

Análise do potencial da utilização de energia solar térmica em processos da indústria alimentar: extrusão de alta temperatura

João Miguel Oliveira Tavares de Barros Durães

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. João Soares

Coorientador na FEUP: Prof. Szabolcs Varga



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Setembro de 2020

Resumo

A crescente preocupação global quanto às alterações climáticas e procura de soluções sustentáveis, implica, cada vez mais, a imperativa descarbonização do setor energético na sua totalidade. Um dos setores com especial ênfase é o setor industrial, o qual é indispensável à economia e onde predomina um elevado consumo de combustíveis fósseis, em detrimento dos recursos renováveis. Com a presente dissertação pretende-se realizar uma análise de pré-viabilidade e potencial da implementação de um sistema de energia solar térmica, num processo industrial (processo de extrusão a elevada temperatura $>150^{\circ}\text{C}$), em Portugal.

Esta análise implica o desenvolvimento de um modelo numérico, o qual permite uma correta integração do sistema solar e ainda analisar o seu desempenho.

O processo industrial selecionado corresponde à extrusão de alimentos para animais domésticos, justificado pelo crescimento do setor, elevada quantidade de energia térmica, elevada temperatura e, ainda, uma tendência na alteração do processo de fabrico com intuito de reduzir o consumo elétrico em prol do de energia térmica.

O modelo numérico desenvolvido permite calcular indicadores de desempenho técnico (fração solar, razão de calor útil, rendimento do campo solar, rendimento e eficácia do armazenamento de energia térmica), económico (custo nivelado de calor e período de retorno de investimento) e ambiental (economia de emissões de dióxido de carbono). Realizou-se um estudo paramétrico que consiste na variação da potência nominal do campo solar e da capacidade do armazenamento térmico. Selecionou-se uma configuração do sistema, elaborando-se uma análise de base mensal e de base horária, com o intuito de analisar o seu comportamento.

Com o estudo paramétrico realizado, verifica-se o elevado impacto que, quer a dimensão do campo solar, quer a capacidade do armazenamento térmico detêm no desempenho técnico e económico do sistema. Além disso, é possível evidenciar que a dimensão do campo solar e o seu custo específico de investimento são os fatores de maior relevo na dimensão económica do sistema. Das configurações do sistema em análise, opta-se pela que registou um menor custo nivelado de calor. Relativamente à análise de base mensal, conclui-se que a contribuição do sistema solar, no balanço anual, é elevada, sendo a fração solar superior a 50% entre os meses de abril e setembro. Na análise de base horária, e de acordo com o esperado, constata-se uma elevada discrepância no funcionamento do sistema entre um dia típico de verão, no qual o consumo de calor é satisfeito na íntegra pelo sistema solar, e um dia típico de inverno, no qual a contribuição do sistema solar é marginal.

Analysis of the potential of solar thermal energy in food industry processes: high-temperature extrusion

Abstract

The growing global concern about climate change and the search for sustainable solutions increasingly implies the imperative decarbonization of the energy sector. One of the sectors with particular focus is the industrial sector, which is vital to the economy and where a high consumption of fossil fuels predominates, to the detriment of renewable resources. This dissertation objective is to analyse the pre-feasibility and potential of a solar thermal energy system implementation in an industrial process (high-temperature extrusion $>150^{\circ}\text{C}$) in Portugal.

This analysis implied the development of a numerical model, which allowed for proper integration and system performance analysis.

The studied process is the extrusion of pet foods because of its high thermal energy needs, high-temperature needs, high growth displayed by the sector, and the sector tendency to reduce the electrical energy consumption in favor of thermal energy consumption.

The numerical model developed allowed for the calculation of technical performance indicators (solar fraction, useful heat ratio, solar field efficiency, thermal energy storage efficiency and efficacy), economical (levelized cost of heat and payback period) and environmental (carbon dioxide emissions saved).

The parametric study carried out verifies the high impact of the solar field size and the thermal energy storage capacity on the system technical and economic performance. Evidence shows that the size of the solar field and its specific cost of investment are the most important factors on the system economics. From the system configurations studied, one was selected based on the lowest levelized cost of heat recorded. The monthly basis results show that a solar fraction above 50% was achieved from April to September, which exposes the high contribution of the solar system in a year. The hourly basis results present a considerable discrepancy in the system operation during a typical summer day, in which the consumption is fulfilled by the solar system alone, and a typical winter day, in which the solar system output is narrow.

Agradecimentos

Expresso o meu sincero agradecimento a todas as pessoas que contribuíram, de forma direta ou indireta, para a minha formação académica e para o desenvolvimento da presente dissertação.

Primeiramente quero agradecer ao orientador, Professor João Soares, pelos conselhos fornecidos, pela prontidão, disponibilidade e apoio prestados ao longo do desenvolvimento da dissertação apresentada.

À minha família e à minha namorada Mariana Luz, por todo o apoio, confiança, compreensão e motivação transmitidas ao longo desta caminhada.

Por fim, aos meus amigos e colegas, em especial, a todos os que acompanharam de perto as etapas mais complicadas deste percurso, pelo seu companheirismo e pelos momentos proporcionados que serão para sempre recordados.

Índice de Conteúdos

1	Introdução.....	1
1.1	Situação energética atual	1
1.2	Aplicação de calor solar para processos industriais de aquecimento.....	3
1.3	Situação atual da indústria alimentar de animais domésticos.....	6
1.4	Objetivos do projeto	7
1.5	Estrutura da dissertação.....	7
2	Estado da arte.....	9
2.1	Constituição de um sistema SHIP	9
2.1.1	Coletores solares	9
2.1.2	Armazenamento de energia térmica.....	16
2.2	Integração de sistemas de calor solar	18
2.3	Processo de extrusão na indústria alimentar	21
2.3.1	Processo de extrusão na produção de alimentos para animais domésticos	25
3	Modelo numérico e integração no processo industrial.....	27
3.1	Elaboração do caso de estudo	27
3.2	Elaboração do modelo numérico e estabelecimento das condições de projeto	28
3.2.1	Local do projeto.....	29
3.2.2	Tecnologia	31
3.2.3	Economia.....	35
3.3	Indicadores de desempenho do sistema	36
3.3.1	Indicadores de desempenho técnico	36
3.3.2	Indicadores de desempenho económico.....	39
3.3.3	Indicador de desempenho ambiental	41
4	Resultados obtidos.....	43
4.1	Estudo paramétrico	43
4.1.1	Fração solar e razão de calor útil	44
4.1.2	Rendimento e eficácia do armazenamento de energia térmica.....	46
4.1.3	Custo nivelado de calor	48
4.2	Análise detalhada do caso de estudo.....	49
4.2.1	Análise mensal.....	53
4.2.2	Análise horária	55
5	Conclusões e trabalhos futuros	59
5.1	Conclusões.....	59
5.2	Perspetivas para trabalhos futuros.....	62
	Referências.....	63
	ANEXO A: Resultados do estudo paramétrico.....	67
	ANEXO B: Resultados da análise de base mensal.....	69

Abreviaturas e Siglas

Lista de abreviaturas

Abreviatura	Designação
CO ₂	Dióxido de carbono
CPC	Coletor parabólico composto (do inglês <i>Compound Parabolic Collector</i>)
DLR	Instituto de Investigação Solar do Centro Aeroespacial Alemão
ETC	Coletor de tubo de vácuo (do inglês <i>Evacuated Tube Collector</i>)
FPC	Coletor de placa plana (do inglês <i>Flat Plate Collector</i>)
HFC	Campo de helióstatos (do inglês <i>Heliostat Field Collector</i>)
HTST	Alta temperatura e curta duração (do inglês <i>High Temperature Short Time</i>)
LFR	Refletor linear Fresnel (do inglês <i>Linear Fresnel Reflector</i>)
PCM	Materiais de mudança de fase (do inglês <i>Phase Change Materials</i>)
PTC	Coletor concentrador parabólico (do inglês <i>Parabolic Trough Collector</i>)
SHIP	Calor solar para processos industriais (do inglês <i>Solar Heat for Industrial Processes</i>)
SM	Múltiplo solar (do inglês <i>Solar Multiple</i>)
TES	Armazenamento de Energia Térmica (do inglês <i>Thermal Energy Storage</i>)
UE	União Europeia
UHV-FPC	Coletor de placa plana com vácuo ultraelevado (do inglês <i>Ultra-High Vacuum Flat Plate Collector</i>)

Lista de siglas

Sigla	Descrição	Unidades
A_{ref}	Área refletora do campo solar	[m ²]
a_i	Coeficiente de ajuste do ângulo de incidência de ordem i	[(1/°) ⁱ]
b_i	Perdas térmicas de ordem i do recetor	[W/m ² K ⁱ]
C_{gn}	Custo do gás natural para a indústria, em Portugal	[€/Wh]
$CAPEX$	Custos associados ao investimento capital do sistema	[€]
$Ce_{i,SA}$	Custo específico de investimento do armazenamento térmico	[€/W]
$Ce_{i,SS}$	Custo específico de investimento do campo solar	[€/m ²]
$Ce_{o,SA}$	Custo específico relativo a operação e manutenção do armazenamento de energia térmica	[€/W]
$Ce_{o,SS}$	Custo específico relativo a operação e manutenção do sistema solar	[€/m ² /ano]
$Cont$	Contingências	[%]
$Custo_{TA}(t)$	Custo total acumulado do projeto até ao ano t	[€]
DNI	Radiação direta normal incidente (do inglês <i>Direct Normal Irradiation</i>)	[W/m ²]
$Degrad$	Taxa de degradação da produção nominal do sistema	[%/ano]
E_{CO_2}	Economia de emissões de CO ₂	[kg CO ₂]
E_t	Potência calorífica transferida para o cilindro de extrusão	[W]
E_{TES}	Eficácia do armazenamento de energia térmica	[%]
Fe	Fator de emissão do gás natural	[kg CO ₂ /Wh]
F_{seguro}	Seguro dos equipamentos	[%/ano]
F_{subs}	Substituição dos equipamentos	[%/ano]
f_s	Fração solar	[%]
$h_{157^{\circ}C}$	Entalpia da água a 157°C a uma pressão de 500 kPa	[J/kg]
$h_{20^{\circ}C}$	Entalpia da água a 20°C a uma pressão de 500 kPa	[J/kg]
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[J/kg]
IAM	Modificador do ângulo de incidência	[-]
i	Taxa de juro	[%]
K	Fator de correção do ângulo de incidência modificado	[-]
$LCOH$	Custo nivelado de calor	[€/Wh]
M_d	Binário do(s) parafuso(s)	[Nm]
$\dot{m}_p$	Caudal mássico de produção	[kg/s]

$\dot{m}_v$	Caudal mássico de vapor de água injetado	[kg/s]
$OPEX$	Custos anuais relacionados com a operação do sistema	[€/ano]
$P_A(t)$	Poupança acumulada até ao ano t	[€]
Q_{cald}	Calor fornecido pela caldeira	[Wh]
Q_{cons}	Calor consumido para geração de vapor	[Wh]
Q_{desp}	Calor desperdiçado por excesso	[Wh]
Q_{disp}	Energia disponível proveniente da radiação solar incidente	[Wh]
$Q_{e, TES}$	Calor fornecido durante a fase de carga do TES	[Wh]
Q_{ger}	Calor gerado pelo campo solar disponível para consumo	[Wh]
$Q_{p, TES}$	Perdas térmicas	[Wh]
$Q_{s, TES}$	Calor recuperado na fase de descarga do TES	[Wh]
Q_{TES}	Calor armazenado	[Wh]
Q_{TES24}	Calor armazenado às 24 horas num determinado dia	[Wh]
$Q_{útil}$	Calor solar útil	[Wh]
$Q_{útil, ini}$	Calor solar útil anual registado no primeiro ano de utilização do sistema	[Wh]
$\dot{Q}_{cons}$	Potência calorífica de consumo	[W]
$\dot{Q}_{ger, nom}$	Potência nominal de produção do campo solar	[W]
$\dot{Q}_{máx, SA}$	Potência máxima de carga/descarga do armazenamento térmico	[W]
R_u	Razão de calor útil	[%]
SME	Energia Mecânica Específica (do inglês <i>Specific Mechanical Energy</i>)	[Wh/kg]
STE	Energia Térmica Específica (do inglês <i>Specific Thermal Energy</i>)	[Wh/kg]
T	Tempo de vida do sistema solar	[-]
$\bar{T}_f$	Temperatura média do fluido de trabalho	[°C, K]
TSE	Energia Total Específica (do inglês <i>Specific Total Energy</i>)	[Wh/kg]

Lista do alfabeto grego

Símbolo	Descrição	Unidades
ΔT	Diferença de temperatura entre a temperatura média no coletor e a temperatura ambiente	[°C, K]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
η_{cald}	Rendimento da caldeira	[%]
η_{col}	Rendimento do coletor	[%]
η_{limp}	Índice de limpeza da superfície refletora	[%]
η_{opt}	Rendimento ótico do coletor	[%]
η_{solar}	Rendimento térmico do campo solar	[%]
η_{TES}	Rendimento do armazenamento de energia térmica	[%]
θ	Ângulo de incidência da radiação solar	[°]
ω	Velocidade de rotação dos parafusos	[rad/s]

Índice de Figuras

Figura 1- Consumo de energia final referente ao aquecimento e arrefecimento, no ano de 2012, abrangendo todos os setores EU28, adaptado de [3].	1
Figura 2- Distribuição do consumo de energia térmica no setor industrial por utilização [4]... 2	
Figura 3- Motivos de reduzida existência dos SHIP, adaptado de [14].	4
Figura 4- Diversidade de formas e cores de rações para animais domésticos [17].	6
Figura 5- Esquema simplificado de um sistema SHIP com armazenamento de energia térmica, adaptado de [24].	9
Figura 6- Coletor UHV-FPC [26].	11
Figura 7- Esquema simplificado de um CPC, adaptado de [24].	12
Figura 8- Diferentes configurações de absorsor, adaptado de [25].	13
Figura 9- Coletor cilíndrico-parabólico [26].	14
Figura 10- Esquema simplificado de um LFR, adaptado de [32].	15
Figura 11- Configuração de carga indireta, adaptado de [33].	19
Figura 12- Configuração em paralelo, adaptado de [33].	20
Figura 13- Descarga indireta com controlo de temperatura de abastecimento, adaptado de [33].	20
Figura 14- Esquema simplificado das possíveis configurações de uma extrusora de parafuso duplo, adaptado de [39].	22
Figura 15- Constituição de uma extrusora, adaptado de [38].	23
Figura 16- Vista em corte simplificada de um cilindro de extrusão com configuração monobloco, adaptado de [39].	24
Figura 17- Vista em corte simplificada de um cilindro de extrusão com configuração modular, adaptado de [39].	24
Figura 18- Tipos de carcaças cilíndricas modulares, adaptado de [39].	24
Figura 19- Esquema simplificado da solução estudada.	27
Figura 20- Valores médios mensais de radiação direta normal na cidade do Porto.	30
Figura 21- Rendimento do coletor PTC para um ângulo de incidência de 0°.	33
Figura 22- Determinação do período de retorno de investimento.	40
Figura 23- Fração solar e razão de calor útil para diferentes SM.	44
Figura 24- Calor útil e calor desperdiçado por excesso para diferentes SM.	46
Figura 25- Rendimento e eficácia do armazenamento de energia térmica para diferentes SM.	47
Figura 26- <i>LCOH</i> para diferentes SM e referência ao custo do gás natural.	48
Figura 27- Variação do <i>LCOH</i> e <i>PP</i> do sistema em função do custo específico de investimento do campo solar.	49
Figura 28- Distribuição do <i>CAPEX</i> e <i>OPEX</i> do projeto.	51
Figura 29- Variação do período de retorno de investimento em função do SM.	52

