresentando o melhor aproveitamento do espaço. Não se selecionou o módulo com dispositivos de $D_{\text{ext}} = 38 \text{ mm}$ uma vez que, apesar de ter a mesma potência média, a sua área efetiva de transferência de calor é menor e a massa é maior. De referir que se o dimensionamento for realizado para um tempo de funcionamento muito menor do que 10 horas, poderão obter-se dimensões muito pequenas, tendendo para soluções de microtecnologia.

O tempo necessário para solidificar todo o PCM de um dispositivo é de 54 minutos, cumprindo-se facilmente a necessidade de solidificar toda a espessura de PCM durante o período noturno, tal como seria de esperar. A potência média e energia média armazenada por módulo são de 57 W/m^2 e 2051 kJ/m^2 (equivalente a cerca de 570 Wh/m^2), respetivamente. Cada módulo de 1 m^2 terá 18 dispositivos, o que significa que cerca de 65% da área do módulo é ocupada por dispositivos. A área efetiva de transferência de calor do módulo é de cerca de 2 m^2 , tendo uma massa de cerca de 15,8 kg. De referir que no cálculo da massa apenas se tem em consideração os dispositivos tubulares e não o acréscimo de peso que toda a estrutura de suporte e fixação no teto implica.

Os dispositivos foram dimensionados para uma temperatura média constante de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, não obstante, é útil conhecer o seu comportamento em diferentes condições, permitindo ao projetista de sistemas AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) adaptar o sistema a outras condições de temperatura média do ar, temperatura de entrada e velocidade de escoamento da água. As condições de escoamento do ar interior $\alpha_{\text{ext}} = 10 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$, assim como o tempo de funcionamento de 10 horas, utilizadas no dimensionamento mantêm-se. Tal é apresentado seguidamente nos gráficos da Figura 49 à Figura 52.

A carga térmica absorvida por cada módulo e o tempo de liquefação do PCM apresentam-se em função da temperatura média do ar na Figura 49 e Figura 50, respetivamente.

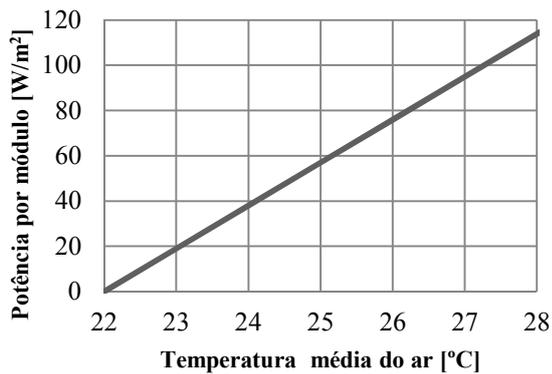


Figura 49 - Variação da potência média por módulo com a temperatura média do ar.

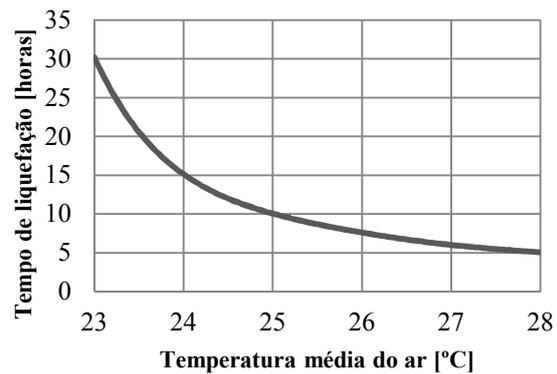


Figura 50 - Variação do tempo de liquefação com a temperatura média do ar.

A energia média absorvida, igual para todas as temperaturas, é de cerca de 570 Wh/m^2 .

O tempo de solidificação em função da temperatura de entrada da água e da velocidade de escoamento é apresentado na Figura 51. Considera-se a superfície da cápsula de HDPE é lisa e, como tal, a rugosidade equivalente é nula [81]. A velocidade de circulação da água deverá ser menor do que 1 m/s para evitar problemas de ruído e elevada perda de carga.

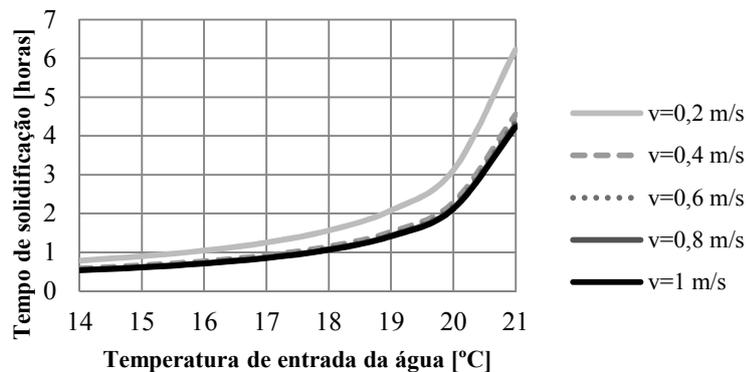


Figura 51 - Variação do tempo de solidificação com a temperatura de entrada e da velocidade da água.

Na Figura 51 observa-se que com o aumento da temperatura média da água, o tempo de solidificação aumenta. Por outro lado, com o aumento da velocidade de circulação e, conseqüentemente, do coeficiente de convecção do escoamento de água, o tempo de solidificação diminui.

A temperatura de orvalho, isto é, a temperatura do ar à qual ocorre o fenómeno de condensação, depende, entre outros fatores, da temperatura de bolbo seco e da humidade relativa do ar. O conhecimento e o controlo do valor destas variáveis são importantes para a determinação da temperatura da água. Nas condições de temperatura de bolbo seco do ar entre 25 e 26 °C e humidade relativa de 50% , aconselha-se que a temperatura da água seja mantida

em valores iguais ou superiores a 15 °C e que o período de tempo de circulação da água não ultrapasse o tempo aconselhado. Se tal ocorrer, o PCM poderá arrefecer demasiado, aumentando a probabilidade de ocorrência de condensações na superfície exterior dos dispositivos e levando à perda da capacidade de armazenamento de energia latente, essencial durante o dia.

A Figura 52 apresenta a perda de carga em linha de um módulo em função da velocidade de entrada da água.

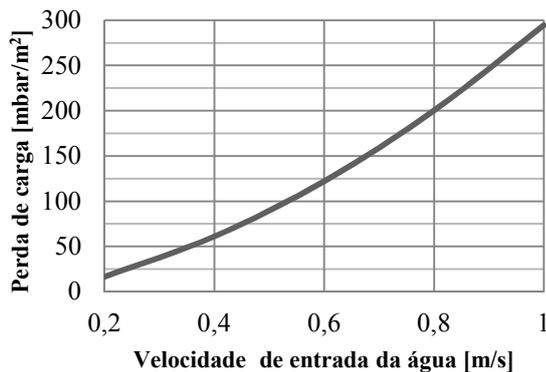


Figura 52 - Variação da perda de carga por módulo com a velocidade da água.

Como seria de prever, com o aumento da velocidade, a perda de carga induzida no escoamento aumenta. De relembrar que não foram consideradas as perdas de carga localizadas, pelo que os valores reais serão mais elevados do que aqueles apresentados na Figura 52. Nestas condições, considerando uma pressão da rede de cerca de 1500 mbar e uma velocidade de entrada da água de 0,2 m/s, conclui-se que não existe necessidade de circulação forçada da água até um número de cerca de 91 módulos.

4.5. Dimensões Ótimas em Função da Temperatura do Ar

Nesta secção apresentam-se dimensões ótimas dos dispositivos seleccionadas para temperaturas médias do ar diferentes de 25 °C. O mesmo processo de dimensionamento apresentado na secção anterior foi seguido, mantendo as condições de dimensionamento de $\alpha_{\text{ext}} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ e tempo de funcionamento de 10 horas. Apresentam-se na Figura 53 e Figura 54 as características dimensionais (diâmetro exterior e espessura do PCM, respetivamente) e na Figura 55 e Figura 57 as características de desempenho (potência média e tempo de solidificação com a temperatura de entrada de 15 °C e velocidade da água de 0,2 m/s, respetivamente) dos novos dispositivos.

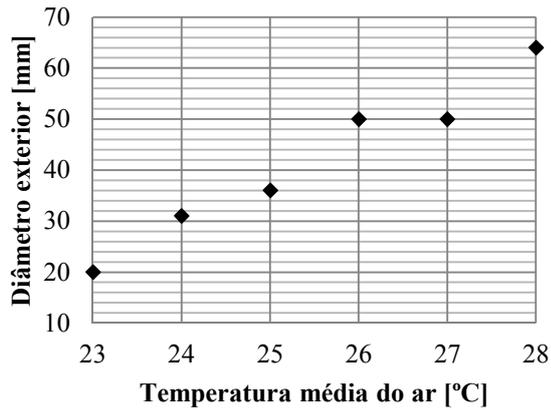


Figura 53 - Diâmetro exterior ótimo dimensionado para cada temperatura média do ar.