Figura 30- Valores mensais de calor fornecido pela caldeira, gerado pelo campo solar, solar útil, solar desperdiçado por excesso, consumo e energia disponível proveniente da radiação solar incidente.....	53
Figura 31- Calor consumido, gerado pelo campo solar, solar útil e armazenado às 24 horas do respetivo dia.....	54
Figura 32- Valores mensais de fração solar e razão de calor útil do sistema.....	55
Figura 33- Calor consumido, fornecido pela caldeira, gerado pelo campo solar, solar útil e energia disponível no dia 25 de dezembro.	56
Figura 34- Calor consumido, gerado pelo campo solar, solar útil, armazenado e energia disponível no dia 21 de junho.....	56
Figura 35- Calor consumido, gerado pelo campo solar, energia disponível e temperatura média do fluido no circuito no dia 21 de junho.	57

Índice de Tabelas

Tabela 1- Consumo energético global do setor industrial no ano de 2012 por fonte de energia, adaptado de [5]	2
Tabela 2- Principais processos de aquecimento e respetiva gama de temperaturas no setor industrial adaptado de [12,16]	5
Tabela 3- Principais características dos coletores solares, adaptado de [25-29]	10
Tabela 4- Propriedades térmicas de alguns fluidos habitualmente utilizados para armazenamento térmico, adaptado de [35]	17
Tabela 5- Gama de produtos alimentares obtidos por extrusão, adaptado de [36].....	21
Tabela 6- Características energéticas do processo de extrusão, adaptado de [44]	27
Tabela 7- Altitude e coordenadas geográficas da cidade do Porto.....	29
Tabela 8- Necessidades de energia térmica em diferentes regimes de tempo.....	29
Tabela 9- Principais características meteorológicas da cidade do Porto	31
Tabela 10- Valores de IAM e K em função do ângulo de incidência do coletor PTC.....	32
Tabela 11-Principais propriedades do Therminol 54 [57]	34
Tabela 12- Definição das capacidades de produção do campo solar estudadas.....	43
Tabela 13- Definição das capacidades de armazenamento de energia térmica estudadas	44
Tabela 14- Resumo das características da solução selecionada	50
Tabela 15- Resumo dos resultados anuais obtidos	50
Tabela 16- Resultados do estudo paramétrico.....	67
Tabela 17- Resultados da análise de base mensal	69

1 Introdução

1.1 Situação energética atual

Na União Europeia (UE), o aquecimento e arrefecimento do setor residencial e do setor industrial representam cerca de 50% do consumo energético anual, do qual, em 2018, 75% foi gerado com recurso a combustíveis fósseis e apenas 21,1% (UE28) utilizando fontes de energia renovável [1,2].

Na Figura 1, está representada a distribuição do consumo de energia final referente ao aquecimento e arrefecimento, abrangendo todos os setores (i.e., serviços, industrial, residencial), no ano de 2012. Da análise destes dados, verifica-se que as quotas de maior peso são destinadas ao aquecimento de espaços (26%) e aos processos industriais de aquecimento (15%), seguidas de 5% para aquecimento de águas sanitárias [3].

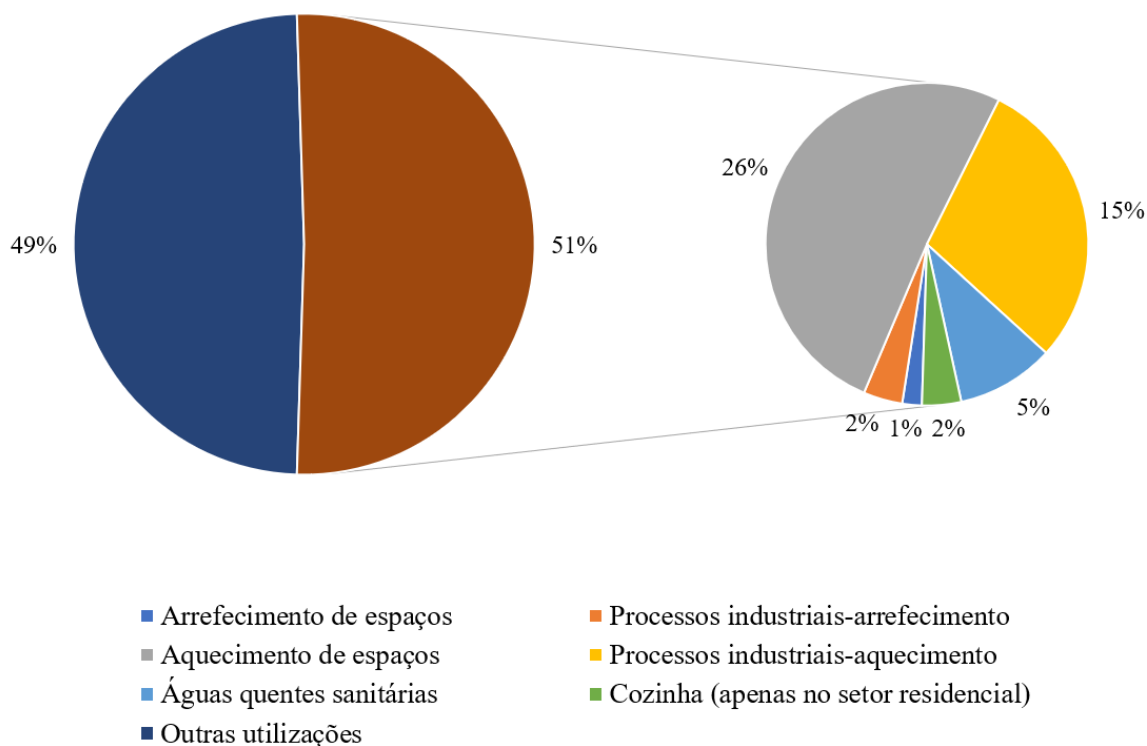


Figura 1- Consumo de energia final referente ao aquecimento e arrefecimento, no ano de 2012, abrangendo todos os setores EU28, adaptado de [3].

No que diz respeito ao setor industrial, no ano de 2015, o consumo de energia térmica foi dominado pelos processos industriais de aquecimento, representando 81% do consumo final de energia (ver Figura 2) [4]. O aquecimento de espaços apenas representou 14% e os restantes 5% foram referentes ao arrefecimento de espaços e processos de arrefecimento [4]. De salientar que na indústria, a energia é obtida maioritariamente com recurso à utilização de combustíveis fósseis (ver Tabela 1) o que resulta numa contribuição significativa nas emissões de dióxido de carbono (CO_2) [5]. Aliás, note-se que, em 2015, o setor industrial foi responsável por emitir cerca de 12,74 Mt CO_2e [6].

Tabela 1- Consumo energético global do setor industrial no ano de 2012 por fonte de energia, adaptado de [5]

Fontes de energia	Consumo energético [TWh]	Consumo energético [%]
Combustíveis líquidos	19489,23	29,93
Gás Natural	14858,70	22,82
Carvão	16324,06	25,07
Eletricidade	9348,97	14,35
Renováveis	5099,44	7,83

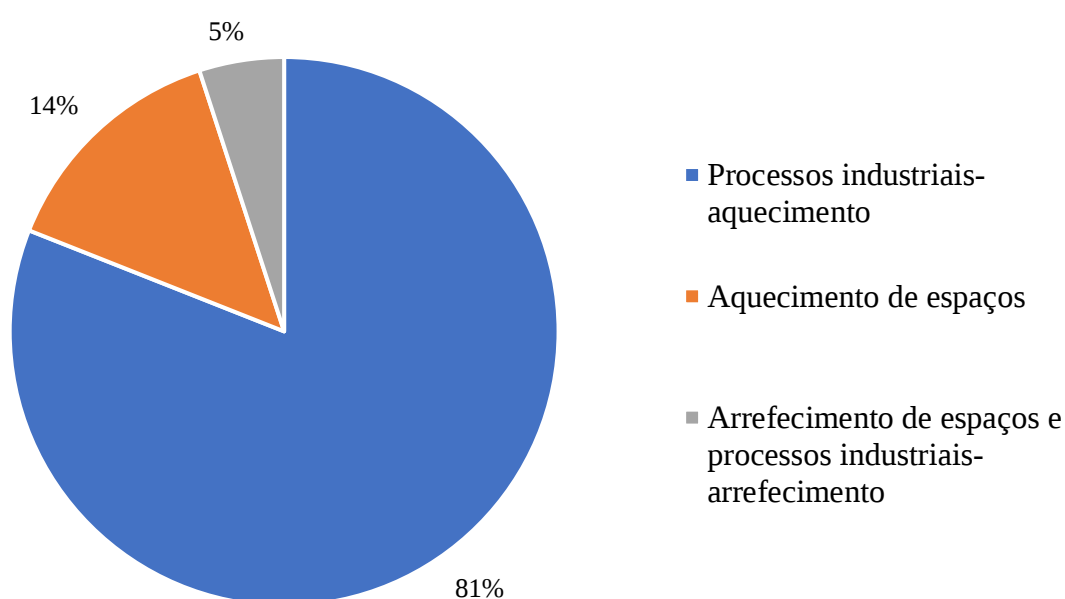


Figura 2- Distribuição do consumo de energia térmica no setor industrial por utilização [4].

Por sua vez, as emissões de CO₂ representam, cada vez mais, uma relevante preocupação no atual panorama global o que levou, aliás, em 2015, à realização do Acordo de Paris para combater as alterações climáticas e impulsionar um futuro sustentável livre de carbono, cujo objetivo é fortalecer a resposta global à ameaça das alterações climáticas, limitando o aumento da temperatura média global abaixo dos 2°C acima dos níveis pré-industriais e desenvolver esforços para limitar esse aumento a 1,5°C [9].

Um marco importante que, também, contribuiu para que a UE assumisse o compromisso de atingir uma redução nas emissões de gases com efeito de estufa entre 80% a 95% relativamente aos níveis de 1990, até 2050 [7]. O processo de transformação iniciado com o objetivo de atingir uma economia hipocarbónica e competitiva em 2050, resultou numa redução de 23% das emissões de gases com efeito de estufa entre 1990 e 2018 na UE. No entanto, o setor industrial ainda representa cerca de 20% das emissões de gases com efeito de estufa. Até 2050, pretende-se uma redução de 60% das emissões de gases com efeito de estufa, o que torna indispensável uma contínua descarbonização do setor energético na sua globalidade, tendo em foco a descarbonização e modernização dos diversos setores industriais indispensáveis à economia europeia [8].

Em 2016, e também nessa linha de atuação, o Governo Português comprometeu-se a reduzir as emissões de gases com efeito de estufa em mais de 85%, em relação a 2005, para atingir a neutralidade carbónica das suas emissões até 2050. Inicia-se esta transformação com uma perspetiva clara relativamente à descarbonização da economia nacional em concordância com os objetivos estipulados no Acordo de Paris e as metas mais audazes europeias. Assim, foi desenvolvido o Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050 que define os principais eixos de ação para a descarbonização de todos os setores da economia, assim como são apresentadas as alternativas políticas, medidas e a rota para a redução de emissões. Estas orientações são destinadas a todos os setores, no que diz respeito à redução de emissões, através da inovação e melhoramento de eficiência [9,10]. No setor industrial, prevê-se que, em 2050, 11% das necessidades de calor na indústria sejam satisfeitas por energia solar térmica, acompanhadas de uma redução de 10% a 12% no consumo de gás natural e também uma redução de 72% a 73% nas emissões de gases com efeito de estufa face a 2005 [6]. O sucesso destes objetivos torna imperativo uma crescente implementação das energias renováveis no setor industrial, tendo em foco a energia solar térmica.

1.2 Aplicação de calor solar para processos industriais de aquecimento

Embora a utilização de energia solar térmica para aplicações de aquecimento seja uma tecnologia madura, e o potencial para utilização em processos industriais (SHIP - do inglês *solar heat for industrial processes*) seja elevado, a sua aplicação é ainda marginal, com apenas 0,3% da capacidade solar térmica total instalada [11]. Estima-se que, até 2030, cerca de 15 EJ de calor possam ser fornecidos por sistemas de energia solar térmica, o que sugere que a quota de energia solar térmica implementada no setor industrial possa aumentar até 33% [12].

Como fatores impulsionadores na implementação de energia solar térmica elegem-se a redução da dependência dos combustíveis fósseis, a redução do risco da volatilidade dos preços dos combustíveis, e a consequente redução das emissões de carbono [12,13].

Como obstáculos relevantes no desenvolvimento da implementação de tecnologias de energia solar térmica destacam-se questões de âmbito técnico, nomeadamente a dificuldade em integrar calor solar nas necessidades de calor dos processos industriais já existentes e otimizados; a prevalência das indústrias de pequena e média dimensão que não detêm consumos energéticos intensos e que necessitam de soluções desenhadas para cada indústria e, por fim, a falta de opções de armazenamento térmico [13,15].

Contudo, outras questões levantadas pelos autores explicam a reduzida escolha destes sistemas tais como o elevado investimento inicial, a ausência de opções atrativas de financiamento e incentivos, a escassez de informação relativamente ao potencial dos sistemas, a falta de transmissão de informação acerca desta matéria e, consequente baixa visibilidade e a carência de profissionais treinados, com experiência neste tipo de sistemas [12,13] (ver Figura 3). Atualmente, os custos da tecnologia solar térmica para processos industriais são considerados elevados, sendo que os custos de investimento com coletores solares de placa plana ou com coletores de tubos de vácuo variam entre 250 a 1000 €/kW na Europa [12].



Figura 3- Motivos de reduzida existência dos SHIP, adaptado de [14].

Neste âmbito de estudo e relacionado com o setor industrial, interessa ainda dar conta do levantamento quanto aos processos de aquecimento e respetiva gama de temperatura. Da literatura consultada, constata-se a existência de alguma variabilidade quanto à designação das gamas de temperatura [12,15]. No entanto, a Comissão Europeia sugere como possível a seguinte divisão: processos a baixa temperatura (inferior a 200°C), processos a média temperatura (entre 200° a 500°C) e processos a elevada temperatura (superior a 500°C) [15].

Na Tabela 2, apresentam-se os principais processos de aquecimento, correspondente gama de temperatura e indústria em que estão inseridos.

Tabela 2- Principais processos de aquecimento e respetiva gama de temperaturas no setor industrial adaptado de [12,16]

Indústria	Processo	Gama de temperatura [°C]
Alimentar, bebidas e laticínios	Cozedura	70-120
	Pasteurização	60-150
	Esterilização	100-140
	Secagem e desidratação	30-100
	Lavagem e limpeza	40-90
	Tratamentos térmicos e temperamento	40-80
Têxtil	Branqueamento e tingimento	60-90
	Secagem e desengorduramento	100-130
	Compressão	120-140
	Fixação	160-180
	Impressão	40-130
Celulósica e papel	Branqueamento	120-150
	Secagem	90-200
	Aquecimento de água para abastecimento e limpeza	60-90
	Preparação de pasta celulósica	120-170
Química e farmacêutica	Destilação	100-200
	Secagem e evaporação	110-170
	Espessamento	130-140
	Fabrico de sabonetes	200-260
	Fornecimento de calor	120-180
Automóvel	Pré-tratamento de pintura	40-50
	Fixação de pintura	175-225
	Secagem de pintura	150-175
Couro, borracha, plástico e vidro	Pré-curtimento	40-60
	Extrusão	140-160
	Secagem de plástico e borracha	50-200
	Laminagem	100-180
	Secagem de fibra de vidro	150-175
Aço e fundição	Endurecimento, temperamento e forjamento	700-1500
Cimento	Calcinação	600-1200

No que se refere à utilização das tecnologias de calor solar, saliente-se que estas são limitadas pela temperatura do processo. Ou seja, para processos a baixa temperatura, podem-se utilizar coletores de placas planas ou coletores de tubos de vácuo; para processos a média temperatura, utilizam-se maioritariamente tecnologias de concentração, principalmente, coletores cilíndrico-parabólicos, cujo refletor parabólico reflete radiação direta [12]. As principais aplicações para sistemas solares térmicos encontram-se nas indústrias alimentar e de bebidas, transportes, têxtil, maquinaria e de papel, cujas necessidades de aquecimento requerem temperaturas inferiores a 250°C [12].

1.3 Situação atual da indústria alimentar de animais domésticos

No seguimento do que até aqui foi explanado, interessa sublinhar que a presente dissertação centrar-se-á na indústria alimentar de animais domésticos. Como nota introdutória, sublinhe-se que nos países da UE, o processo de extrusão é utilizado para fabrico de elevadas quantidades de rações especializadas para animais domésticos (*pet foods*), para criação de gado e para peixes de aquacultura (*aquafeed*) (Figura 4) [17].



Figura 4- Diversidade de formas e cores de rações para animais domésticos [17].

Na UE, estima-se que em 85 milhões de habitações habite pelo menos um animal doméstico, das quais 24% é referente a gatos e 25% a cães [18]. Por sua vez, tal representa a existência de mais de uma centena de empresas de fabrico de alimentos para animais de estimação, com um total de duas centenas de instalações fabris dedicadas à sua produção que geram, diretamente, 100 mil postos de trabalho e, indiretamente, 900 mil [18]. O setor da produção de alimentos para animais de estimação registou, em 2019 na UE, um volume de vendas de 8,5 milhões de toneladas de ração com uma faturação de 21 biliões de euros e registou uma taxa de crescimento de 2,6% (valor médio referente aos últimos 3 anos) [18].

Em Portugal, estima-se que existam cerca de 2,050 milhões de cães e 1,5 milhões de gatos, que em 38% das habitações habite pelo menos um cão e em 31% das habitações habite pelo menos um gato [18]. No ano de 2018 registou-se, em Portugal, um volume de produção de 124.205 toneladas de ração para cães e de 16.494 toneladas de ração para gatos [19].

A produção de alimentos para animais domésticos depende do consumo de energia elétrica e de energia térmica (a energia térmica é convencionalmente gerada recorrendo à queima de gás natural e a energia elétrica proveniente da rede) [20]. Apesar da geração de eletricidade na UE evoluir no sentido da descarbonização do setor com crescimento nas fontes de energia

renovável, em 2019, cerca de 43% da eletricidade foi gerada por centrais térmicas que, usualmente, recorrem à queima de combustíveis fósseis [21]. Em Portugal, no ano de 2019, registou-se que cerca de 45% da eletricidade foi gerada com recurso a combustíveis fósseis [22].

Perante o cenário descrito, a presente dissertação seleciona o processo de fabrico de alimentos para animais domésticos para analisar o potencial da introdução de um sistema solar térmico com objetivo de contribuir para a descarbonização da indústria.

1.4 Objetivos do projeto

O presente estudo tem como foco contribuir para a descarbonização do setor industrial e da indústria alimentar de animais de estimação, promovendo a implementação e desenvolvimento de soluções com integração de energia solar térmica. O principal objetivo é a análise do potencial económico-energético da implementação de um sistema que utilize energia solar térmica para colmatar as necessidades energéticas de um processo de extrusão de alimentos para animais domésticos.

No seguimento do que foi definido anteriormente, destacam-se os seguintes objetivos para o desenvolvimento da dissertação:

- Caracterização do processo de extrusão de alimentos para animais domésticos quanto ao consumo energético e nível de temperatura associado;
- Identificação das características do processo necessárias para a integração de energia solar térmica;
- Identificação e seleção da(s) tecnologia(s) solar térmico adequada(s) ao processo industrial;
- Elaboração de um modelo numérico que permita avaliar a pré-viabilidade da implementação de um sistema de energia solar térmica num processo industrial;
- Análise técnico-económica do caso de estudo definido com recurso a simulação numérica.

1.5 Estrutura da dissertação

O presente documento encontra-se organizado em cinco capítulos: Introdução, Estado da arte, Modelo numérico e integração no processo industrial, Resultados, Conclusões e trabalhos futuros.

No primeiro capítulo, Introdução, encontra-se uma contextualização do tema desta dissertação, da situação energética atual, tendo em foco o consumo energético para aquecimento no setor industrial, a aplicação de energia solar térmica em processos industriais e ainda a situação atual da indústria alimentar de animais domésticos. Ainda, a definição dos objetivos propostos para a dissertação e a estrutura do documento.

O segundo capítulo, Estado da arte, incide sobre as tecnologias de energia solar térmica, em particular as que podem ser utilizadas para o processo em estudo, e o processo industrial abordado. Neste caso, estudou-se um processo de extrusão de alimentos para animais domésticos, apresenta-se o seu funcionamento, a diversidade dos produtos obtidos e as suas necessidades energéticas. Identificam-se, também, as possíveis soluções para aplicação de calor solar no processo de extrusão para posterior integração.

No terceiro capítulo, Modelo numérico e integração no processo industrial, apresentam-se de forma detalhada as considerações realizadas na elaboração do caso de estudo, na elaboração do modelo numérico (incluindo os *softwares* utilizados) e no estabelecimento das condições de

funcionamento do sistema, bem como os indicadores de desempenho técnico, económico e ambiental estudados.

No quarto capítulo, são apresentados e analisados os resultados de desempenho técnico-económico do estudo paramétrico realizado. Neste capítulo, estudou-se o comportamento do sistema de uma determinada configuração selecionada, na qual se realizou uma análise de base mensal e uma análise de base horária. São apresentados e analisados os indicadores de desempenho técnico-económico das soluções estudadas, especificamente a fração solar, a razão de calor útil, o rendimento do campo solar, rendimento e eficácia do armazenamento de energia térmica, custo nivelado de calor, período de retorno de investimento e economia de emissões de CO₂.

No quinto e último capítulo, Conclusões e trabalhos futuros, é realizado um balanço sobre o cumprimento dos objetivos definidos, apresentam-se as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros na área em estudo.

2 Estado da arte

2.1 Constituição de um sistema SHIP

Os sistemas SHIP são constituídos, principalmente, por (ver Figura 5) [16]: coletores solares e respetivo fluido de trabalho, permutadores de calor, dispositivos de controlo do sistema, sistema de armazenamento térmico (a existência de armazenamento térmico é opcional).

Não existem sistemas de controlo genéricos que possibilitem a sua massificação da aplicação no mercado, devido à diversidade de aplicações e respetivas necessidades energéticas. Ainda o controlo de cada sistema depende da aplicação [23].

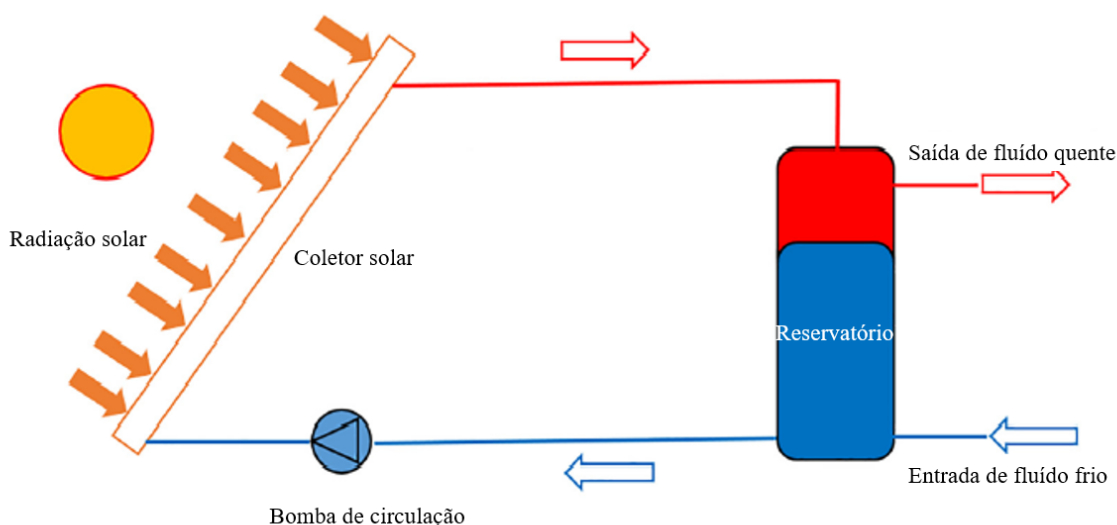


Figura 5- Esquema simplificado de um sistema SHIP com armazenamento de energia térmica, adaptado de [24].

2.1.1 Coletores solares

Os coletores solares são os equipamentos mais importantes nos sistemas SHIP, e têm como objetivo coletar e converter a radiação solar em energia térmica a qual é transportada utilizando um fluido. O fluido pode ser utilizado de modo indireto ou direto, dependendo se segue diretamente para consumo ou se existe uma troca calorífica com outro fluido diferente, através de um permutador de calor ou se o fluido é armazenado num reservatório de energia térmica, de modo a que seja possível satisfazer as necessidades energéticas em períodos de ausência ou reduzida radiação solar [16,24,25]. Existem diversas formas de caracterizar os coletores solares, tais como: tipo de tecnologia, tipo de absorsor, temperatura de operação (ver Tabela 3). Os coletores solares podem ser divididos em duas categorias: não-concentradores e concentradores. Os coletores solares não-concentradores têm a mesma área para captar e absorver a radiação solar. Por outro lado, um coletor solar concentrador é constituído por uma superfície refletora, que permite concentrar a radiação solar numa superfície com uma área inferior, de forma a reduzir as perdas, e, como tal, operar a temperaturas superiores [26]. A maioria das tecnologias de concentração solar utiliza dispositivos de seguimento solar de forma a maximizar a radiação que atinge o absorsor ao longo do dia [26]. Existem mecanismos de seguimento de um ou dois eixos. Os equipamentos de seguimento solar de duplo eixo são, geralmente, utilizados em aplicações que necessitem de elevadas temperaturas [25].

A seleção da tecnologia solar apropriada para responder às necessidades energéticas do processo industrial depende principalmente de quatro parâmetros [16]: temperatura de funcionamento; eficiência do coletor solar; produção energética anual; custo.

Tabela 3- Principais características dos coletores solares, adaptado de [25-29]

Movimento	Tipo de coletor	Tipo de Absorvor	Temperatura de operação [°C]	CAPEX [€/kW]
Estacionário	Coletor de placa plana (FPC)	Plano	30-100	250-700
	Coletor de tubo de vácuo (ETC)	Plano	50-120	800-1100
	FPC de vácuo ultraelevado (UHV-FPC)	Plano	50-200	1200
	Coletor parabólico composto (CPC)	Tubular	60-150	600-1300
Seguimento a um eixo	Refletor linear Fresnel (LFR)	Tubular	60-400	800-1800
	Coletor cilíndrico-parabólico (PTC)	Tubular	60-540	600-2000
Seguimento a dois eixos	Coletor parabólico de disco (PDR)	Ponto	100-500	600-1800
	Campo de helióstatos (HFC)	Ponto	150-2000	4000-9350

Relativamente às perdas térmicas, as perdas por condução são, normalmente, reduzidas quando comparadas com as perdas por convecção e radiação. Ainda assim, existem algumas formas de as diminuir para ajudar a minimizar as perdas térmicas. No caso de coletores de placa plana, deve-se isolar termicamente as superfícies laterais e a superfície que não está exposta à radiação solar, com um material que detenha baixa condutividade térmica e com uma espessura considerável para que se tornem desprezáveis as perdas térmicas por condução. Uma outra forma de reduzir as perdas por condução é a seleção de materiais de baixa condutividade térmica, como o aço inoxidável, a ter em conta na constituição da estrutura que suporta o coletor [30].

Relativamente às perdas por convecção, é convencional considerar-se que são proporcionais a área da superfície absorvora. No entanto, como se trata da perda térmica com maior importância para a generalidade dos coletores solares, existem algumas soluções que passam pela aposta na utilização de múltiplas coberturas transparentes no caso de coletores de placa plana, de tubos de vidro com vácuo, de superfícies refletoras para concentração da radiação numa superfície de menor área, de superfícies absorvoras em cavidades incorporadas com cobertura de vidro (no caso de coletores concentradores), entre outras [30].

As perdas por radiação são relevantes para coletores, cuja temperatura de funcionamento seja superior à temperatura ambiente e tornam-se dominantes quando os coletores operam a elevadas temperaturas [30].

De um ponto de vista de eficiência energética, é benéfico que as perdas térmicas sejam reduzidas, como tal é necessário tomar medidas que combatam as perdas térmicas e que permitam o correto funcionamento do sistema. No caso de a temperatura de funcionamento do coletor ser ligeiramente superior à temperatura ambiente tal não é necessário, mas trata-se de uma condição que impede a aplicabilidade dos sistemas SHIP. De modo a minimizar as perdas

térmicas dos coletores solares, geralmente, procura-se diminuir a área da superfície absorvedora [30].

As tecnologias de concentração solar consistem em grandes superfícies refletoras que direcionam a radiação solar para o absorvedor de área de superfície reduzida, o que lhes permite reduzir as perdas térmicas enquanto operam a elevadas temperaturas, e ainda fornecer significativas quantidades de calor. Uma outra vantagem neste tipo de tecnologias é o facto de, em geral, o custo das superfícies refletoras ser inferior ao custo das superfícies absorvedoras, o que torna interessante visto as tecnologias de concentração utilizarem maior área de superfícies refletoras do que de superfícies absorvedoras. No entanto, por norma, estas tecnologias necessitam de um sistema de seguimento relativamente ao movimento solar, o que aumenta significativamente os custos de construção de coletores solares concentradores [30].

Para o presente estudo, pretende-se fornecer calor a uma temperatura de pelo menos 150°C e, tal como se revela na Tabela 3, existe uma relação entre a gama de temperatura e o tipo de coletor a usar. Sendo assim, abordar-se-á de seguida, mais aprofundadamente, as tecnologias que apresentam uma gama de temperaturas capaz de satisfazer as características da aplicação.

▪ Coletor de placa plana com vácuo ultraelevado (UHV-FPC)

Os coletores UHV-FPC são coletores de placa plana (Figura 6), mas com a particularidade de operarem com pressões bastante inferiores à atmosférica, isto é, perto do vácuo absoluto. Consequentemente, permitem minimizar as perdas de energia por convecção [26]. Este tipo de coletores opera com água pressurizada com temperaturas até 200°C [26].

Um exemplo de um coletor UHV-FPC é o modelo MT-Power da TVP SOLAR [26], que apresenta uma eficiência ótica de cerca de 70% e superior a 40% a temperaturas de 180°C.

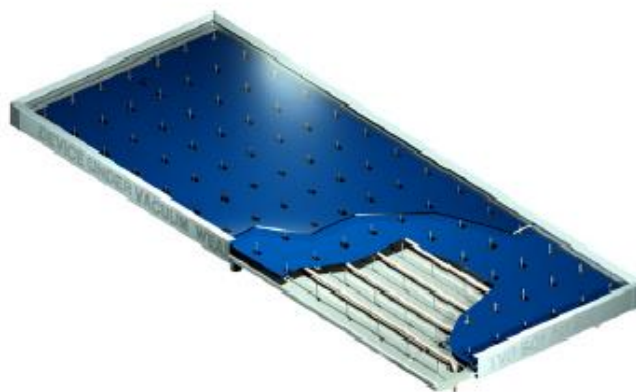


Figura 6- Coletor UHV-FPC [26].