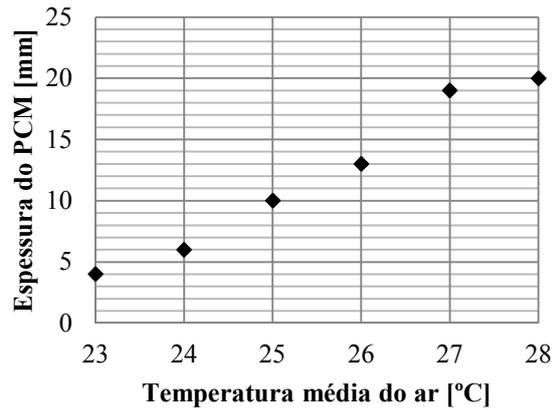


Figura 54 - Espessura ótima do PCM dimensionado para cada temperatura média do ar.

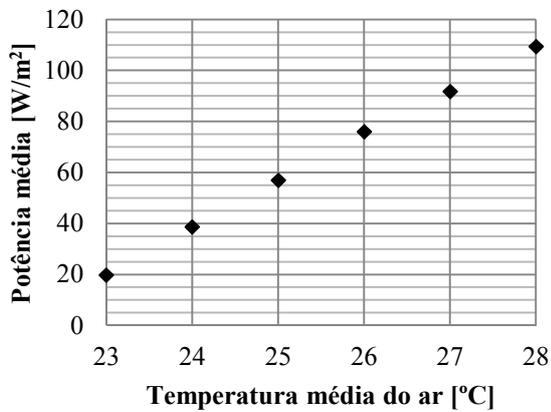


Figura 55 - Potência média de cada módulo dimensionado para cada temperatura média do ar.

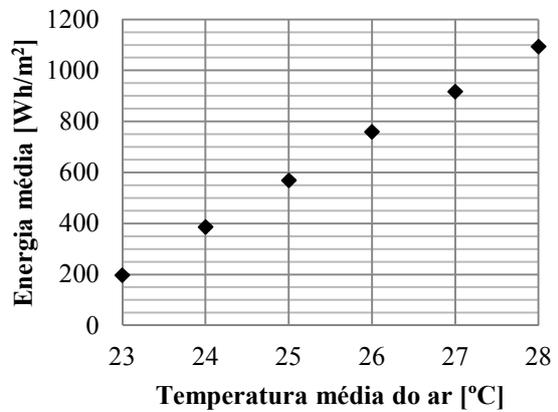


Figura 56 - Energia média de cada módulo dimensionado para cada temperatura média do ar.

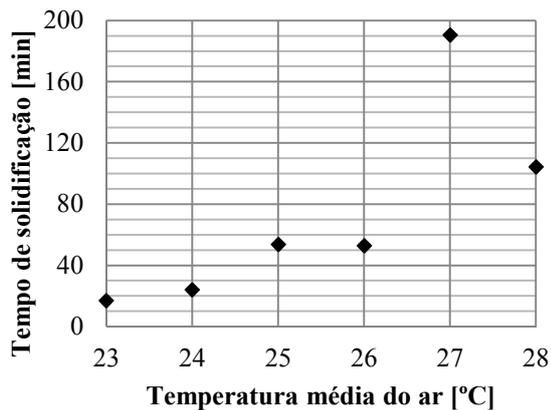


Figura 57 - Tempo de solidificação de cada dispositivo dimensionado para cada temperatura média do ar.

No Anexo F encontram-se os resultados das figuras anteriores em forma tabelar.

4.6. Resumo das Características do Sistema

Nesta secção resumem-se as características do sistema de teto arrefecido integrando PCM, dimensionado neste trabalho para a temperatura média do ar interior T_{ext} . São apresentadas as características de desempenho, materiais constituintes, características geométricas e a massa.

4.6.1. Desempenho

- Potência média de 57 W/m^2 ;
- Energia média de 570 Wh/m^2 ;
- Tempo de solidificação de 54 minutos.

4.6.2. Materiais

- Compósito PCM-Grafite:
 - Parafina heptadecano impregnada numa matriz gráfica;
- Encapsulamento:
 - HDPE.

4.6.3. Geometria

- Área de um módulo de 1 m^2 ;
- 18 dispositivos tubulares por módulo com espaçamento de 18 mm;
- Área efetiva de transferência de calor de 2 m^2 ;
- Percentagem de área de módulo ocupada por dispositivos de 65 %;
- Dispositivo:
 - Diâmetro exterior: $D_{ext} = 36 \text{ mm}$;
 - Diâmetro interior: $D_{int} = 10 \text{ mm}$;
 - Espessura do PCM: $e_{PCM} = 10 \text{ mm}$;
 - Comprimento do dispositivo: $L = 1 \text{ m}$;
 - Espessura da parede da cápsula: $d_{wall} = 1,5 \text{ mm}$;

4.6.4. Massa

- Massa de um módulo com água: $15,8 \text{ kg/m}^2$;
- Massa de um módulo sem água: $14,4 \text{ kg/m}^2$;
- Volume de água por módulo: $1,4 \text{ l/m}^2$.

5. Considerações de Anteprojeto

Conteúdo do Capítulo

Neste capítulo são apresentadas recomendações de anteprojeto, abordando o procedimento que deve ser seguido para dimensionar um sistema de teto arrefecido com PCMs. Vantagens e inconvenientes deste sistema são assinalados no final deste capítulo.

5.1. Processo de Dimensionamento

Através de estudos paramétricos, realizou-se o dimensionamento de um sistema de teto arrefecido com PCM que permite, em combinação com um sistema de arrefecimento convencional, reduzir as flutuações e os picos de temperatura do ar no interior de um edifício de serviços de envolvente de inércia fraca. O trabalho realizado foi de natureza exploratória, no entanto, baseados nesta aprendizagem, é agora possível referir os passos que devem ser dados para o dimensionamento de um sistema deste tipo.

Para dimensionar um sistema de teto arrefecido com PCMs é necessário considerar os seguintes fatores:

1. Dados fornecidos:
 - a. Gama de temperaturas do interior do edifício, no verão;
 - b. Regime do escoamento do ar: natural ou forçado;
 - c. Número de horas de arrefecimento durante o dia;
2. Requisitos:
 - a. Temperatura à qual o sistema de climatização controla o ar;
3. Limitações:
 - a. Período de liquefação e solidificação;
 - b. Temperatura de orvalho evitando-se o fenómeno de condensação durante o período de solidificação do PCM;
 - c. Atravancamento;
 - d. Massa;

4. Variáveis de projeto:

- a. Potência média e energia média de arrefecimento;
- b. Geometria dos dispositivos tubulares;
- c. Área efetiva de transferência de calor;
- d. Espaçamento entre dispositivos;
- e. Materiais constituintes.

O procedimento que se recomenda para dimensionar um sistema de teto arrefecido começa com a predefinição da temperatura média do ar interior de dimensionamento, do regime de escoamento do ar (natural ou forçado) e do período diário de funcionamento. Segue-se a pré-seleção do PCM, a predefinição de um material constituinte da cápsula de baixa massa volúmica (e.g. HDPE), da sua espessura e do espaçamento entre dispositivos. Na ausência de sistemas que promovam a circulação forçada do ar, é necessário aumentar a condutibilidade do PCM pela aplicação de uma técnica de intensificação desta propriedade térmica, tal como a impregnação do PCM numa matriz grafitica. Seguidamente, determinam-se as frentes de liquefação para valores de diâmetros exteriores sucessivamente mais elevados. Para cada diâmetro exterior é determinado um diâmetro interior de modo que a espessura de PCM seja igual ou maior do que a frente de liquefação. Para cada geometria é calculada a potência média, área efetiva de transferência de calor e a massa, por módulo de 1 m^2 , e seleciona-se aquela que melhor satisfaz o compromisso entre esses três parâmetros. A otimização da configuração dos dispositivos e dos materiais selecionados deve ser realizada.

Este procedimento é apresentado de forma sumária no diagrama da Figura 58.