Uma das principais vantagens desta tecnologia relativamente às tecnologias de concentração solar é a possibilidade de absorção da radiação direta e difusa. Esta particularidade permite que o sistema esteja em funcionamento mesmo em condições climáticas desfavoráveis, como dias nublados (valor mínimo de radiação solar de 300 W/m²) [26]. Estes coletores necessitam de reduzidos requisitos de limpeza, pois qualquer tipo de partículas que se acumulem no painel afeta ligeiramente a sua eficiência. Contudo, os fenómenos climáticos como a chuva e o vento são, geralmente, suficientes para a sua limpeza (dependendo da inclinação dos coletores), o que também representa uma vantagem quanto às restantes tecnologias [26].

Visto que os fabricantes ainda não produzem em grande escala, de forma otimizada, e os investimentos na investigação ainda não foram amortizados, os UHV-FPC apresentam maiores custos de investimento que as restantes tecnologias, devido ao seu grau de inovação [26]. No entanto, os seus custos de operação e manutenção (*OPEX* de 3 €/kW/ano) são bastante

inferiores aos das restantes tecnologias, pelos motivos já mencionados, igualando aproximadamente 0,25% do *CAPEX* [26]. Este tipo de coletor é constituído por vidro, aço, cobre e alumínio, tornando-os integralmente recicláveis [26].

▪ Coletor parabólico composto (CPC)

Os coletores parabólicos compostos (Figura 7) têm a capacidade de utilizar radiação de uma vasta gama de ângulos de incidência através de múltiplas reflexões internas até que a radiação atinja o recetor [25]. As reflexões internas são consequência da utilização de uma superfície refletora, com duas secções de uma parábola colocadas frente a frente. Existem múltiplas configurações possíveis para superfície absorvora, esta pode ser plana, bifacial, em cunha ou cilíndrica (Figura 8) [25].

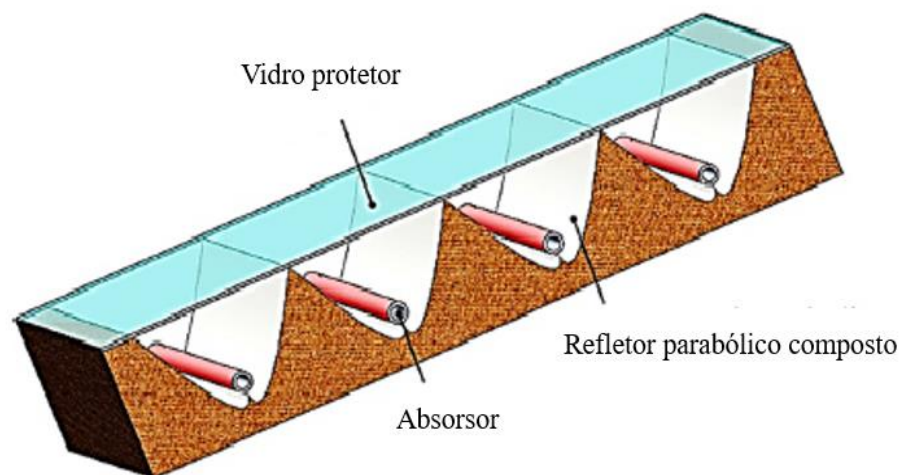


Figura 7- Esquema simplificado de um CPC, adaptado de [24].

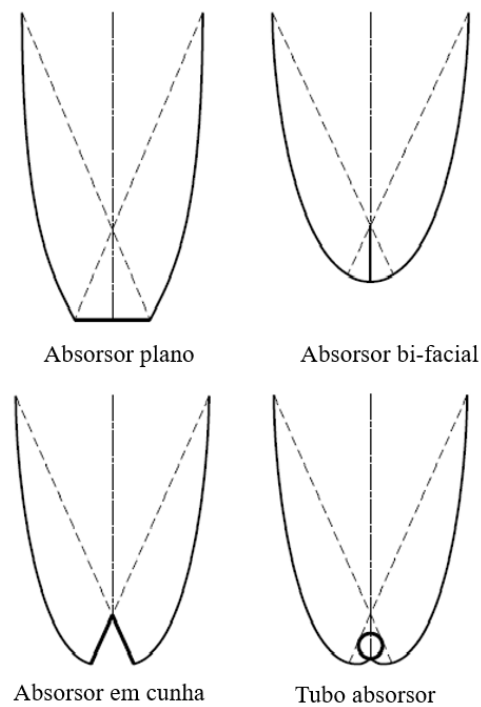


Figura 8- Diferentes configurações de absorvedor, adaptado de [25].

Tipicamente, os CPC apresentam uma cobertura de vidro na sua configuração para proteger de detritos e sujidade a superfície refletora e absorvedora, pois tal teria impacto direto no seu desempenho [24]. Quando se pretende aumentar a temperatura de funcionamento deste tipo de coletores pode-se utilizar um mecanismo de seguimento solar, para maximizar a radiação solar captada e absorvida pelo coletor [25].

▪ Coletor cilíndrico-parabólico (PTC)

Os coletores PTC utilizam uma superfície refletora parabólica, que quando orientada para o sol, reflete a radiação solar, focando-a no recetor central. Este é um tubo metálico preto revestido por uma camada de vidro para reduzir as perdas por convecção [25,26]. Nesta tecnologia, é suficiente utilizar sistemas de seguimento solar de apenas um eixo, o que leva a que se possam produzir refletores de grande comprimento [25].

Quando se comparam as produções de calor com as devidas orientações, é de notar que o coletor com orientação Norte-Sul tem uma produção anual superior, tendo uma capacidade de produção de calor elevada no verão e inferior no inverno, enquanto que o coletor com orientação Este-Oeste apresenta inferior produção de calor no verão e superior produção de calor no inverno, conseguindo uma produção mais constante ao longo do ano [25].

Geralmente, a seleção da orientação do coletor é efetuada consoante as necessidades energéticas da aplicação, isto é, se necessita de maior quantidade de energia no verão ou no inverno [25].



Figura 9- Coletor cilíndrico-parabólico [26].

Esta tecnologia surgiu no mercado na década de oitenta e, devido à elevada experiência adquirida com este tipo de sistemas, é considerada uma das tecnologias solares mais maduras a gerar calor a elevadas temperaturas [25,26]. Pode, inclusive, gerar calor a uma temperatura de 400°C, para geração de eletricidade ou para aplicação de calor solar em processos industriais, ou a uma temperatura até 540°C, caso se utilizem sais fundidos como fluido de transferência de calor [25-27].

Os PTC são construídos em módulos, suportados por dois apoios em ambas as extremidades, e os seus mecanismos de seguimento solar, para além das suas principais funções e do reposicionamento no fim do dia ou à noite, também detêm um papel importante na proteção do sistema [25]. Caso existam condições de trabalho ou meteorológicas desfavoráveis (como ventos fortes que coloquem grandes esforços na estrutura dos coletores), é imperativa a alteração da posição do PTC, interrompendo o seu normal funcionamento [25].

Atualmente, os principais focos de investigação neste campo estão relacionados com a redução de custo e as inovações na tecnologia utilizada. A emergência de coletores que não necessitem de cuidados de lavagem, traduzindo-se numa redução significativa dos custos de manutenção, é um dos grandes objetivos a alcançar no futuro [25].

▪ Refletor Linear Fresnel (LFR)

Os coletores LFR são constituídos por múltiplas superfícies refletoras, retangulares, que focam coletivamente a radiação no recetor linear paralelo ao eixo longitudinal de rotação dos refletores a uma determinada cota superior (Figura 10) [25,31]. Existe a possibilidade de se incluir na configuração do LFR um refletor secundário que envolva a parte superior do recetor. Os restantes refletores estão dispostos, horizontalmente, na superfície de instalação, e cada um tem uma determinada inclinação consoante a sua posição relativamente ao recetor [31].

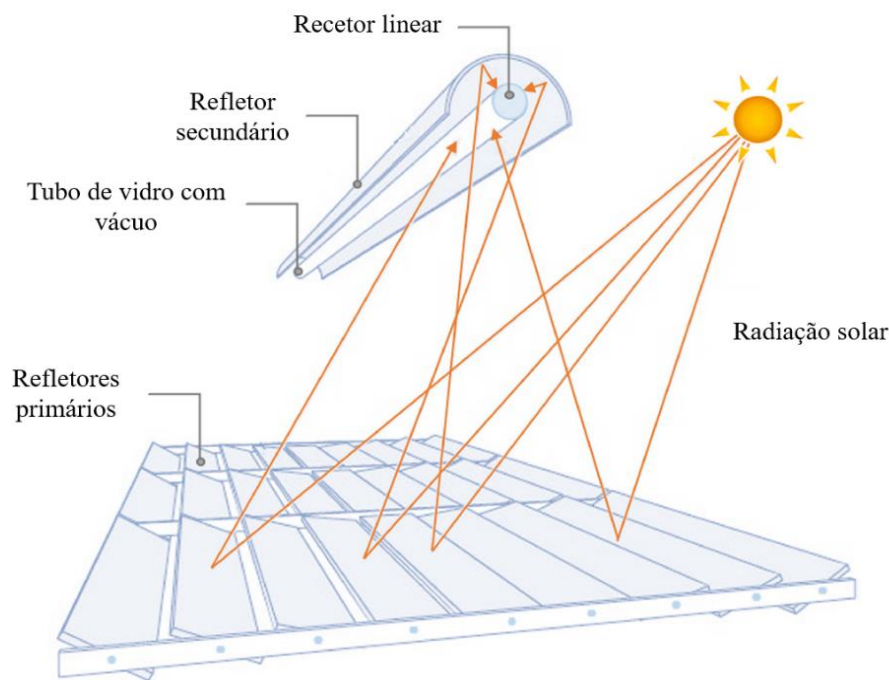


Figura 10- Esquema simplificado de um LFR, adaptado de [32].

No caso dos LFR, o recetor encontra-se sempre na mesma posição não efetuando qualquer tipo de movimento ou rotação sendo a rotação necessária para seguimento solar efetuada pelos refletores, que, ao longo do dia, rodam em torno do eixo de rotação o mesmo número de graus visto que todos detêm posições diferentes de referência [31].

Idealmente, utilizar-se-iam refletores parabólicos de elevadas dimensões. No entanto, em larga escala, podem ser necessárias estruturas de fixação mais robustas, devido ao efeito do vento nos coletores. A utilização de grandes refletores também traz desvantagens de acesso aos equipamentos, o que prejudica a manutenção dos mesmos [31]. Uma matriz de pequenos refletores, distribuídos numa superfície, consegue simular o efeito de um grande refletor contínuo. Isto permite que se possam construir grandes sistemas de concentração, utilizando refletores de menores dimensões, ultrapassando, assim, a necessidade de robustas estruturas de fixação e as dificuldades de acesso [31]. A grande vantagem desta tecnologia é a utilização de múltiplos refletores planos ou curvados de dimensões iguais, o que acarreta reduzidos custos ao invés do custo elevado dos refletores parabólicos de vidro [25,31]. Como os refletores estão dispostos de forma seguida, é necessário algum cuidado com os espaçamentos entre eles, de modo a não haver efeitos de sombreamento nem de bloqueamento da radiação. Tal pode também ser resolvido aumentando a altura a que se encontra o recetor [26]. É, no entanto, necessário evitar quer grandes espaçamentos entre refletores, quer a elevada altura do recetor, pois são aspetos que se refletem nos custos de preparação da superfície de instalação, da estrutura que suporta o recetor, das perdas térmicas em linha e do comprimento de tubagem necessário [26].

Quando comparado com o PTC, o LFR atinge valores mais baixos de eficiência, bem como temperaturas de funcionamento inferiores. No entanto, é uma tecnologia mais económica, pois as suas superfícies refletoras são mais baratas e são instaladas na superfície de instalação, o que se traduz numa redução dos custos de montagem [24,25].

A tecnologia do LFR, apesar de ser a menos madura das tecnologias de concentração solar [31], é viável e considerada a mais económica para aplicações com uma temperatura até 300°C [24], podendo, no entanto, gerar calor até uma temperatura de 400°C [26].

2.1.2 Armazenamento de energia térmica

Ao longo do tempo, a radiação solar não tem uma intensidade constante. É intermitente e, como tal, a procura e a disponibilidade deste recurso nem sempre coincidem. Para colmatar este desfaseamento, utilizam-se sistemas de armazenamento térmico. A energia produzida em excesso é armazenada, para ser utilizada em períodos de carência, como, por exemplo, à noite ou com céu nublado [30]. Quando é incluído armazenamento de energia térmica no sistema, pode-se designar por fase de carga quando se transfere energia para o reservatório, e fase de descarga quando se retira energia do reservatório [33].

O armazenamento de energia térmica tem como objetivo melhorar o desempenho do sistema. Previne que o fluido de trabalho chegue a altas temperaturas aos coletores, o que evita uma redução na sua eficiência, e melhora a utilização da produção energética, conseguindo aumentar a capacidade de resposta a súbitos picos no consumo, e atenuar as discrepâncias entre disponibilidade de recurso e o consumo energético da aplicação. A energia térmica pode ser armazenada em fluidos, sólidos ou materiais de mudança de fase (PCM- do inglês *Phase Change Materials*) [25]. Apesar das suas vantagens, pode ser complicado implementar sistemas SHIP com armazenamento de energia térmica, pois requerem elevada quantidade de espaço disponível [34].

A localização do depósito de energia térmica deve ser também tida em consideração, pois o principal objetivo é que a sua instalação seja próxima dos coletores solares, para minimizar o comprimento da tubagem [25]. A instalação do depósito deve-se realizar em espaços interiores, de maneira a minimizar as perdas térmicas e a deterioração provocada pelos fenómenos climáticos [25]. O depósito deve ser devidamente isolado e revestido exteriormente, de modo a reduzir as perdas térmicas e proteger o mesmo [25].

Quanto ao tipo de armazenamento de energia, existem três variantes: armazenamento térmico sob forma de calor sensível, armazenamento térmico sob forma de calor latente e armazenamento termoquímico [30].

Geralmente, o armazenamento térmico é um dos elementos mais negligenciados nos sistemas SHIP, apesar da sua significativa influência no desempenho, viabilidade e custo do sistema [25].

▪ Armazenamento térmico sob forma de calor sensível

O conceito da configuração deste tipo de armazenamento é o mais simples. O fluido que se encontra armazenado no tanque a temperatura inferior é aquecido pelo fluido proveniente do sistema de calor solar. Geralmente, o fluido de trabalho e o fluido contido no armazenamento são o mesmo, o que proporciona trocas de calor diretas sem necessidade de outros equipamentos, como permutadores de calor [30]. O armazenamento térmico de calor sensível tem a particularidade de a energia armazenada ser proporcional à variação de temperatura do fluido [35].

Uma das principais vantagens do calor sensível é que, em certos casos, dependendo do fluido de trabalho (e.g. água), os ciclos de carga e descarga possam ser realizados, indefinidamente, estando a continuidade do funcionamento apenas relacionada com tempo de vida do reservatório [35].

O fluido utilizado em armazenamento térmico sob forma de calor sensível mais comum é a água, pois não apresenta toxicidade, detém elevado calor específico ($4190 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$), uma elevada massa volúmica (cerca de 1000 kg/m^3) e um custo reduzido devido à sua abundância [25,35]. Estas propriedades descritas são relevantes, uma vez que existe interesse em minimizar as perdas térmicas do reservatório, maximizando, em simultâneo, a quantidade de energia armazenada. Para tal, é relevante um elevado valor de massa volúmica para maximizar a massa de fluido num determinado volume de reservatório e, também, um elevado valor de calor

específico, de modo a garantir maior quantidade de energia para uma determinada massa armazenada.