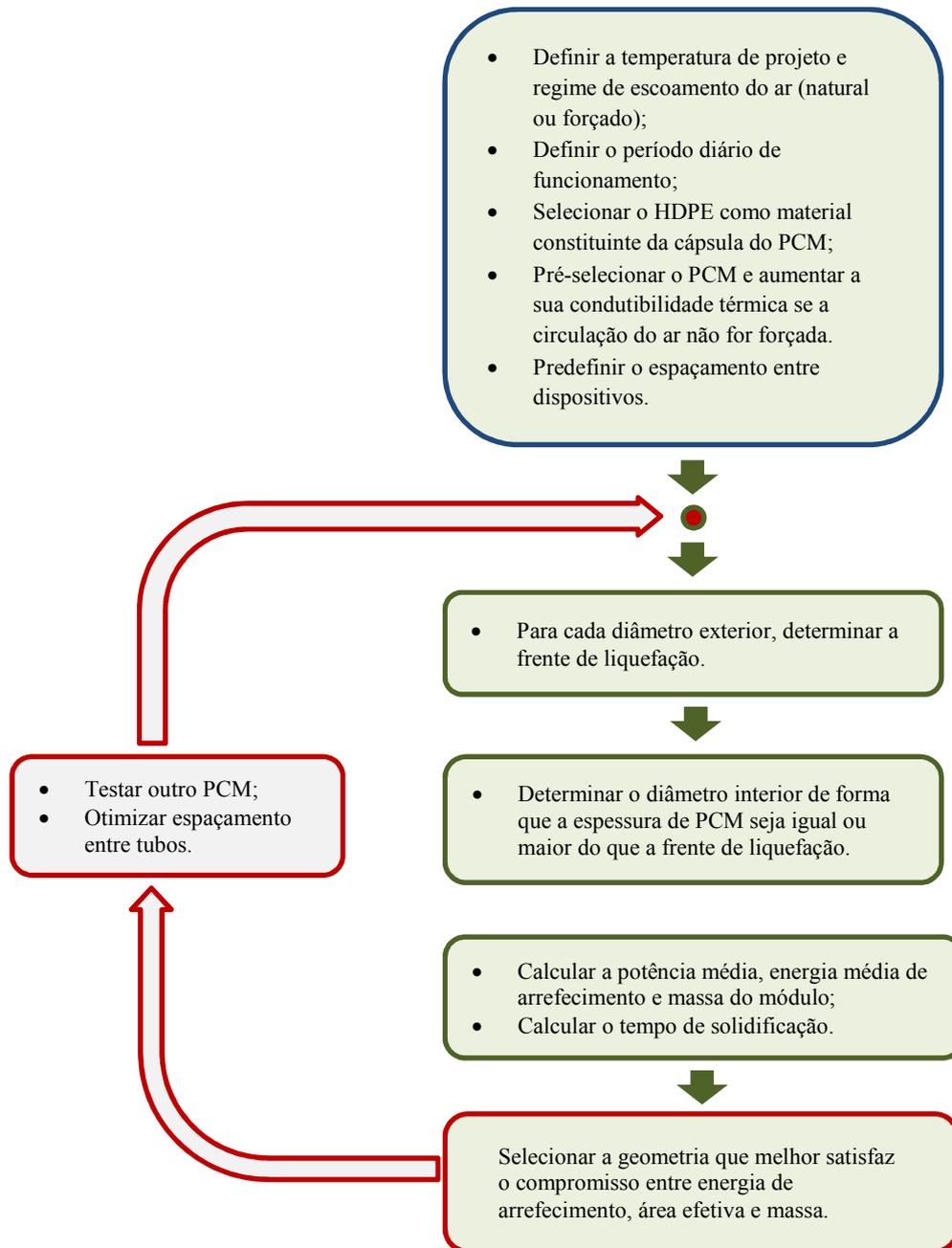


Figura 58 - Processo recomendado para o dimensionamento de um sistema de teto arrefecido com PCM.

5.2. Vantagens e Inconvenientes do Sistema

O sistema de teto arrefecido com PCM desenvolvido neste trabalho tem, comparativamente com um sistema de teto radiante com circulação de água convencional, as seguintes vantagens:

- Obtém-se uma maior inércia térmica da envolvente do edifício porque a capacidade térmica do PCM é mais elevada do que a da água que circula num sistema convencional. Este fator é especialmente importante nos edifícios com envolvente de inércia fraca, cada vez mais comuns. Consegue-se uma maior suavização da flutuação

da temperatura do ar, que leva à diminuição do consumo energético para arrefecimento e ao aumento do nível de conforto dos ocupantes.

- Não existe necessidade de utilização de energia, ao contrário de um sistema convencional, que consome energia continuamente durante o dia para arrefecer a água. No caso de o circuito de água do sistema de PCM ser fechado, a poupança energética é menor, pois existe consumo energético na bombagem e no arrefecimento da água pelo sistema auxiliar.

As suas desvantagens, comparativamente com um sistema convencional, são as seguintes:

- A carga térmica absorvida pelo sistema de PCM é menor. A uma temperatura média do ar de 26 °C, um sistema convencional pode absorver até cerca de 85 W/m² de carga térmica sensível [82] enquanto que o sistema de PCM dimensionado para esta temperatura, absorve cerca de 76 W/m² (ver Figura 55).
- A circulação da água em circuito aberto, no período noturno, implica a perda de água com potencial energético. É essencial encontrarem-se formas de utilização da água que sai do sistema, nomeadamente em sistemas de AQS.
- A massa de um módulo de 1 m² é mais elevada, devido à presença do PCM. É importante lembrar que a massa referido ao longo deste trabalho apenas tem em consideração os dispositivos tubulares ignorando-se a massa da estrutura de suporte e fixação no teto.

Um sistema de teto arrefecido com PCM e um sistema convencional têm em comum o facto de apenas terem capacidade de absorver carga térmica sensível do espaço. Existe, assim, necessidade de utilização de outros sistemas de arrefecimento, nomeadamente, sistemas de ventilação, se a carga latente do espaço climatizado tiver um peso importante na carga térmica total.

O sistema de teto arrefecido com PCM desenvolvido por Koschenz e Lehmann [83], apresentado na Secção 1.3.6, que serve como referência deste tipo de sistemas na literatura científica, armazena uma energia média de 290 Wh/m² durante cerca de 7,5 horas, correspondendo a uma potência média de cerca de 39 W, entre as temperaturas interiores de 20 a 24 °C. O sistema dimensionado neste trabalho para uma temperatura média de 24 °C, tem praticamente o mesmo desempenho térmico, armazenando cerca de 390 Wh/m² durante 10 horas, correspondendo igualmente a uma potência de cerca de 39 W.

Comparativamente com sistemas passivos de armazenamento térmico convencionais, tal como as paredes de trombe, o sistema desenvolvido neste trabalho tem uma maior capacidade de adaptação a diferentes condições de funcionamento.

Embora a quantidade e a complexidade dos estudos sobre materiais de armazenamento energético seja cada vez maior, ainda existe, atualmente, dificuldade de acesso a PCMs e algumas das suas propriedades ainda não estão disponíveis na literatura, sendo muitas vezes necessário produzir-se o próprio PCM. No sistema desenvolvido neste trabalho, esse é outro inconveniente pois não foi selecionado um PCM fornecido por uma marca comercial.

6. Conclusões

Neste trabalho foi dimensionado um sistema de teto arrefecido com dispositivos tubulares de material de mudança de fase (PCM, do inglês *Phase Change Material*) que serve de apoio a um sistema de climatização convencional instalado num edifício típico de serviços. O PCM usado foi uma parafina heptadecano. Para esse fim, foram estudados os modelos que permitem a simulação da mudança de fase de um PCM, nomeadamente os modelos analíticos e numéricos. Devido ao facto do sistema funcionar sempre na zona de mudança de fase e da geometria dos dispositivos permitir uma solução analítica, os modelos analíticos revelam-se os mais adequados para a realização dos estudos efetuados no presente trabalho, permitindo a elaboração de análises expeditas de dimensionamento.

Através de estudos paramétricos das variáveis térmicas e dimensionais intervenientes no processo físico de transferência de calor, concluiu-se que a baixa condutibilidade térmica do PCM de parafina heptadecano que foi selecionado é limitativa do armazenamento térmico. Assim, dado que não se prevê a existência de sistemas que promovam a circulação do ar, foi necessário utilizar um compósito PCM-Grafite, obtendo-se um material com capacidade de armazenamento térmico e de maior condutibilidade térmica do que o PCM puro. A potência absorvida é independente da condutibilidade térmica para valores superiores a $5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, pelo que foi este o valor selecionado para a condutibilidade térmica do compósito PCM-Grafite. Concluiu-se, também, que a potência média absorvida e a frente de liquefação do PCM, no final de 10 horas, são independentes da condutibilidade térmica do encapsulamento para valores superiores a cerca de $0,3 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Tendo presente a minimização da massa, o material da cápsula foi selecionado com base na sua massa volúmica. Deste modo, selecionou-se o polietileno de elevada densidade (HDPE, do inglês *High Density Polyethylene*), com condutibilidade térmica de $0,4 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, cuja massa volúmica é menor do que a maioria dos metais.

Com o aumento do diâmetro exterior, a frente de liquefação do PCM diminui, tendendo para o valor limite de 6,39 mm. Por outro lado, a potência de arrefecimento aumenta de forma

diretamente proporcional ao diâmetro exterior. Assim, o critério de dimensionamento não deve ser apenas a potência absorvida, mas também o atravancamento e a massa. Definiu-se uma configuração dos dispositivos tubulares em paralelo, com espaçamento igual a um raio de tubo, instalados em módulos de 1 m^2 . A configuração dos dispositivos foi arbitrada, pelo que é passível de otimização. Os diâmetros exterior e interior que melhor satisfazem o compromisso entre energia de arrefecimento, área efetiva de transferência de calor e massa, para uma temperatura média interior de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, são de 36 mm e 10 mm, respetivamente, e uma espessura de PCM de 10 mm. Cada módulo de 1 m^2 tem uma massa 15,8 kg, sendo constituído por 18 dispositivos com 18 mm de espaçamento entre si. Com uma temperatura média do ar interior de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, cada módulo absorve uma energia de 570 Wh em 10 horas, correspondendo a uma carga térmica sensível média absorvida de 57 W/m^2 . Com base neste resultado, recomenda-se a utilização deste sistema como apoio a um sistema de AVAC convencional.

Para dimensionar um sistema de teto arrefecido com dispositivos tubulares de PCM sugerem-se os seguintes passos:

- i. Predefinição dos seguintes parâmetros: condições de temperatura do ar interior de projeto e regime de escoamento do ar (natural ou forçado), período diário de funcionamento, PCM a utilizar, material constituinte da cápsula de baixa massa volumica e espaçamento entre dispositivos.
- ii. Na ausência de sistemas que promovam a circulação forçada do ar, aumentar a condutibilidade do PCM pela aplicação de uma técnica de intensificação desta propriedade física, tal como a impregnação do PCM numa matriz grafitica.
- iii. Determinação das frentes de liquefação para valores de diâmetros exteriores sucessivamente mais elevados. Para cada diâmetro exterior é selecionado um diâmetro interior de modo que a espessura de PCM seja igual ou maior do que a frente de liquefação.
- iv. Para cada geometria, calcular a potência média absorvida, a área efetiva de transferência de calor e a massa, por módulo de 1 m^2 . Deve ser selecionada aquela solução que melhor satisfaz o compromisso entre esses três parâmetros.
- v. Otimização da configuração dos dispositivos e dos materiais selecionados.

O sistema dimensionado neste trabalho é adaptativo a várias condições de funcionamento, o que se revela uma vantagem sobre sistemas passivos de armazenamento térmico convencionais, tais como paredes de trombe. O seu desempenho térmico é equivalente ao de

outros sistemas de teto arrefecido com PCMs estudados na literatura. O sistema de teto arrefecido com PCM dimensionado neste trabalho permite a obtenção de uma maior inércia térmica do edifício e utiliza menos energia, quando comparado com um sistema de teto arrefecido convencional com circulação de água. Por outro lado, a carga térmica absorvida pelo sistema com PCM é menor, a massa é mais elevada e existem perdas de água devido à circulação em circuito aberto. Finalmente, pode concluir-se que o sistema armazena energia que não terá que ser vencida pelo sistema AVAC, permanecendo, no entanto, por avaliar o seu impacto na utilização final de energia.

6.1. Limitações Encontradas

As principais limitações deste trabalho dizem respeito à simulação do fenómeno de mudança de fase do PCM. O método analítico é um método que despreza o armazenamento sensível e ignora a existência da zona pastosa do PCM na mudança de fase. Apesar destes fatores serem pouco influentes na aplicação estudada, o uso de métodos mais complexos que tenham em consideração estes parâmetros poderá permitir a obtenção de soluções mais próximas da realidade.

O valor exato ou a variação das propriedades físicas do PCM e do compósito PCM-Grafite com a temperatura não são conhecidos e alguns valores da literatura não foram experimentalmente validados.

6.2. Trabalhos Futuros

Devido à natureza iterativa do dimensionamento e ao período de tempo de trabalho limitado, não foi possível aprofundar todos assuntos intervenientes neste trabalho. Assim, sugere-se que as seguintes tarefas sejam realizadas no futuro, servindo este trabalho apenas como o início do desenvolvimento de um sistema de arrefecimento energeticamente eficiente, amigo do ambiente e economicamente apelativo:

- 1) Avaliar o impacto do sistema na redução da utilização de energia do sistema AVAC;
- 2) Otimizar a configuração dos módulos, nomeadamente, o espaçamento entre os dispositivos;
- 3) Otimizar o compósito PCM-Grafite através da seleção de um melhor PCM e do estudo detalhado e experimental da aplicação da matriz gráfitica;
- 4) Desenvolver a estrutura de suporte dos módulos e o circuito hidráulico;

- 5) Desenvolver soluções de diminuição da massa, nomeadamente através de seleção de novos materiais e otimização das dimensões;
- 6) Testar o sistema em regime dinâmico com recurso a um *software* dedicado e a dados climáticos fiéis à realidade;
- 7) Estudar a viabilidade do uso deste sistema no aquecimento do ar interior;
- 8) Aplicar diferentes métodos de simulação da mudança de fase, nomeadamente o uso de modelos numéricos que considerem a convecção natural na fase líquida, permitindo resultados quantitativos mais próximos da realidade;
- 9) Realizar um estudo aprofundado sobre os custos associados.

Referências e Bibliografia

- [1] Beyond Petroleum (BP), “Statistical Review of World Energy 2012.” [Online]. Available: http://www.bp.com/assets/bp_internet/globalbp/globalbp_uk_english/reports_and_publications/statistical_energy_review_2011/STAGING/local_assets/pdf/statistical_review_of_world_energy_full_report_2012.pdf.
- [2] G. Boyle, *Renewable energy*, vol. 2nd ed. Oxford: Oxford University Press, 2004, p. XI, 452 p.–XI, 452 p.
- [3] Intergovernmental Panel on Climate Change, “IPCC Climate Change 2007: Synthesis Report.” [Online]. Available: http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4_syr.pdf.
- [4] M. I. C. Hoffert KenBenford, GregoryCriswell, David R.Green, ChristopherHerzog, HowardJain, Atul K.Kheshgi, Haroon S.Lackner, Klaus S.Lewis, John S.Lightfoot, H. DouglasManheimer, WallaceMankins, John C.Mauel, Michael E.Perkins, L. JohnSchlesinger, Michael E.Volk, “Advanced Technology Paths to Global Climate Stability: Energy for a Greenhouse Planet.,” *Science*, vol. 298, no. 5595, p. 981, Nov. 2002.
- [5] Statoil, “Statoil - Leading the World in Carbon Capture and Storage,” 2013. [Online]. Available: <http://www.statoil.com/en/technologyinnovation/newenergy/co2management/pages/carboncapture.aspx>.
- [6] B. Sorensen, “Renewable energy physics, engineering, environmental impacts, economics & planning,” vol. 4th ed. Academic Press, Burlington, MA, p. XVIII, 954 p.–XVIII, 954 p., 2011.
- [7] J. Lovelock, “A vingança de Gaia porque está a Terra a retaliar - e como ainda podemos salvar a Humanidade.” Gradiva, Lisboa, p. 243 p.–243 p.
- [8] “Nordpool Market,” 2013. [Online]. Available: <http://www.nordpoolspot.com/>.
- [9] “Autocarro do Porto movido a pilhas de combustível,” 2013. [Online]. Available: http://www.infopedia.pt/mostra_imagem.jsp?recid=451.
- [10] “Churchill Gardens accumulator tower,” 2013. [Online]. Available: <http://www.geograph.org.uk/photo/2321693>.
- [11] “CALMAC - Thermal Energy Storage ICEBANK®,” 2013.
- [12] “Eurostat.” [Online]. Available: <http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home>.
- [13] DGEG, “Inquérito ao Consumo de Energia no Setor Doméstico,” 2010. [Online]. Available: <http://www.dgeg.pt?cr=12563>.
- [14] “The PassivHaus Standard,” 2013. [Online]. Available: <http://www.passivhaus.org.uk/standard.jsp?id=122>.
- [15] “Building Research Establishment’s Environmental Assessment method,” 2013.