Para além da água, são também utilizados alguns fluidos como a glicerina, óleos sintéticos, etanol e óleo de canola, os quais estão representados na Tabela 4, juntamente com as suas principais características para o armazenamento de energia térmica [35].

Tabela 4- Propriedades térmicas de alguns fluidos habitualmente utilizados para armazenamento térmico, adaptado de [35]

Substância	Massa volúmica [kg/m ³]	Calor específico [kJ/(kg·K)]	Temperatura de operação [°C]
Água	1000	4190	0 a 100
Etanol	780	2460	-117 a 79
Glicerina	1260	2420	17 a 290
Óleo de canola	910	1800	-10 a 204
Óleos sintéticos	910	1800	-10 a 400

▪ Armazenamento térmico sob forma de calor latente

O calor latente é o calor libertado ou consumido na mudança de fase de um determinado material sem que exista qualquer alteração da sua composição química [34]. Esta transformação ocorre a uma temperatura praticamente constante, o que torna este tipo de armazenamento térmico apropriado para determinadas aplicações [34]. Os materiais utilizados para armazenamento de energia sob forma de calor latente têm uma capacidade de armazenamento de energia superior, comparativamente com os materiais utilizados para armazenamento de energia sob forma de calor sensível. Esta característica permite uma redução no volume necessário para o armazenamento de energia térmica, o que torna os materiais utilizados para armazenamento de energia por calor latente uma potencial solução para as indústrias, especialmente, as que se localizam em meio urbano onde a disponibilidade de espaço é limitada [34].

O armazenamento térmico sob forma de calor latente permite armazenar entre o triplo e o quádruplo da energia armazenada sob forma de calor sensível, e, apesar de ser um método implementado no mercado, apresenta um elevado risco técnico [34].

A libertação de calor latente pode ocorrer de três formas: sólido-líquido, sólido-sólido, líquido-vapor.

▪ Armazenamento termoquímico

O armazenamento termoquímico tem como fundamento a energia térmica necessária para o rompimento de ligações químicas e a reversibilidade destas transformações [30]. Ocorre, primeiramente, uma reação endotérmica que captura o calor cedido na fase de carga, onde as ligações químicas são quebradas pela absorção de calor. Posteriormente, na fase de descarga, os componentes sofrem a reação inversa (exotérmica), libertando a energia outrora absorvida [24].

Este tipo de armazenamento apresenta algumas vantagens tais como: o armazenamento de elevadas quantidades de energia em reduzidas quantidades de material, devido ao elevado teor

energético típico das reações químicas; a possibilidade de armazenamento de energia à temperatura ambiente sem degradação da mesma, pois a reação exotérmica ocorre à temperatura ambiente; a possibilidade de transporte da energia armazenada, devido à alta densidade energética e elevada estabilidade a temperaturas baixas (como acontece com o hidrogénio que é transportado em condutas para posterior utilização) [30].

Enquanto que as tecnologias de armazenamento de energia sob forma de calor sensível e calor latente se encontram disponíveis no mercado, o armazenamento termoquímico encontra-se ainda numa fase de investigação e desenvolvimento [24], sendo necessário mais conhecimento sobre os efeitos, a longo prazo, na reversibilidade das reações químicas e dos efeitos provocados nos equipamentos que as acomodam [30].

2.2 Integração de sistemas de calor solar

O principal objetivo da integração solar em processos industriais é identificar os mais apropriados pontos de integração técnicos e económicos e a forma de integração mais adequada [33]. A quantidade de energia de um processo industrial que é possível colmatar com um sistema solar depende do ponto de integração do sistema [33]. A diversificação de aplicações no setor industrial e respetivas características implicam que a integração dos sistemas seja desenvolvida especificamente para cada caso [33].

O estudo de uma integração de calor solar pode ser dividido em três etapas principais: análise de pré-viabilidade, um estudo de viabilidade e, posteriormente, decisão e planeamento [33]. Ao longo de cada etapa referida, é necessário obter a informação sobre múltiplas características das instalações (por exemplo, a área disponível para instalação de coletores solares, a disponibilidade de radiação solar no local, entre outros) e do processo (como a temperatura do fluido de trabalho, a variação do consumo ao longo do tempo, entre outros) [33].

O desperdício de calor industrial pode tomar valores de cerca de 20 a 50% do consumo energético da respetiva indústria [33]. Apesar de existirem situações em que o desperdício de calor é inevitável, grande proporção da sua totalidade pode ser reaproveitada de diferentes formas. O levantamento detalhado da quantidade de energia e temperatura é essencial para que a hipótese de recuperação de calor seja tida em consideração, o que também é relevante para a integração de calor solar pois a recuperação de calor detém significativo impacto no seu planeamento e configuração do sistema [33].

▪ Circuito do coletor

O circuito do coletor solar tem como função a transferência de calor, ou para o armazenamento térmico, no caso da sua existência, ou, diretamente, para o ponto de integração [33]. A dimensão do campo de coletores depende maioritariamente da fração solar desejada e da área disponível para instalação do campo solar [33].

O tipo de fluido a utilizar depende do tipo de coletor selecionado e da temperatura de operação [33]. É recorrente a utilização de diferentes fluidos no circuito dos coletores e no circuito que fornece calor ao processo, sendo que, nestes casos, utiliza-se um permutador de calor para a troca energética. No entanto, há sistemas cujo fluido utilizado é a água o que torna possível fornecer calor diretamente ao consumidor [33].

▪ Fase de carga de armazenamento térmico

A carga do armazenamento térmico pode ser realizada de forma indireta e direta. Na primeira, a troca de calor entre o circuito do coletor e o armazenamento térmico ocorre com recurso a um permutador de calor e, na segunda, ocorre diretamente sem necessitar de um permutador de

calor. A forma mais comum é a indireta, onde, geralmente, se recorre a um permutador de placas [16,33].

Por vezes, é utilizada em conjunto com dispositivos que promovem a estratificação no reservatório, como uma válvula de três vias, controlando a altura a que o caudal entra ou sai do reservatório, dependendo da configuração do sistema e da sua temperatura [33]. Existem algumas configurações possíveis, sendo que a configuração representada na Figura 11 prioriza o abastecimento rápido do processo e é considerada vantajosa para elevadas temperaturas [33].

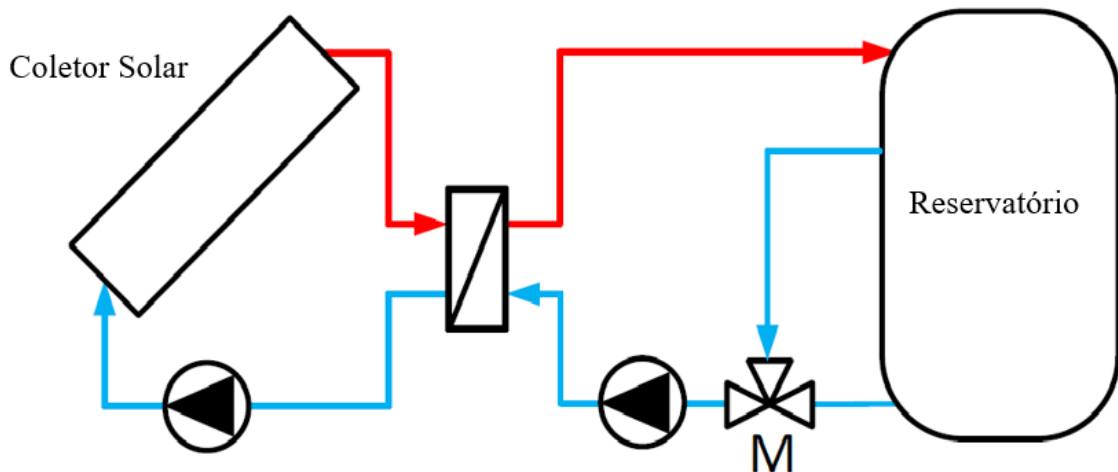


Figura 11- Configuração de carga indireta, adaptado de [33].

▪ Armazenamento térmico

A incorporação de sistemas de armazenamento térmico depende dos aspetos técnicos do sistema SHIP e também da relação custo/benefício que estes acarretam [33].

Por vezes, é necessária a repartição da capacidade desejada em dois reservatórios, devido a limitações de espaço e altura no local de instalação [33]. Neste caso, utilizam-se dois reservatórios, não se devendo exceder esta quantidade, pois, as dificuldades em uniformizar os caudais podem originar uma rede de ligações com diferentes configurações, conforme se verifica na Figura 12 [33].

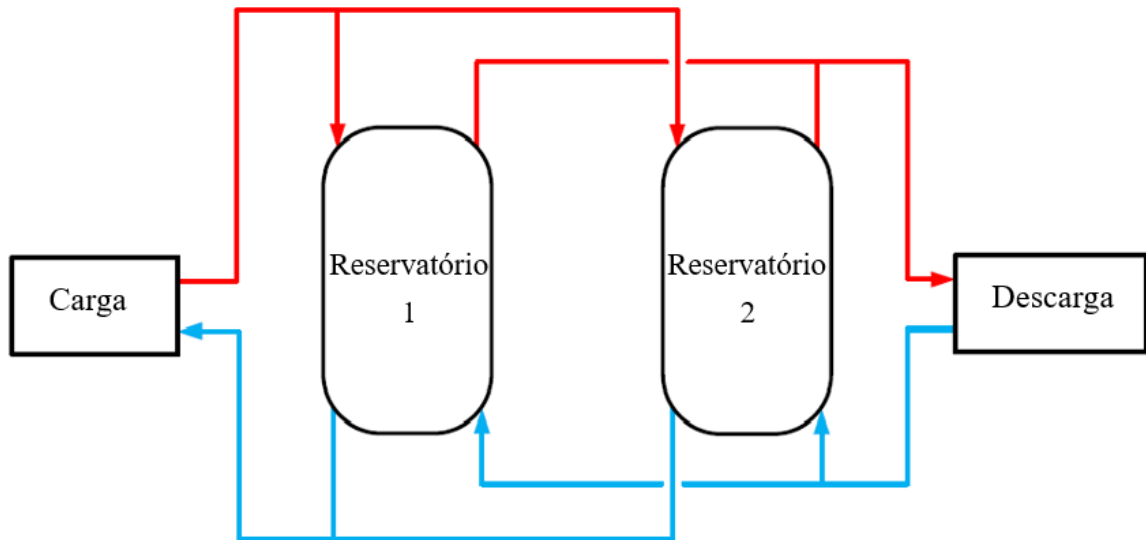


Figura 12- Configuração em paralelo, adaptado de [33].

▪ Fase de descarga do armazenamento térmico

Tal como na carga do armazenamento térmico, na descarga também existem duas formas possíveis: a direta e a forma indireta, com as mesmas características anteriormente referenciadas. A configuração do sistema para a descarga de energia térmica está intimamente associada à integração do sistema, às temperaturas de fornecimento/retorno e, ainda, aos caudais associados [33]. De maneira a maximizar o desempenho do sistema SHIP é necessário que se consiga uma eficiente interação entre as fases de carga e de descarga do armazenamento térmico [33]. Em caso de múltiplos pontos de integração a assegurar, a fase de descarga deve priorizar o ponto de integração com temperatura mais baixa [33]. Existem múltiplas configurações possíveis. A configuração apresentada na Figura 13 é indicada para aplicações que necessitem de temperatura constante [33].

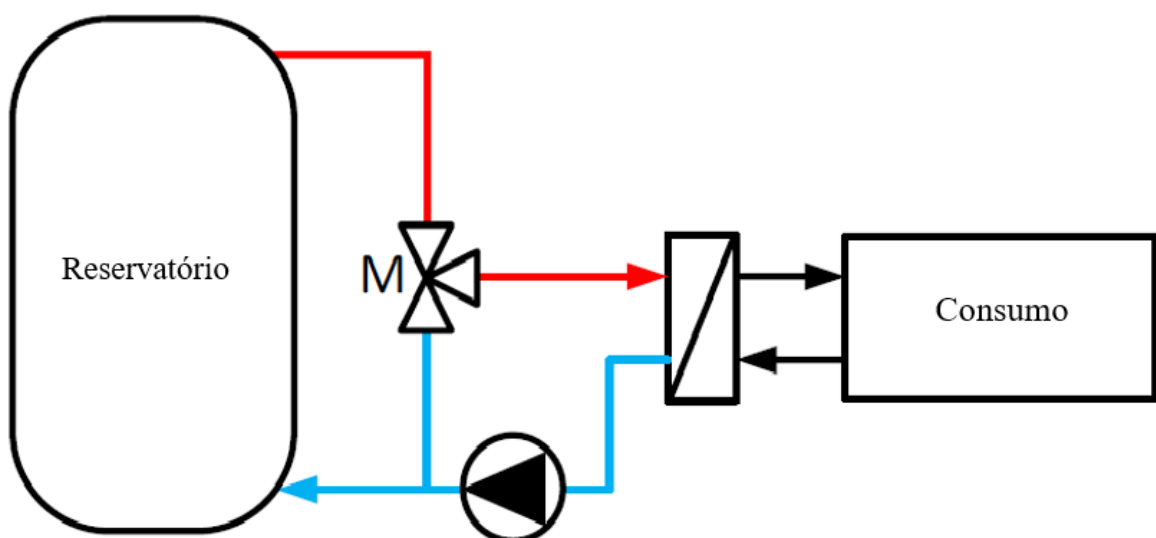


Figura 13- Descarga indireta com controlo de temperatura de abastecimento, adaptado de [33].

2.3 Processo de extrusão na indústria alimentar

A extrusão na tecnologia alimentar é um processo contínuo que combina múltiplas operações unitárias e transformações físico-químicas, incluindo secagem, mistura, cozedura, batadura, corte, fusão, caramelização, moldagem, compressão, esterilização e tem, por fim, a saída do material através de uma matriz [36,37]. Este processo é utilizado para produzir uma vasta gama de produtos, como cereais de pequeno almoço, *snackfoods*, aperitivos, biscoitos, massa, confeções sem açúcar, alimentos substitutos à carne de base de soja e rações para animais (ver Tabela 5) [36].

Tabela 5- Gama de produtos alimentares obtidos por extrusão, adaptado de [36]

Tipo de produto	Exemplo de produto
Produtos à base de cereais	Alimentos para bebés
	Bases para sopas e bebidas instantâneas
	Cereais de pequeno almoço
	Farinhas pré-cozinhadas
	Massas alimentícias
Produtos à base de proteínas	Tostas e <i>croutons</i>
	Carnes processadas
	Queijos processados
	Patés
	Proteínas vegetais
Produtos à base de açúcar	Rações para animais
	Chocolates
	Confeções de alta cozedura (<i>tofes</i> , caramelos, entre outros)
	Gomas
	Pastilhas elásticas

A configuração das operações que constituem o processo de extrusão dos alimentos varia bastante consoante o produto que se pretende obter [37]. No entanto, podem-se considerar dois tipos de extrusão distintos na indústria alimentar, a extrusão a frio e a extrusão a quente [37].

A extrusão a quente é também denominada por extrusão-cozedura [37]. Neste tipo de extrusão é possível atingir temperaturas no cilindro de extrusão na ordem dos 100 aos 180°C, podendo efetivamente chegar até aos 200°C, o que se reflete numa temperatura atingida pela matéria-prima de cerca de 150°C [37]. Estas temperaturas elevadas são resultado da conversão de energia mecânica em energia térmica, através de fricção, e da energia térmica fornecida ao sistema (no pré-condicionador, através de injeção de vapor no cilindro de extrusão e pelo calor fornecido exteriormente à carcaça cilíndrica) [37-39]. A extrusão a quente é considerada como um processo de alta temperatura e de curta duração (processo HTST - do inglês *High-Temperature Short-Time*) [36]. Devido às elevadas temperaturas a que os produtos são sujeitos

procura-se encurtar o tempo de exposição para prevenir a alteração das suas características como mudança de cor, perda de vitaminas, perda de aminoácidos ou inclusive alteração de sabor dos alimentos [37].