- [16] “Leadership in Energy and Environmental Design,” 2013.
- [17] R. American Society of Heating and E. Air-Conditioning, *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, 2005. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers: , 2005, p. Pag. var–Pag. var.
- [18] “PassivHaus - Plummerswood, Scotland,” 2013. [Online]. Available: http://www.passivhaustrust.org.uk/event_detail.php?eId=124#Plummerswood.
- [19] C. Europeia, “EPDB - Diretiva 2002/91/UE de 16 de Dezembro de 2002 relativa ao desempenho energético dos edifícios.”
- [20] “Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior nos Edifícios - Decreto-Lei 78/2006 de 4 de Abril.”
- [21] C. Europeia, “EPDB - Diretiva 2010/31/UE de 19 de Maio 2010 relativa ao desempenho energético dos edifícios.”
- [22] A. F. Regin, S. C. Solanki, and J. S. Saini, “Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 9, pp. 2438–2451, 2008.
- [23] L. Xia, P. Zhang, and R. Z. Wang, “Numerical heat transfer analysis of the packed bed latent heat storage system based on an effective packed bed model,” *Energy*, vol. 35, no. 5, pp. 2022–2032, May 2010.
- [24] Y. Zhang, G. Zhou, K. Lin, Q. Zhang, and H. Di, “Application of latent heat thermal energy storage in buildings: State-of-the-art and outlook,” *Building and Environment*, vol. 42, no. 6, pp. 2197–2209, 2007.
- [25] V. Alexiades and A. D. Solomon, *Mathematical Modeling of Melting and Freezing Processes*. Hemisphere Publ., 1993.
- [26] F. Kuznik and J. Virgone, “Experimental investigation of wallboard containing phase change material: Data for validation of numerical modeling,” *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 5, pp. 561–570, May 2009.
- [27] N. Soares, J. J. Costa, A. R. Gaspar, and P. Santos, “Review of passive PCM latent heat thermal energy storage systems towards buildings’ energy efficiency,” *Energy and Buildings*, vol. 59, no. 0, pp. 82–103, Apr. 2013.
- [28] “Microtek Labs.” [Online]. Available: <http://www.microteklabs.com/how-they-work.html>.
- [29] V. V Tyagi and D. Buddhi, “PCM thermal storage in buildings: A state of art,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, no. 6, pp. 1146–1166, 2007.
- [30] A. Sharma, V. V Tyagi, C. R. Chen, and D. Buddhi, “Review on thermal energy storage with phase change materials and applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 2, pp. 318–345, 2009.
- [31] H. Mehling and L. Cabeza, *Heat and Cold Storage with PCM*. Springer, 2008.
- [32] F. P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*, vol. 6th ed. Danvers: John Wiley & Sons, 2007, p. XXV, 997 p.–XXV, 997 p.
- [33] D. Fernandes, F. Pitié, G. Cáceres, and J. Baeyens, “Thermal energy storage: ‘How previous findings determine current research priorities’,” *Energy*, vol. 39, no. 1, pp. 246–257, Mar. 2012.

- [34] H. Ge, H. Li, S. Mei, and J. Liu, "Low melting point liquid metal as a new class of phase change material: An emerging frontier in energy area," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 21, no. 0, pp. 331–346, May 2013.
- [35] Ashrae, *ANSI/ASHRAE Standard 55-2004, Thermal Comfort Conditions for Human Occupancy*. American Society of Heating, Air-Conditioning, and Refrigeration Engineers, Inc., 2004.
- [36] D. Banu, D. Feldman, and D. Hawes, "Evaluation of thermal storage as latent heat in phase change material wallboard by differential scanning calorimetry and large scale thermal testing," *Thermochimica Acta*, vol. 317, no. 1, pp. 39–45, Jul. 1998.
- [37] E. Osterman, V. V Tyagi, V. Butala, N. A. Rahim, and U. Stritih, "Review of PCM based cooling technologies for buildings," *Energy and Buildings*, vol. 49, no. 0, pp. 37–49, 2012.
- [38] M. Koschenz and B. Lehmann, "Development of a thermally activated ceiling panel with PCM for application in lightweight and retrofitted buildings," *Energy and Buildings*, vol. 36, no. 6, pp. 567–578, Jun. 2004.
- [39] TEAP, "TEAP PCMs Data Sheet," 2013. [Online]. Available: <http://www.teappcm.com/products.htm>.
- [40] S. Scalat, D. Banu, D. Hawes, J. Parish, F. Haghigata, and D. Feldman, "Full scale thermal testing of latent heat storage in wallboard," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 44, no. 1, pp. 49–61, Oct. 1996.
- [41] D. Zhou, C. Y. Zhao, and Y. Tian, "Review on thermal energy storage with phase change materials (PCMs) in building applications," *Applied Energy*, vol. 92, no. 0, pp. 593–605, Apr. 2012.
- [42] Rubitherm GmbH, "Rubitherm SP 21 E Data Sheet," 2013. [Online]. Available: http://www.rubitherm.de/english/download/latent_heat_blend_sp21e_ds.pdf.
- [43] L. Shilei, Z. Neng, and F. Guohui, "Impact of phase change wall room on indoor thermal environment in winter," *Energy and Buildings*, vol. 38, no. 1, pp. 18–24, Jan. 2006.
- [44] Climator, "Climator ClimSel C21 Data Sheet," 2013. [Online]. Available: <http://www.climator.com/files/products/climsel-c21.pdf>.
- [45] Rubitherm GmbH, "Rubitherm RT21 Data Sheet," 2013. [Online]. Available: http://www.rubitherm.de/english/download/techdata_RT21_en.pdf.
- [46] B. Zalba, J. M. Marín, L. F. Cabeza, and H. Mehling, "Free-cooling of buildings with phase change materials," *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, no. 8, pp. 839–849, Dec. 2004.
- [47] Climator, "Climator ClimSel C24 Data Sheet," 2013. [Online]. Available: <http://www.climator.com/files/products/climsel-c24.pdf>.
- [48] Rubitherm GmbH, "Rubitherm SP25 A8 Data Sheet," 2013. .
- [49] B. Zalba, J. M. Marín, L. F. Cabeza, and H. Mehling, "Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 3, pp. 251–283, 2003.
- [50] K. A. R. Ismail and J. N. C. Castro, "PCM thermal insulation in buildings," *International Journal of Energy Research*, vol. 21, no. 14, pp. 1281–1296, 1997.
- [51] Rubitherm GmbH, "Rubitherm SP26 A9 Data Sheet," 2013. [Online]. Available: http://www.rubitherm.de/english/download/latent_heat_blend_sp26_ds.pdf.

- [52] Rubitherm GmbH, “Rubitherm RT27 Data Sheet,” 2013. [Online]. Available: http://www.rubitherm.de/english/download/techdata_RT27_en.pdf.
- [53] Climator, “Climator ClimSel C28 Data Sheet,” 2013. [Online]. Available: <http://www.climator.com/files/products/climsel-c28.pdf>.
- [54] Rubitherm GmbH, “Rubitherm RT28 HC Data Sheet,” 2013. [Online]. Available: http://www.rubitherm.de/english/download/Tec-dat_RT_28_HC_engl.pdf.
- [55] V. V Tyagi, S. C. Kaushik, S. K. Tyagi, and T. Akiyama, “Development of phase change materials based microencapsulated technology for buildings: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 2, pp. 1373–1391, Feb. 2011.
- [56] X. Wang and J. Niu, “Performance of cooled-ceiling operating with MPCM slurry,” *Energy Conversion and Management*, vol. 50, no. 3, pp. 583–591, 2009.
- [57] S. Jegadheeswaran and S. D. Pohekar, “Performance enhancement in latent heat thermal storage system: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 9, pp. 2225–2244, Dec. 2009.
- [58] J. H. M. Neto, E. Maldonado, M. Borges, and M. Lima, “Elaboration and Experimental Validation of a Simplified Model for Encapsulated Ice Tanks Using a Bench Simulation Test Facility,” *HVAC&R Research*, vol. 10, no. 3, pp. 367–388, Jul. 2004.
- [59] E. M. Alawadhi and H. J. Alqallaf, “Building roof with conical holes containing PCM to reduce the cooling load: Numerical study,” *Energy Conversion and Management*, vol. 52, no. 8–9, pp. 2958–2964, Aug. 2011.
- [60] F. Kuznik, J. Virgone, and J. Noel, “Optimization of a phase change material wallboard for building use,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 11–12, pp. 1291–1298, Aug. 2008.
- [61] F. Kuznik, J. Virgone, and J.-J. Roux, “Energetic efficiency of room wall containing PCM wallboard: A full-scale experimental investigation,” *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 2, pp. 148–156, 2008.
- [62] A. K. Athienitis and Y. Chen, “The effect of solar radiation on dynamic thermal performance of floor heating systems,” *Solar Energy*, vol. 69, no. 3, pp. 229–237, 2000.
- [63] I. Cerón, J. Neila, and M. Khayet, “Experimental tile with phase change materials (PCM) for building use,” *Energy and Buildings*, vol. 43, no. 8, pp. 1869–1874, Aug. 2011.
- [64] J. R. Turnpenny, D. W. Etheridge, and D. A. Reay, “Novel ventilation cooling system for reducing air conditioning in buildings.: Part I: testing and theoretical modelling,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, no. 11, pp. 1019–1037, 2000.
- [65] J. R. Turnpenny, D. W. Etheridge, and D. A. Reay, “Novel ventilation system for reducing air conditioning in buildings. Part II: testing of prototype,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, no. 12, pp. 1203–1217, 2001.
- [66] K. Yanbing, J. Yi, and Z. Yinping, “Modeling and experimental study on an innovative passive cooling system—NVP system,” *Energy and Buildings*, vol. 35, no. 4, pp. 417–425, 2003.
- [67] C. Tzivanidis, K. A. Antonopoulos, and E. D. Kravvaritis, “Parametric analysis of space cooling systems based on night ceiling cooling with PCM-embedded piping,” *International Journal of Energy Research*, vol. 36, no. 1, pp. 18–35, Jan. 2012.
- [68] H. Baehr and K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer-Verlag GmbH, 2010.
- [69] S. V Patankar, “Numerical heat transfer and fluid flow .” Hemisphere Publishing Corporation , Washington , p. XIII, 197 p.–XIII, 197 p., 1980.

-
- [70] V. Antony Aroul Raj and R. Velraj, "Heat transfer and pressure drop studies on a PCM-heat exchanger module for free cooling applications," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, no. 8, pp. 1573–1582, 2011.
- [71] J. R. Balikowski and J. C. Mollendorf, "Performance of Phase Change Materials in a Horizontal Annulus of a Double-Pipe Heat Exchanger in a Water-Circulating Loop," *Journal of Heat Transfer*, vol. 129, no. 3, pp. 265–272, Mar. 2007.
- [72] E. D. Kravvaritis, K. A. Antonopoulos, and C. Tzivanidis, "Experimental determination of the effective thermal capacity function and other thermal properties for various phase change materials using the thermal delay method," *Applied Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 4459–4469, 2011.
- [73] M. Zukowski, "Mathematical modeling and numerical simulation of a short term thermal energy storage system using phase change material for heating applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 1, pp. 155–165, Jan. 2007.
- [74] V. R. Voller, "FAST IMPLICIT FINITE-DIFFERENCE METHOD FOR THE ANALYSIS OF PHASE CHANGE PROBLEMS," *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, vol. 17, no. 2, pp. 155–169, Jan. 1990.
- [75] P. Lamberg, R. Lehtiniemi, and A.-M. Henell, "Numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, no. 3, pp. 277–287, Mar. 2004.
- [76] *ISO 6946:2007 - Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - Calculation method.* .
- [77] F. Causone, S. P. Corgnati, M. Filippi, and B. W. Olesen, "Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room," *Energy & Buildings*, vol. 41, no. 6, pp. 622–628, 2009.
- [78] X. Py, R. Olives, and S. Mauran, "Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, no. 14, pp. 2727–2737, Jul. 2001.
- [79] F. Colella, A. Sciacovelli, and V. Verda, "Numerical analysis of a medium scale latent energy storage unit for district heating systems," *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 397–406, Sep. 2012.
- [80] "Cristopia Thermal Energy Storage Brochure," 2012. [Online]. Available: http://www.cristopia.co.in/wp-content/uploads/2012/03/Brochure_Thermal-Energy-Storage-Systems.pdf.
- [81] B. R. Munson, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, vol. 6th ed. Hoboken: John Wiley and Sons.
- [82] Krantz, "Radiant Cooling Ceiling System Description." [Online]. Available: <http://www.krantz.com.au/content/products/2-radiant-chilled/krantz-radiant-chilled-cooling-ceiling-system-description.pdf>.
- [83] M. Koschenz and B. Lehmann, "Development of a thermally activated ceiling panel with PCM for application in lightweight and retrofitted buildings," *Energy and Buildings*, vol. 36, no. 6, pp. 567–578, 2004.

ANEXO A: Método da Capacidade Térmica Efetiva

FUNÇÃO TRIANGULARFunction **cp_{PCM}** (T_{PCM} ; T_c ; T_f ; T_{sf} ; ΔT_{mf} ; Δh_{mf} ; cp_s ; cp_l ; b)If [$T_{PCM} \leq T_c$] ThenIf [$T_{PCM} > T_{sf}$] Then

$$cp_{PCM} := 4 \cdot \left[\frac{\Delta h_{mf} - cp_s \cdot b}{b^2} \right] \cdot [T_{PCM} - T_{sf}] + cp_s$$

Else

$$cp_{PCM} := cp_s$$

EndIf

Else

If [$T_{PCM} < T_f$] Then

$$cp_{PCM} := 4 \cdot \left[\frac{cp_s \cdot b - \Delta h_{mf}}{b^2} \right] \cdot \left[T_{PCM} - \frac{b}{2} - T_{sf} \right] + 2 \cdot \frac{\Delta h_{mf}}{b} - cp_l$$

Else

$$cp_{PCM} := cp_l$$

EndIf

EndIf

End **cp_{PCM}****Dados do PCM**

$$T_c = \frac{T_{sf} + T_f}{2}$$

$$b = T_f - T_{sf}$$

$$T_f = 22 \text{ [C]} \text{ temperatura de liquefação do PCM}$$

$$T_{sf} = T_f - \Delta T_{mf} \text{ temperatura de solidificação do PCM}$$

$$cp_s = 1700 \text{ [J/(kg*K)] calor específico na fase sólida}$$

$$cp_l = 2100 \text{ [J/(kg*K)] calor específico na fase líquida}$$

$$\Delta T_{mf} = 2 \text{ [C]} \text{ gama de temperaturas de mudança de fase}$$

$$\Delta h_{mf} = 214000 \text{ [J/kg]} \text{ calor latente de mudança de fase sólido-líquido}$$

$$\rho_{PCM} = 780 \text{ [kg/m}^3\text{]} \text{ massa volúmica do PCM}$$

$$m_{PCM} = \rho_{PCM} \cdot V_{PCM} \text{ massa do PCM}$$

Dados geométricos

$$r = 0,05 \text{ [m] raio da esfera}$$

$$A_{\text{PCM}} = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \text{ área } m^2$$

$$V_{\text{PCM}} = 4 / 3 \cdot \pi \cdot r^3 \text{ volume } m^3$$

Condições de funcionamento

$$T_{\text{ext}} = 30 \text{ Temperatura do ar}$$

$$\alpha_{\text{ext}} = 20 \text{ [W/(m}^2\text{*K)] coeficiente de transferência de calor}$$

Dados da solução numérica

$$\Delta t = 60$$

$$\text{linha} = \frac{\text{tempo}}{\Delta t} + 1$$

Balanco entre elemento de PCM e fluido - Método da capacidade térmica efetiva

$$m_{\text{PCM}} \cdot \mathbf{cp}_{\text{PCM}} [T_{\text{PCM}} ; T_c ; T_f ; T_{\text{sf}} ; \Delta T_{\text{mf}} ; \Delta h_{\text{mf}} ; cp_s ; cp_l ; b] \cdot \left[\frac{T_{\text{PCM}} - T_{\text{PCM}}^0}{\Delta t} \right] = \alpha_{\text{ext}} \cdot A_{\text{PCM}} \cdot [T_{\text{ext}} - T_{\text{PCM}}]$$

$$T_{\text{PCM}}^0 = \text{TableValue} ['Table 1'; \text{linha} - 1; 'T_{\text{PCM}}']$$

Cálculo de Potência em cada DELTAt e Energia total

$$\text{Potencia} = m_{\text{PCM}} \cdot \mathbf{cp}_{\text{PCM}} [T_{\text{PCM}} ; T_c ; T_f ; T_{\text{sf}} ; \Delta T_{\text{mf}} ; \Delta h_{\text{mf}} ; cp_s ; cp_l ; b] \cdot \left[\frac{T_{\text{PCM}} - T_{\text{PCM}}^0}{\Delta t} \right]$$

$$\text{Energia} = \text{Energia}^0 + \text{Potencia} \cdot \Delta t$$

$$\text{Energia}^0 = \text{TableValue} ['Table 1'; \text{linha} - 1; 'Energia']$$

$$\mathbf{cp}_{\text{PCM}} = \mathbf{cp}_{\text{PCM}} [T_{\text{PCM}} ; T_c ; T_f ; T_{\text{sf}} ; \Delta T_{\text{mf}} ; \Delta h_{\text{mf}} ; cp_s ; cp_l ; b]$$