Por outro lado, a extrusão a frio mantém o preparado a uma temperatura por volta dos 50°C e, geralmente, recorre a um parafuso helicoidal que opera a baixa velocidade numa carcaça cilíndrica de superfície interna lisa, de modo a comprimir e extrudir o produto com reduzido atrito [36,37]. A extrusão a frio é utilizada para mistura e moldagem de alimentos sem significativa cozedura, como, por exemplo, massas alimentícias, produtos cárneos e gomas [36,37].

A tecnologia de extrusão é caracterizada pela sua capacidade de produzir uma panóplia de alimentos com diferentes texturas, formas e paladar [37]. O processo de extrusão detém múltiplas vantagens tais como: versatilidade, pois permite a produção de uma vasta gama de produtos, alterando os seus ingredientes, as condições de operação do processo e as formas dos produtos finais; elevada produtividade e custos reduzidos, pois quando comparado com outras tecnologias permite uma produção em contínuo que pode ser realizada numa linha de produção automatizada; elevada qualidade de produto; elevada eficiência energética, devido ao reduzido teor de humidade na matéria-prima; compactidade; mínima produção de resíduos e efluentes [36,37,40].

A extrusão recorre à utilização de um ou dois parafusos helicoidais que, ao rodarem no interior de uma carcaça cilíndrica, promovem o deslocamento da matéria-prima no sentido do orifício de saída [36,37]. No processo de extrusão a matéria-prima é comprimida e sofre um aquecimento, que diminui a sua rigidez ou pode até conduzir à sua fusão, amolecendo o material de maneira a assegurar a sua passagem pelo orifício de saída que lhe atribui forma consoante o produto final desejado [36,37]. No caso de a extrusora ter apenas um parafuso helicoidal, trata-se de uma extrusora de parafuso único, e no caso de ter dois parafusos, considera-se uma extrusora de duplo parafuso [39]. Esta última pode ainda ser caracterizada de acordo com o sentido de rotação e pela distância entre os eixos dos parafusos, conforme retrata a Figura 14 [39].

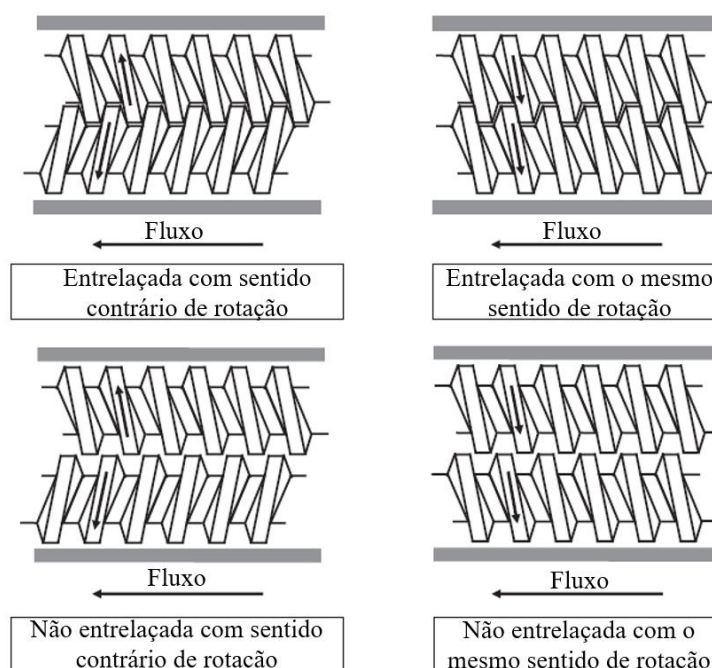


Figura 14- Esquema simplificado das possíveis configurações de uma extrusora de parafuso duplo, adaptado de [39].

Uma extrusora é geralmente constituída por quatro secções: o sistema de alimentação, o pré-condicionador, o cilindro de extrusão e o sistema de corte (ver Figura 15) [41]. O sistema de

alimentação é um sistema simples que tem como função manter um fornecimento constante de matéria-prima seca enquanto que o sistema de corte tem como principal função cortar o produto consoante as dimensões desejadas [41].

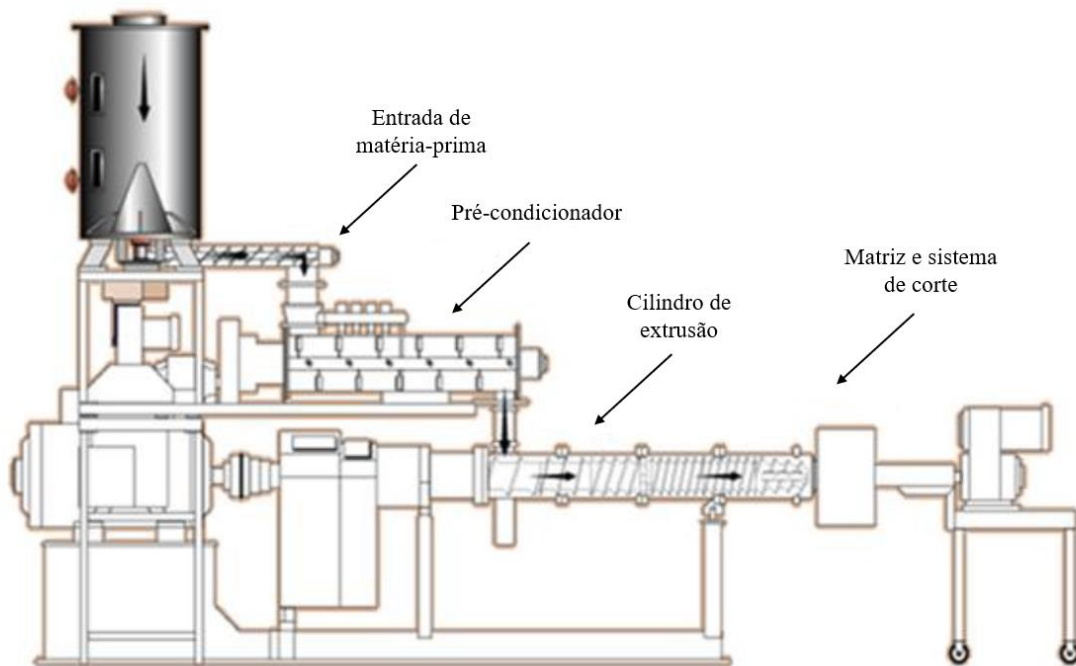


Figura 15- Constituição de uma extrusora, adaptado de [38].

O pré-condicionador é responsável por hidratar e iniciar o cozimento da matéria-prima através da incorporação de água e vapor de água e, ainda, misturar os ingredientes sólidos e líquidos [39,41]. A sua utilização é vantajosa porque permite melhorar a absorção de água, a transferência de calor, o grau de gelatinização do amido (atingindo valores compreendidos entre 85 e 90%) e, ainda, a digestibilidade do produto final [39,41]. O vapor de água a injetar no pré-condicionador deve ser vapor saturado a uma temperatura na gama dos 150 a 180°C [38]. Nem todos os sistemas de extrusão incluem um pré-condicionador. Todavia, é vastamente utilizado na extrusão de alimentos e rações pois desempenha um papel crucial na sua produção [41].

O cilindro de extrusão é o componente principal da extrusora, onde através do fornecimento de energia térmica e mecânica se dá a transformação física e química da matéria-prima [39]. Existem dois tipos de configuração para o cilindro de extrusão: a configuração de monobloco e a configuração modular. A configuração de monobloco consiste numa peça única em que o parafuso está envolto por uma carcaça cilíndrica (Figura 16) e é, tradicionalmente, utilizada em extrusoras de parafuso único. A configuração modular consiste no acoplamento em série de elementos roscados e carcaças cilíndricas (Figura 17), ambos segmentados, sendo utilizada como padrão em extrusoras de parafuso duplo e em extrusoras de parafuso único sofisticadas [39]. Existem diferentes tipos de carcaças cilíndricas modulares (ver Figura 18): módulo fechado (a), módulo com abertura para alimentação vertical (b), módulo com orifícios para injeção de vapor (c) e módulo com abertura para alimentação lateral (d). As carcaças cilíndricas podem ainda ser envoltas por camisas para permitir a circulação de fluidos no seu interior, de modo, a poder-se aquecer ou arrefecer determinada zona do cilindro de extrusão e consequente matéria-prima no seu interior [37,42,43]. As superfícies internas das carcaças cilíndricas e as superfícies externas do parafuso são, por norma, rugosas aumentando a adesão do material de modo a impedir o seu escorregamento [37]. Como o espaçamento no interior da carcaça é reduzido a matéria-prima é sujeita a elevadas pressões [37].

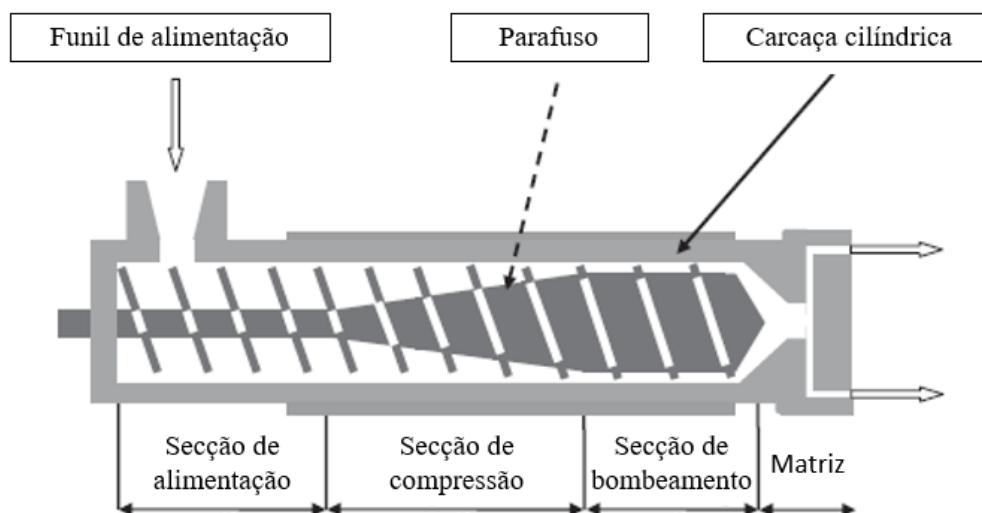


Figura 16-Vista em corte simplificada de um cilindro de extrusão com configuração monobloco, adaptado de [39].

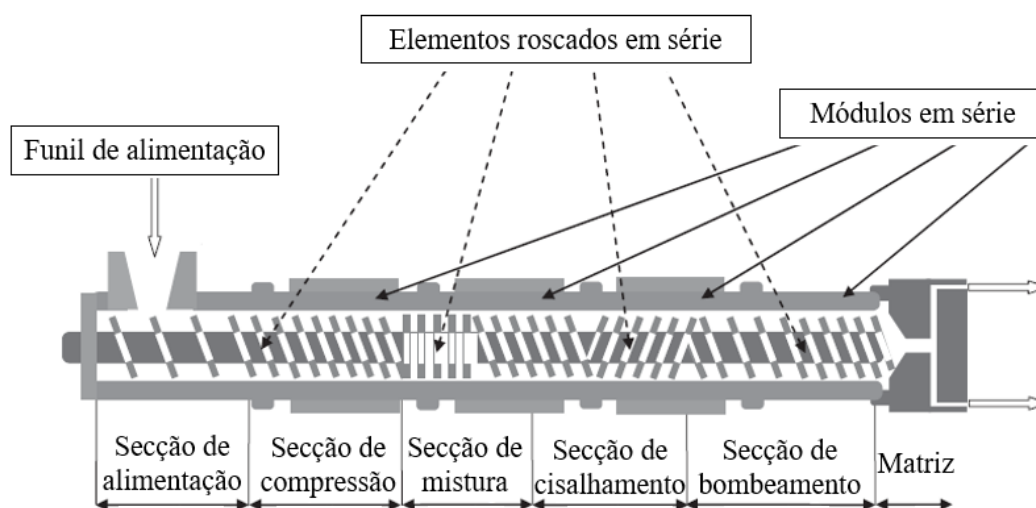


Figura 17- Vista em corte simplificada de um cilindro de extrusão com configuração modular, adaptado de [39].

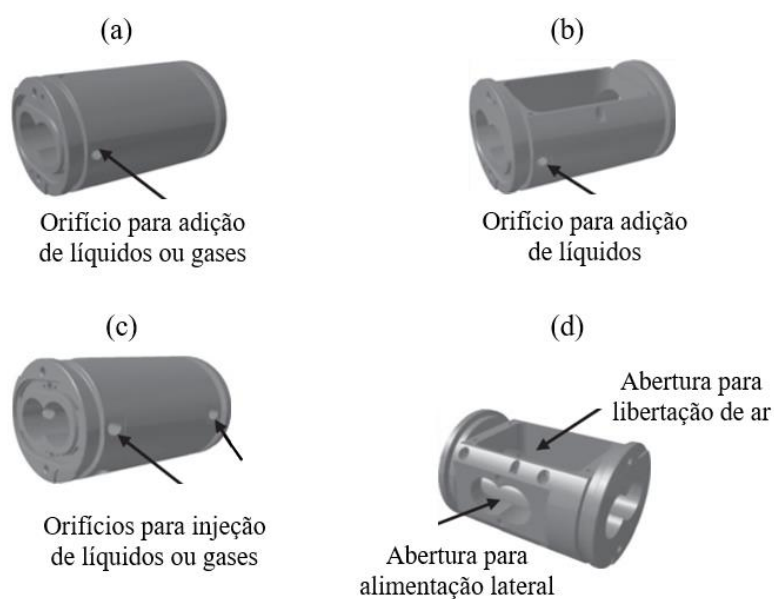


Figura 18- Tipos de carcaças cilíndricas modulares, adaptado de [39].

As principais fontes de energia fornecidas no processo de extrusão são a energia térmica e energia mecânica [39,44]. As modificações físico-químicas durante o processo de extrusão estão diretamente relacionadas com a energia total fornecida [45]. A energia total fornecida ao processo de extrusão (*TSE* - do inglês *Total Specific Energy*) é composta pela energia mecânica específica (*SME* - do inglês *Specific Mechanical Energy*), e pela energia térmica específica (*STE* - do inglês *Specific Thermal Energy*). Ambas são consideradas dois dos principais parâmetros de controlo do processo de extrusão [42]. A *SME* é calculada pela equação 2.1 [39]. Estamos, portanto, perante a utilização de um motor elétrico o que representa, naturalmente, um consumo de energia elétrica.

$$SME = \frac{M_d \omega}{\dot{m}_p} \quad 2.1$$

Na qual,

M_d : binário do(s) parafuso(s) [Nm];

ω : velocidade de rotação dos parafusos [rad/s];

$\dot{m}_p$: caudal mássico de produção [kg/s].

A *STE* contabiliza toda a energia térmica fornecida ao processo e é calculada pela equação 2.2 [39]. As energias específicas expressam-se geralmente em kJ/kg ou Wh/kg [39].

$$STE = \frac{\dot{m}_v h_{lv} + E_t}{\dot{m}_p} \quad 2.2$$

Na qual,

$\dot{m}_v$: caudal mássico de vapor de água injetado [kg/s];

h_{lv} : calor latente de vaporização [J/kg];

E_t : potência calorífica transferida para o cilindro de extrusão [W];

$\dot{m}_p$: caudal mássico de produção [kg/s].