ANEXO B: Método da Entalpia

Função para ativar a capacidade calorífica do PCM na fase líquida

Procedure **triggerfaseliquida**_{PCM} (T_{PCM}; T_f : trigger_l)

If [T_{PCM} > T_f] Then

trigger_l := 1

Else

trigger_l := 0

EndIf

End **triggerfaseliquida**_{PCM}

Função para ativar a capacidade calorífica do PCM na fase sólida

Procedure **triggerfasesolida**_{PCM} (T_{PCM}; T_{sf} : trigger_{s<Ts}; trigger_{s>Ts})

If [T_{PCM} < T_{sf}] Then

trigger_{s<Ts} := 1

trigger_{s>Ts} := 0

Else

trigger_{s<Ts} := 0

trigger_{s>Ts} := 1

EndIf

End **triggerfasesolida**_{PCM}

Fração líquida do PCM

Procedure **fracaliquida**_{PCM} (T_{PCM}; T_{sf}; T_f : F_l)

If [T_{PCM} <= T_{sf}] Then

F_l := 0

Else

If [(T_{PCM} > T_{sf}) and (T_{PCM} < T_f)] Then

$$F_l := \frac{T_{PCM} - T_{sf}}{T_f - T_{sf}}$$

Else

F_l := 1

EndIf

EndIf

End **fracaoliquida**_{PCM}

Call **triggerfaseliquida**_{PCM} [T_{PCM} ; T_f : trigger_l]

Call **triggerfasesolidada**_{PCM} [T_{PCM} ; T_{sf} : trigger_{s<Ts} ; trigger_{s>Ts}]

Call **fracaoliquida**_{PCM} [T_{PCM} ; T_{sf} ; T_f ; F_l]

Dados do PCM

$T_f = 22$ [C] *temperatura de liquefação do PCM*

$T_{sf} = T_f - \Delta T_{mf}$ *temperatura de solidificação do PCM*

$\Delta T_{mf} = 2$ [C] *gama de temperaturas de mudança de fase*

$\Delta h_{mf} = 214000$ [J/kg] *calor latente de mudança de fase sólido-líquido*

$cp_s = 1700$ [J/(kg*K)] *calor específico na fase sólida*

$cp_l = 2100$ [J/(kg*K)] *calor específico na fase líquida*

$\rho_{PCM} = 780$ [kg/m³] *massa volúmica do PCM*

$m_{PCM} = \rho_{PCM} \cdot V_{PCM}$ *massa do PCM*

$T_{ref} = 0$ [C] *temperatura de referência*

Dados geométricos

$r = 0,05$ [m] *raio da esfera*

$A_{PCM} = 4 \cdot \pi \cdot r^2$ *área m²*

$V_{PCM} = 4 / 3 \cdot \pi \cdot r^3$ *volume m³*

Condições de funcionamento

$T_{ext} = 30$ *temperatura do ar*

$\alpha_{ext} = 20$ [W/(m²*K)] *coeficiente de transferência de calor*

Dados da solução numérica

$\Delta t = 60$

linha = $\frac{\text{tempo}}{\Delta t} + 1$

Balço entre elemento de PCM e fluido

$$m_{PCM} \cdot \left[\frac{h_{PCM} - h_{PCM}^0}{\Delta t} \right] = \alpha_{ext} \cdot A_{PCM} \cdot [T_{ext} - T_{PCM}]$$

Método da Entalpia: Implícito

$h_{PCM}^0 = \text{TableValue}$ ['Table 1'; linha - 1; 'h_{PCM}']

$$h_{\text{PCM}} = c_{p_s} \cdot [T_{\text{PCM}} - T_{\text{ref}}] \cdot \text{trigger}_{s < T_s} + c_{p_s} \cdot [T_{\text{sf}} - T_{\text{ref}}] \cdot \text{trigger}_{s > T_s} + F_l \cdot \Delta h_{\text{mf}} + c_{p_l} \cdot [T_{\text{PCM}} - T_f] \cdot \text{trigger}_l$$

Cálculo de Potência em cada DELTAt e Energia total

$$\text{Potencia} = m_{\text{PCM}} \cdot \left[\frac{h_{\text{PCM}} - h_{\text{PCM}}^0}{\Delta t} \right]$$

$$\text{Energia} = \text{Energia}^0 + \text{Potencia} \cdot \Delta t$$

$$\text{Energia}^0 = \text{TableValue} ['\text{Table 1}'; \text{linha} - 1; '\text{Energia}']$$

ANEXO C: Modelo do Sistema no Período Diurno

Propriedades

$$\lambda_{\text{PCM}} = 0,17 \text{ [W/(m*K)] } \textit{Condutibilidade do PCM puro na fase líquida}$$

$$\rho_{\text{PCM}} = 780 \text{ [kg/m}^3\text{]} \textit{ massa volúmica do PCM puro}$$

$$\Delta h_{\text{mf}} = \Delta h_{\text{mf;PCM;puro}} \cdot \rho_{\text{PCM}} \textit{ calor latente de fusão [J/m}^3\text{]}$$

$$\Delta h_{\text{mf;PCM;puro}} = 214000 \text{ [J/kg]} \textit{ calor latente de fusão [J/kg]}$$

$$T_{\text{mf}} = 22 \text{ [C]} \textit{ temperatura de mudança de fase}$$

$$\rho_{\text{wall}} = \text{rho ['Copper'; 25]} \textit{ massa volúmica do material da cápsula}$$

$$\lambda_{\text{wall}} = 401 \text{ [W/(m*K)] } \textit{ cobre}$$

Geometria

$$d_{\text{wall}} = 1,5 \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \textit{ espessura da parede da cápsula}$$

$$\text{Diametro}_{\text{exterior}} = 100 \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

$$\text{Diametro}_{\text{interior}} = 40 \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

$$\text{Raio}_{\text{exterior}} = \frac{\text{Diametro}_{\text{exterior}}}{2}$$

$$\text{Raio}_{\text{interior}} = \frac{\text{Diametro}_{\text{interior}}}{2}$$

$$R_{\text{int}} = \text{Raio}_{\text{interior}} + d_{\text{wall}}$$

$$R_{\text{ext}} = \text{Raio}_{\text{exterior}} - d_{\text{wall}}$$

$$\text{espessura}_{\text{PCM}} = R_{\text{ext}} - R_{\text{int}} \textit{ espessura do PCM}$$

Equação analítica - aquecimento na superfície exterior

$$\alpha_{\text{fluid;ext}} = 10 \text{ [W/(m}^2\text{*K)] } \textit{ coeficiente de transferência de calor do ar}$$

$$T_{\text{fluid;ext}} = 25 \text{ [C]} \textit{ temperatura do ar exterior}$$

$$s_{\text{ext}}^+ = \frac{s_{\text{ext}}}{R_{\text{ext}}}$$

$$\text{tempo}_{\text{ext}} = t_{\text{ext}} \cdot \left| 0,000277778 \cdot \frac{\text{hour}}{\text{s}} \right|$$

$$\text{tempo}_{\text{ext}} = 10 \text{ [hour]} \textit{ tempo de liquefação}$$

$$t_{\text{ext}} = \frac{\Delta h_{\text{mf}} \cdot s_{\text{ext}}^2}{2 \cdot \lambda_{\text{PCM}} \cdot [T_{\text{fluid;ext}} - T_{\text{mf}}]} \cdot f_{\text{ext}}$$

$$f_{\text{ext}} = \left[1 - \frac{1}{s_{\text{ext}}^+} \right]^2 \cdot \ln [1 - s_{\text{ext}}^+] - \left[\left(1 - \frac{2}{s_{\text{ext}}^+} \right) \cdot (1 / 2 + \beta_{\text{ext}}) \right]$$

$$\beta_{\text{ext}} = \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\lambda_{\text{wall}}} \cdot \ln \left[\frac{R_{\text{ext}} + d_{\text{wall}}}{R_{\text{ext}}} \right] + \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\alpha_{\text{fluid;ext}} \cdot [R_{\text{ext}} + d_{\text{wall}}]}$$

Energia armazenada pelo PCM em 10 horas.

$$\text{Energia} = \text{Potencia} \cdot t_{\text{ext}}$$

$$\text{Potencia} = \frac{T_{\text{fluid;ext}} - T_{\text{mf}}}{\text{Resist}_{\text{mf}} + \text{Resist}_{\text{cdwall}} + \text{Resist}_{\text{cv}}}$$

$$\text{Resist}_{\text{mf}} = \frac{\ln \left[\frac{R_{\text{ext}}}{R_{\text{ext}} - s_{\text{ext}}} \right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{PCM}}} \quad \text{resist\^ancia t\^ermica de condu\^c\^ao da espessura de PCM liquefeita}$$

$$\text{Resist}_{\text{cdwall}} = \frac{\ln \left[\frac{R_{\text{ext}} + d_{\text{wall}}}{R_{\text{ext}}} \right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{wall}}} \quad \text{resist\^ancia t\^ermica de condu\^c\^ao da parede da c\^apsula}$$

$$\text{Resist}_{\text{cv}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot [R_{\text{ext}} + d_{\text{wall}}] \cdot \alpha_{\text{fluid;ext}}} \quad \text{resist\^ancia t\^ermica de convec\^c\^ao do ar}$$

Tratamento dos dados

$$\text{Diametro}_{\text{exterior;mm}} = \text{Diametro}_{\text{exterior}} \cdot 1000$$

$$\text{espessura}_{\text{PCM;mm}} = \text{espessura}_{\text{PCM}} \cdot 1000$$

$$s_{\text{ext;mm}} = s_{\text{ext}} \cdot 1000$$

ANEXO D: Modelo do Sistema no Período Noturno

Propriedades do PCM

$$\lambda_{\text{PCM}} = 5 \text{ [W/(m*K)] condutibilidade do compósito PCM-grafite}$$

$$\Delta h_{\text{mf}} = \Delta h_{\text{mf,PCM}} \cdot \rho_{\text{PCM}} \text{ calor latente de fusão [J/m}^3\text{]}$$

$$\Delta h_{\text{mf,PCM}} = 214000 \text{ [J/kg] calor latente de fusão [J/kg]}$$

$$T_{\text{mf}} = 22 \text{ [C] temperatura de mudança de fase}$$

$$\lambda_{\text{wall}} = 0,4 \text{ [W/(m*K)] condutibilidade do HDPE}$$

$$\rho_{\text{PCM}} = 821 \text{ [kg/m}^3\text{] massa volúmica do PCM puro}$$

Geometria

$$d_{\text{wall}} = 1,5 \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

$$\text{Diametro}_{\text{exterior}} = 36 \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

$$\text{Diametro}_{\text{interior}} = 4 \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

$$\text{Raio}_{\text{exterior}} = \frac{\text{Diametro}_{\text{exterior}}}{2}$$

$$\text{Raio}_{\text{interior}} = \frac{\text{Diametro}_{\text{interior}}}{2}$$

$$R_{\text{int}} = \text{Raio}_{\text{interior}} + d_{\text{wall}}$$

$$R_{\text{ext}} = \text{Raio}_{\text{exterior}} - d_{\text{wall}}$$

$$e_{\text{PCM}} = R_{\text{ext}} - R_{\text{int}}$$

Representação matemática da frente de solidificação

Call **PipeFlow** ['water' ; T_{int} ; 100 ; \dot{m} ; $\text{Diametro}_{\text{interior}}$; 1 ; 0 ; α_{int} ; h_{H} ; ΔP ; Nusselt_T ; f ; Re] *Rugosidade relativa do tubo de plástico é 0*

$$\dot{m} = 1000 \cdot v \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \text{Diametro}_{\text{interior}}^2$$

$$\dot{m}_{\text{kg/h}} = \dot{m} \cdot 3600$$

$$v = 0,2 \text{ [m/s] velocidade de circulação da água}$$

$$T_{\text{int}} = 15 \text{ [C] temperatura da água}$$

$$T_{\text{int}} = \frac{\Delta h_{\text{mf}} \cdot S_{\text{int}}^2}{2 \cdot \lambda_{\text{PCM}} \cdot [T_{\text{mf}} - T_{\text{int}}]} \cdot f_{\text{int}}$$

$$f_{\text{int}} = \left[1 + \frac{1}{S_{\text{int}}^+} \right]^2 \cdot \ln [1 + S_{\text{int}}^+] - \left[\left(1 + \frac{2}{S_{\text{int}}^+} \right) \cdot (1 / 2 - \beta_{\text{int}}) \right]$$

$$\beta_{\text{int}} = \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\lambda_{\text{wall}}} \cdot \ln \left[\frac{R_{\text{int}}}{R_{\text{int}} - d_{\text{wall}}} \right] + \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{\alpha_{\text{int}} \cdot [R_{\text{int}} - d_{\text{wall}}]}$$

$$S_{\text{int}}^+ = \frac{S_{\text{int}}}{R_{\text{int}}}$$

$$\text{tempo}_{\text{int}} = T_{\text{int}} \cdot \left| 0,016666667 \cdot \frac{\text{min}}{\text{s}} \right|$$

$$S_{\text{int}} = e_{\text{PCM}}$$

Tratamento dos dados

$$\text{Diametro}_{\text{exterior};\text{mm}} = \text{Diametro}_{\text{exterior}} \cdot 1000$$

$$\text{espessura}_{\text{PCM};\text{mm}} = e_{\text{PCM}} \cdot 1000$$

ANEXO E: Modelo da Determinação das Propriedades Físicas do Compósito PCM-Grafite

$$\lambda_{\text{comp}} = 5 \text{ [W/(m*K)] } \textit{condutibilidade térmica do compósito PCM-Grafite}$$

$$\rho_G = 2210 \text{ [kg/m}^3\text{]} \textit{ massa volúmica da grafite}$$

$$c_{pG} = 709 \text{ [J/(kg*K)] } \textit{ calor específico da grafite}$$

$$\rho_{\text{PCM}} = 780 \text{ [kg/m}^3\text{]} \textit{ massa volúmica do PCM puro}$$

$$c_{p_{\text{PCM;puro;s}}} = 1700 \text{ [J/(kg*K)] } \textit{ calor específico da fase sólida do PCM puro}$$

$$c_{p_{\text{PCM;puro;l}}} = 2100 \text{ [J/(kg*K)] } \textit{ calor específico da fase líquida do PCM puro}$$

$$\Delta h_{\text{mf;PCM}} = 214000 \text{ [J/kg]} \textit{ calor latente por unidade de massa do PCM puro}$$

$$\lambda_{\text{comp}} = 3 \cdot \left[\frac{\rho_{\text{matriz}}}{46} \right]^{[4 / 3 + 0,17]} \textit{ equação empírica que relaciona a condutibilidade térmica do compósito PCM grafite com a massa volúmica da matriz grafítica}$$

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{matriz}}}{\rho_G} \textit{ fração volúmica da matriz grafítica}$$

$$\rho_{\text{comp}} = [1 - \varphi] \cdot \rho_{\text{PCM}} + \varphi \cdot \rho_G$$

$$\rho_{\text{comp}} \cdot c_{p_{\text{PCM;s}}} = [1 - \varphi] \cdot \rho_{\text{PCM}} \cdot c_{p_{\text{PCM;puro;s}}} + \varphi \cdot \rho_G \cdot c_{pG}$$

$$\rho_{\text{comp}} \cdot c_{p_{\text{PCM;l}}} = [1 - \varphi] \cdot \rho_{\text{PCM}} \cdot c_{p_{\text{PCM;puro;l}}} + \varphi \cdot \rho_G \cdot c_{pG}$$

$$\rho_{\text{comp}} \cdot \Delta h_{\text{mf;comp}} = [1 - \varphi] \cdot \rho_{\text{PCM}} \cdot \Delta h_{\text{mf;PCM}}$$

ANEXO F: Dimensões Ótimas Para Diferentes Temperaturas Médias do Ar

Tabela Anexo F – Características dos dispositivos com dimensões ótimas para cada temperatura.

T_{ext}	D_{ext}	D_{int}	e_{PCM}	$\frac{\dot{Q}}{A_{módulo}}$	$\frac{E}{A_{módulo}}$	Tempo solidificação ($v=0,2$ m/s)	Massa	Volume de água	$A_{efetiva}$
[°C]	[mm]	[mm]	[mm]	[W/m ²]	[Wh/m ²]	[min]	[kg/m ²]	[l/m ²]	[m ²]
23	20	6	4	19,8	197,6	17,0	9,2	0,933	2,07
24	31	13	6	38,7	387,0	24,0	14,0	2,787	2,05
25	36	10	10	57,0	569,7	53,7	15,8	1,414	2,04
26	50	18	13	76,0	760,0	52,8	22,0	3,308	2,04
27	50	6	19	91,7	917,3	190,5	21,4	0,368	2,04
28	64	18	20	109,4	1094,0	104,3	27,3	2,545	2,01