2.3.1 Processo de extrusão na produção de alimentos para animais domésticos

Considerando o estudo da presente dissertação, a produção de rações para animais domésticos, constata-se que estamos perante produtos que necessitam de elevada quantidade de energia térmica e são, maioritariamente, produzidos por extrusão (cerca de 95% das rações secas para animais domésticos) [45].

De modo a respeitar as necessidades energéticas e nutricionais dos animais de estimação, as rações incluem na sua composição elevados teores de amido (o principal carboidrato presente nas rações) e de proteína, podendo a sua constituição na matéria seca da ração extrudida variar entre 5% a 60% e 25% a 70%, respetivamente [46,47].

A utilização de energia térmica no processo de extrusão é justificada por um conjunto de fatores, nomeadamente: o facto de a injeção de vapor ser mais eficiente em produtos com elevada quantidade de proteína; do cozimento da proteína necessitar de elevada quantidade de energia e de humidade (para prevenir a agregação da proteína, cujo impacto no produto final é negativo); e da cozedura do amido também ser melhorada pela utilização de energia térmica. Conclui-se, pois que a utilização de energia térmica no processo de extrusão de alimentos para animais domésticos é vantajosa e necessária [39,45,48].

Tradicionalmente, o setor apostava em empregar elevadas quantidades de *SME* no processo de extrusão. No entanto, maior quantidade de *STE* ao invés de *SME* apresenta inúmeras vantagens: reduzir o custo de produção (isto porque, o custo da energia elétrica é superior ao custo da

energia térmica e permite também reduzir os custos relacionados com o desgaste dos equipamentos); melhorar a digestibilidade dos produtos; reduzir a degradação nutricional; melhorar o paladar dos produtos; aumentar a flexibilidade e capacidade de produção; e melhorar a aparência do produto final [44,49].

Atualmente, o setor está a evoluir no sentido de aumentar a *STE* empregue no processo de extrusão, devido às vantagens já anteriormente mencionadas, pelo que se considerou interessante estudar o potencial da integração de um sistema de energia solar térmica num processo de extrusão de alimentos para animais domésticos.

3 Modelo numérico e integração no processo industrial

Neste capítulo, apresentam-se de forma detalhada as considerações realizadas na elaboração do caso de estudo, na elaboração do modelo numérico, no estabelecimento das condições de funcionamento do sistema e ainda os indicadores de desempenho estudados. Optou-se pela integração de um sistema solar, configurado de forma a assegurar a continuidade da geração de vapor (ver Figura 19). A troca de calor entre o circuito solar e o circuito da geração de vapor recorre a dois permutadores de calor, sendo que um deles está encarregue de aquecer a água até ao estado de líquido saturado (título de 0%) e, o segundo está responsável pela mudança de fase e um sobreaquecimento de 5°C, gerando vapor sobreaquecido.

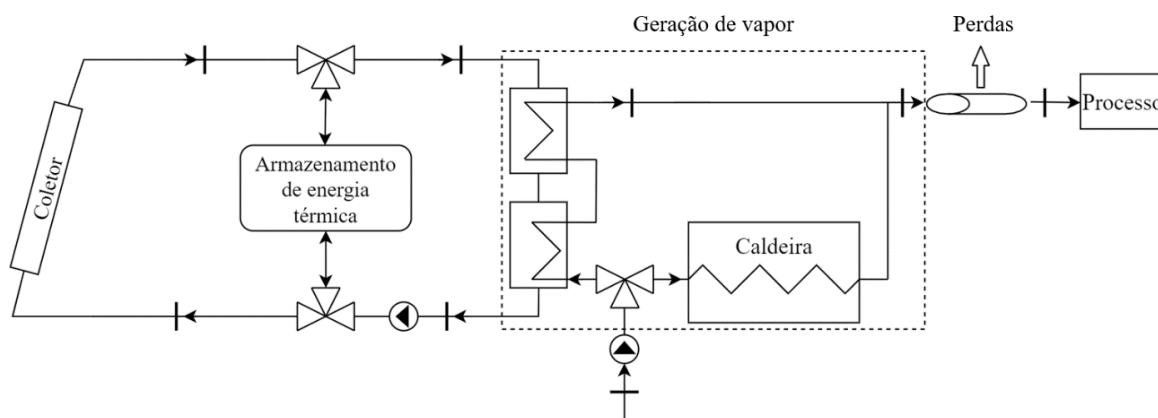


Figura 19- Esquema simplificado da solução estudada.

3.1 Elaboração do caso de estudo

Para que se possa analisar o potencial da integração de energia solar térmica num processo de extrusão, é necessário, primeiramente, estimar as necessidades de energia térmica do processo, apresentadas na Tabela 6 [44].

Tabela 6- Características energéticas do processo de extrusão, adaptado de [44]

SME [kWh/t]	20
STE [kWh/t]	61
TSE [kWh/t]	81
STE / SME	3,1

De forma a obter informação adicional e relevante para este estudo, foram contactadas empresas no setor da indústria alimentar de animais domésticos. Nesse sentido, é possível aferir que a pressão de funcionamento das caldeiras é na ordem dos 500 kPa e que o período de produção dos processos de extrusão em vigor era de 16 horas por dia. Como usualmente é adicionado vapor saturado ao processo [38], é possível definir a temperatura de saturação a 500 kPa, 151,83°C.

Relativamente ao equipamento, considerou-se a extrusora *TT3630 Thermal Twin* de parafuso duplo, com uma capacidade de produção de 9,5 t/h [50].

Considerou-se que apenas é fornecido calor ao processo de extrusão por injeção de vapor de água e que a temperatura da água proveniente da rede é de 20°C. Calculou-se o caudal mássico

de vapor de água necessário, através da equação 2.1, obtendo-se, assim, um caudal mássico de vapor de água ($\dot{m}_v$) de 0,275 kg/s.

Devido a eventuais perdas térmicas no circuito, após a geração de vapor, acrescentou-se um sobreaquecimento de aproximadamente 5°C para garantir vapor saturado aquando da injeção no processo. Deste modo, aquece-se o vapor de água até uma temperatura de 157°C. Assim, através da primeira lei da Termodinâmica, a potência calorífica necessária é determinada pela equação 3.1:

$$\dot{Q}_{cons} = \dot{m}_v(h_{157^\circ C} - h_{20^\circ C}) \quad 3.1$$

Na qual,

$\dot{Q}_{cons}$: potência calorífica de consumo [kW];

$\dot{m}_v$: caudal mássico de vapor de água injetado [kg/s];

$h_{157^\circ C}$: entalpia da água a 157°C a uma pressão de 500 kPa [kJ/kg];

$h_{20^\circ C}$: entalpia da água a 20°C a uma pressão de 500 kPa [kJ/kg].

Assim, em particular, $\dot{m}_v = 0,275$ [kg/s]; $h_{157^\circ C} = 2760,31$ [kJ/kg]; $h_{20^\circ C} = 84,38$ [kJ/kg]; $\dot{Q}_{cons} = 736$ [kW].

3.2 Elaboração do modelo numérico e estabelecimento das condições de projeto

Para a realização deste trabalho, torna-se fulcral a utilização de um *software* de simulação para previsão dos resultados anuais sobre o desempenho do sistema que são de extrema importância para um estudo de pré-viabilidade [51,52]. Para tal, seleccionou-se o *software* greenius, uma ferramenta de simulação gratuita e desenvolvida pelo Instituto de Investigação Solar do Centro Aeroespacial Alemão (DLR) [52].

O greenius foi desenvolvido tendo como foco a geração de eletricidade com origem em fontes de energia renovável, mais especificamente, para tecnologias de concentração solar. No entanto, atualmente, permite a seleção de diversas aplicações, inclusive geração de calor solar para processos industriais [51]. Permite uma obtenção rápida de resultados de desempenho de carácter técnico e económico num ano típico com resolução horária [51]. O greenius fornece, também, uma interface simples para manipulação dos parâmetros de simulação, análise dos resultados obtidos e, ainda, a possibilidade de importação ou exportação de dados intermédios necessários para cálculo (curva de consumo, dados meteorológicos, entre outros), como também a exportação dos resultados da simulação para outros programas (como, por exemplo, o Excel) [51].

Para o presente trabalho, utilizou-se o *software* greenius em conjunto com o Excel, de modo a modelar algumas especificidades, e.g. as perdas do armazenamento de energia térmica. Para o cálculo do desempenho económico, utilizou-se apenas os resultados sobre a produção de calor solar do greenius, tendo o restante cálculo sido realizado com recurso ao Excel.

A interface do *software* greenius divide-se em quatro secções, sendo que três dessas secções (local do projeto, tecnologia e economia) são para introdução dos parâmetros de simulação, e a restante secção é relativa à apresentação dos resultados. Cada secção tem diferentes campos, permitindo a introdução de diferentes tipos de parâmetros necessários para correr a simulação. Nas secções 3.2.1 e 3.2.2 da presente dissertação apresentam-se os campos, referentes secções, e os dados introduzidos para a realização da simulação. Na secção 3.2.3, referente ao desempenho económico, é detalhada a metodologia adotada bem como os valores considerados para cálculo dos indicadores de desempenho económico.

3.2.1 Local do projeto

Esta secção é dividida em quatro campos, sendo eles: nação, localização, curva de consumo e respetiva estratégia de operação e, por último, meteorologia. Nesta secção, determinam-se inúmeros parâmetros económicos relativos ao país onde se localiza o projeto, parâmetros relativos à geografia e meteorologia do local e ainda parâmetros para configuração do funcionamento desejado do sistema.

▪ Nação

No campo da nação é possível determinar uma variedade de parâmetros económicos respetivos ao país onde se localiza o projeto (tarifas de renumeração de eletricidade e calor, preço do combustível e água, taxas de imposto, entre outros). No entanto, os parâmetros neste campo foram propositadamente inalterados, pois o cálculo relativo ao desempenho económico não foi realizado através do *software* greenius.

▪ Localização

No campo da localização, torna-se possível determinar as características geográficas do local de projeto, tais como coordenadas geográficas, propriedades do solo, entre outros. Deste modo, determinou-se a localização do projeto a cidade do Porto, cuja altitude e coordenadas geográficas estão apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7- Altitude e coordenadas geográficas da cidade do Porto

Latitude	41,13 °N
Longitude	-8,60 °E
Altitude	100 m

▪ Curva de consumo e estratégia de operação

No campo relativo à curva de consumo e estratégia de operação, define-se o comportamento do consumo num ano com uma determinada resolução temporal, compreendida entre 10 e 60 minutos. Neste campo, é também possível configurar o comportamento do sistema de acordo com as necessidades da aplicação ou condições desejadas de funcionamento.

Uma vez que se trata de um consumo contínuo a potência constante (736 kW), a curva de consumo do processo foi facilmente gerada. Considerou-se como período de atividade cinco dias úteis semanais, durante 261 dias, por ano (aproximadamente 52 semanas), sendo que nesses dias o período de funcionamento do processo é das 6:00 às 22:00, o que perfaz um total de 16 horas por dia. Na Tabela 8, apresenta-se o consumo de calor referente a diferentes regimes de tempo.

Tabela 8- Necessidades de energia térmica em diferentes regimes de tempo

Regime temporal	Energia térmica [MWh]
Horário	0,736
Diário	11,776
Anual	3073,54

Na estratégia de operação incluiu-se uma caldeira auxiliar, cujas especificações são apresentadas na secção 3.2.2. Deste modo, quando o sistema solar não conseguir satisfazer as necessidades de calor do processo industrial, seja por o fluido de trabalho não atingir a temperatura necessária, ou pela falta de capacidade de produção, ou até pelo armazenamento térmico não ter calor suficiente armazenado (no caso de existência de armazenamento de energia térmica), a caldeira auxiliar pode colmatar as falhas do sistema solar.

▪ Meteorologia

O campo relativo à meteorologia do local de projeto tem como principal função definir o comportamento anual de diferentes variáveis fundamentais para a realização da simulação (desde a radiação incidente à temperatura e pressão ambiente). Os dados meteorológicos exportados para o greenius foram obtidos através do *software* METEONORM para a cidade do Porto com resolução horária [53]. Na Figura 20 e na Tabela 9 apresentam-se, respetivamente, a radiação normal direta média mensal (*DNI* - do inglês *Direct Normal Irradiation*) e um sumário das características meteorológicas mais importantes do local.

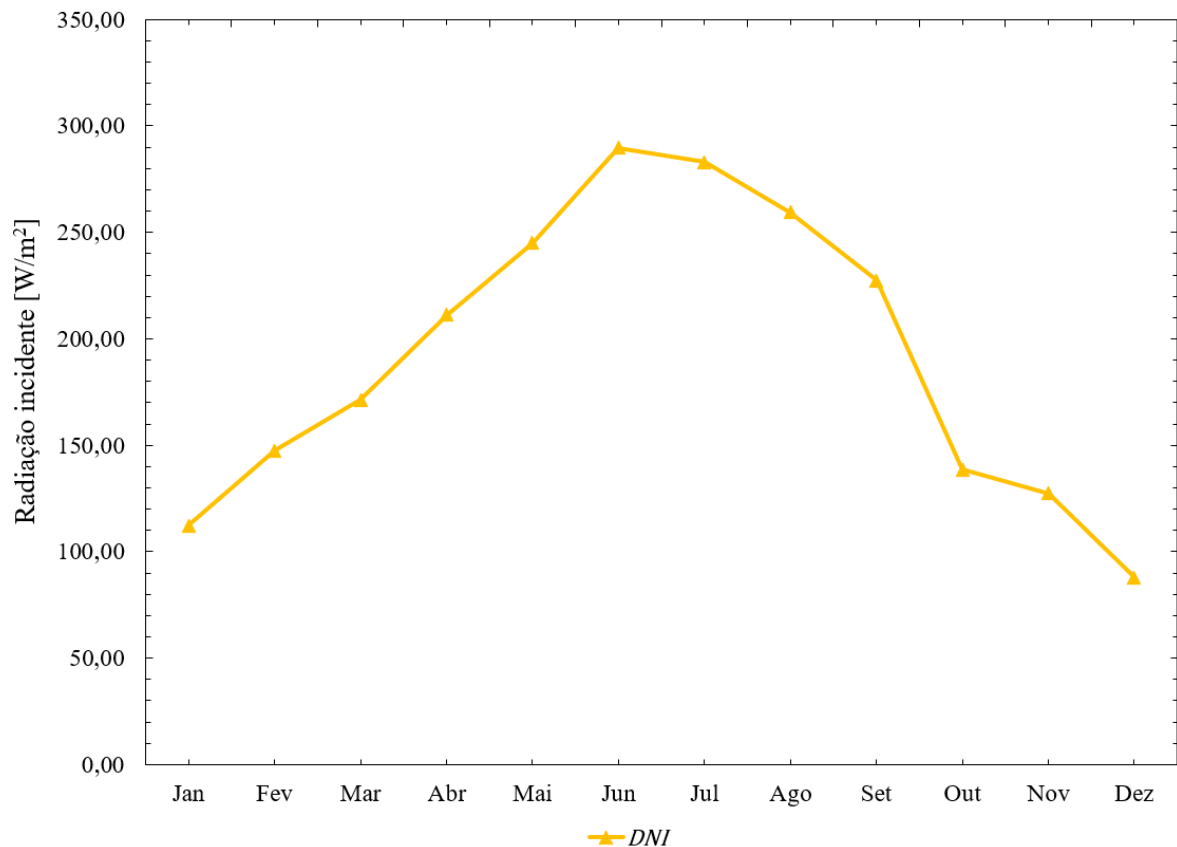


Figura 20- Valores médios mensais de radiação direta normal na cidade do Porto.

Tabela 9- Principais características meteorológicas da cidade do Porto

Temperatura máxima registada no ano [°C]	32,9
Temperatura média anual [°C]	15,11
Temperatura mínima registada no ano [°C]	1,9
Soma anual de DNI [kWh/m ²]	1680,65

3.2.2 Tecnologia

Esta secção é composta por quatro campos, sendo eles: coletor solar, campo solar, armazenamento de energia térmica e caldeira auxiliar. Nesta secção, definem-se os parâmetros técnicos dos diferentes equipamentos do sistema, bem como a configuração e condições de funcionamento do sistema.

▪ Coletor solar

Inicialmente, considerou-se a utilização de coletores do tipo LFR e do tipo PTC. No entanto, após análise dos resultados preliminares obtidos, a escolha recaiu sobre a utilização de coletores do tipo PTC, visto este registar melhores resultados quer de carácter técnico quer de carácter económico. Na presente secção apresentam-se as características do coletor do tipo PTC com seguimento a um eixo selecionado [54]. Este coletor consegue operar até uma temperatura máxima de 500°C e, estruturalmente, é composto por 10 segmentos, atingindo 120m de comprimento com 4,6m de largura de abertura e uma área refletora de 529 m². No greenius o rendimento de um coletor PTC é dado pela equação 3.2 [55]:

$$\eta_{col} = K \eta_{opt} \eta_{limp} - \left(K b_0 \Delta T + \frac{b_1 \Delta T + b_2 \Delta T^2 + b_3 \Delta T^3 + b_4 \Delta T^4}{DNI} \right) \quad 3.2$$

Na qual,

η_{col} : rendimento do coletor;

K : fator de correção do ângulo de incidência modificado;

η_{opt} : rendimento ótico do coletor;

η_{limp} : índice de limpeza da superfície refletora;

b_1 : perdas térmicas do recetor [W/m²K];

b_2 : perdas térmicas do recetor [W/m²K²];

b_3 : perdas térmicas do recetor [W/m²K³];

b_4 : perdas térmicas do recetor [W/m²K⁴];

ΔT : diferença de temperatura entre a temperatura média no coletor e a temperatura ambiente [K];

DNI : radiação direta normal incidente [W/m²].

Assim, em particular $\eta_{opt} = 0,771$; $\eta_{limp} = 0,97$ (valor predefinido pelo greenius); $b_1 = 4,5815 \cdot 10^{-2}$ [W/m²K]; $b_4 = 2,3443 \cdot 10^{-9}$ [W/m²K⁴]; e restantes fatores nulos.

O fator de correção do ângulo de incidência modificado (K) expressa a dependência do rendimento ótico do coletor em função do ângulo de incidência da radiação solar e é calculado de acordo com a equação 3.1 [55]:

$$K = IAM \cos \theta \quad 3.3$$

Na qual,

K : fator de correção do ângulo de incidência;

IAM : modificador do ângulo de incidência;

θ : ângulo de incidência da radiação solar.

Por sua vez o modificador do ângulo de incidência (IAM) é calculado de acordo com a equação 3.4 [55]:

$$IAM = 1 - \frac{a_1\theta + a_2\theta^2 + a_3\theta^3}{\cos \theta} \quad 3.4$$

Na qual,

IAM : modificador do ângulo de incidência;

a_1 : coeficiente de ajuste do ângulo de incidência [$1/^\circ$];

a_2 : coeficiente de ajuste do ângulo de incidência [$(1/^\circ)^2$];

a_3 : coeficiente de ajuste do ângulo de incidência [$(1/^\circ)^3$];

θ : ângulo de incidência da radiação solar [$^\circ$].

Assim, em particular $a_1 = 3,512 \cdot 10^{-4}$ [$1/^\circ$]; $a_2 = 3,137 \cdot 10^{-5}$ [$(1/^\circ)^2$]; a_3 é nulo.

Encontram-se na Tabela 10 os valores do modificador do ângulo de incidência e respetivo fator de correção em função do ângulo de incidência.

Tabela 10- Valores de IAM e K em função do ângulo de incidência do coletor PTC

θ [$^\circ$]	IAM	K
0	1,000	1,000
10	0,993	0,978
20	0,979	0,920
30	0,955	0,827
40	0,916	0,702
50	0,851	0,547
60	0,732	0,366
70	0,479	0,164
80	0,000	0,000
90	0,000	0,000

Na Figura 21, apresenta-se o rendimento do coletor para diferentes valores de radiação direta incidente e para um ângulo de incidência de 0° .

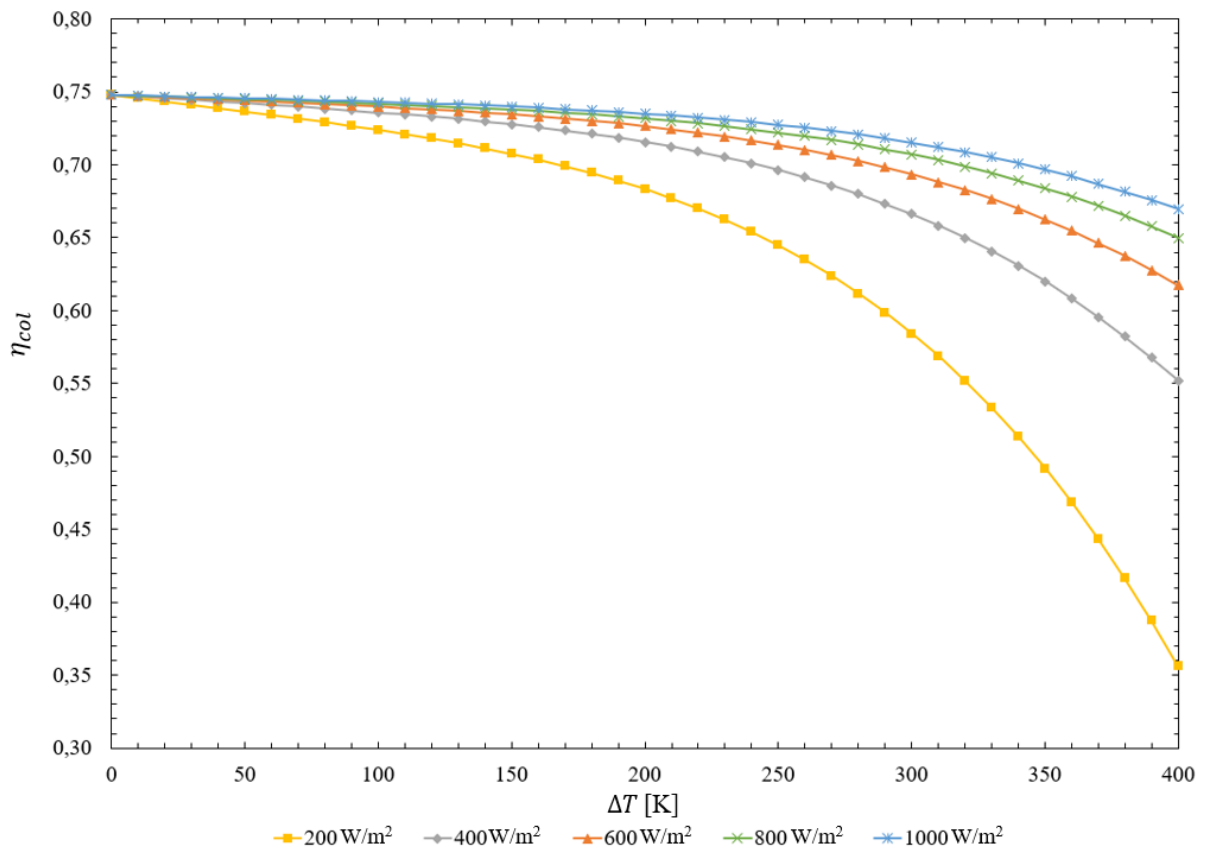


Figura 21- Rendimento do coletor PTC para um ângulo de incidência de 0° .

▪ Campo solar

Para este campo definem-se os parâmetros relativos ao dimensionamento, configuração e caracterização das condições de funcionamento do campo solar.

Definindo-se uma determinada área de campo solar (área de superfície refletora dos coletores), o greenius fornece uma estimativa da produção nominal do campo solar para uma DNI de referência de 750 W/m^2 . Esta estimativa é um valor meramente indicativo que, no entanto, permite uma comparação direta com a potência de consumo, o que a torna de relevante importância para o dimensionamento do campo solar. O dimensionamento do campo solar é de extrema importância, pois tem impacto direto nos indicadores de desempenho técnico e económico do sistema. Quanto à orientação dos coletores, definiu-se uma orientação Norte-Sul em relação ao seu eixo de seguimento (azimute de 0°), com o objetivo de maximizar a produção anual de calor solar. Os parâmetros relacionados com o dimensionamento do campo solar foram alvo de estudo da presente dissertação pelo que se apresentam os valores utilizados no capítulo 4.

Neste campo, também se define o fluido de trabalho e temperaturas de saída e entrada dos coletores. De modo a garantir o correto funcionamento do sistema de acordo com as condições delineadas no caso de estudo, considerou-se uma temperatura de 170°C à saída dos coletores e uma temperatura de 150°C à entrada dos coletores. Apesar da geração de vapor no campo solar ser possível e vantajosa (e.g. eliminação do gerador de vapor, utilização de água), apresenta desafios técnicos como operação com pressões mais elevadas e controlo da geração de vapor [56].

Deste modo, optou-se pela escolha de um óleo térmico para fluido de trabalho. Entre os diferentes fabricantes e tipos de óleos térmicos analisados (Dowtherm, Syltherm, Therminol),

cujas gamas de temperaturas de funcionamento acomodasse os 170°C, sobressaiu o Therminol 54, devido à sua elevada capacidade térmica a 170°C, ao facto de não ser corrosivo para os metais tipicamente utilizados nos sistemas de transferência de calor, e ao facto de poder ser utilizado num circuito não pressurizado [57]. Na Tabela 11, apresentam-se as principais propriedades do Therminol 54.

Tabela 11-Principais propriedades do Therminol 54 [57]

Temperatura mínima de funcionamento [°C]	-28
Temperatura máxima de funcionamento [°C]	280
Capacidade calorífica a 170°C [Wh/kg·K]	0,6778
Massa volúmica a 170°C [kg/m ³]	770

▪ Caldeira auxiliar

Como referido anteriormente, foi incluída uma caldeira auxiliar para que se conseguissem colmatar as falhas do sistema solar e satisfazer as necessidades do processo industrial em qualquer instante. De modo a que a caldeira consiga satisfazer na totalidade o consumo do processo, definiu-se uma potência nominal de 800 kW. Selecionou-se como matéria combustível o gás natural e definiu-se um rendimento térmico de 90%, valor típico para caldeiras que consumam gás natural [58].

▪ Armazenamento de energia térmica

Neste campo define-se se o sistema inclui armazenamento de energia térmica e respetiva capacidade (expressa em kWh), as potências máximas de carga e descarga do armazenamento e também as suas perdas térmicas. Na presente dissertação, optou-se por um sistema de armazenamento térmico sob forma de calor sensível (cujo fluido de armazenamento é idêntico ao do campo solar). A capacidade do armazenamento de energia térmica também foi alvo de estudo da presente dissertação, e, para tal, os valores considerados são expostos no capítulo 4.

Definiu-se a potência máxima de carga do armazenamento igual à produção nominal do campo solar estimada pelo greenius, de forma a comparar adequadamente diferentes dimensionamentos do campo solar. Para a potência máxima de descarga do armazenamento, definiu-se o valor de potência do consumo (736 kW).

Para o correto funcionamento do armazenamento térmico, delineou-se que apenas seria armazenado calor (i.e. entrada de um determinado caudal de fluido a uma temperatura de 170°C no reservatório) quando a produção de calor solar fosse superior ao consumo do processo, sem que ultrapassasse a capacidade do reservatório e respeitando a potência máxima de carga. Caso a produção de calor solar não satisfaça as necessidades de consumo e exista calor armazenado no reservatório, será primeiramente consumido o calor armazenado antes de se recorrer à caldeira auxiliar.

Foram consideradas perdas térmicas (1% da energia armazenada por hora) quando o sistema de armazenamento se encontra carregado e sem utilização. O ajuste na quantidade de energia térmica armazenada é realizado na hora seguinte à existência de perdas, atualizando, assim, o calor disponível para consumo nessa hora.

3.2.3 Economia

O desempenho do sistema solar também é definido pela sua dimensão económica. Posto isto, é primeiramente necessário contabilizar os diferentes custos inerentes a este tipo de sistemas. Todos os cálculos realizados referentes à dimensão económica do sistema foram realizados com recurso ao Excel.

▪ CAPEX

O *CAPEX* (do inglês *Capital Expenditures*) inclui todos os custos de investimento do projeto (coletores solares, sistema de armazenamento térmico, entre outros) e, no caso dos sistemas solares, é comum ser expresso em €/m² (de área refletora no caso de tecnologias de concentração solar) [58]. Considerou-se um custo específico de investimento para o campo solar de 300 €/m² e um custo específico de investimento para o armazenamento térmico de 2,7 €/kW [54,59-62]. Para o cálculo do *CAPEX* do sistema, teve-se em conta o custo de investimento do campo solar, o custo de investimento do armazenamento de energia térmica e reservou-se uma fração para possíveis contingências do projeto (5% do valor do *CAPEX*) [54], ver equação 3.5:

$$CAPEX = (C_{e_{i,SS}} \cdot A_{ref} + C_{e_{i,SA}} \cdot \dot{Q}_{m\acute{a}x,SA}) \cdot (1 + Cont) \quad 3.5$$

Na qual,

CAPEX: custos associados ao investimento capital do sistema [€];

$C_{e_{i,SS}}$: custo específico de investimento do campo solar [€/m²];

A_{ref} : área refletora do campo solar [m²];

$C_{e_{i,SA}}$: custo específico de investimento do armazenamento térmico [€/kW];

$\dot{Q}_{m\acute{a}x,SA}$: potência máxima de carga/descarga do armazenamento térmico [kW];

Cont: contingências [%].

Assim, em particular $C_{e_{i,SS}} = 300$ [€/m²]; $C_{e_{i,SA}} = 2,7$ [€/kW]; *Cont* = 5 [%].

No que se relaciona com os valores referidos, estes dependem das características do projeto e podem ser negociados com o fornecedor, pelo que se estudou na secção 4.1 a influência do custo específico de investimento do campo solar nos indicadores de desempenho económico, considerando-se uma gama de 200 €/m² até 300 €/m² e registando-se os indicadores de desempenho económico do sistema obtidos.

▪ OPEX

O *OPEX* (do inglês *Operation Expenditures*) inclui todos os custos anuais relacionados com a operação do sistema (custos de manutenção, consumos energéticos associados ao controlo do sistema, entre outros) [58]. Para o campo solar, considerou-se um custo específico relativo a operação e manutenção de 2 €/m²/ano, reservou-se uma fração relativa ao seguro dos equipamentos de 1 %/ano (em função do valor final de *CAPEX*) e uma outra fração para eventual substituição de equipamentos de 0,2 %/ano (em função do valor final de *CAPEX*) [54,63]. Relativamente ao armazenamento de energia térmica, assumiu-se um custo específico relativo à operação e manutenção de 0,03 €/kW/ano [62]. Para o cálculo do *OPEX*, foram adicionados o custo total anual relativo ao campo solar e o custo total anual relativo ao armazenamento de energia térmica, ver equação 3.6. Na presente dissertação, atribui-se um valor de *OPEX* constante ao longo da vida do sistema.

$$OPEX = C_{e_{o,SS}} \cdot A_{ref} + (F_{seguro} + F_{subs}) \cdot CAPEX + C_{e_{o,SA}} \cdot \dot{Q}_{m\acute{a}x,SA} \quad 3.6$$

Na qual,

$OPEX$: custos anuais relacionados com a operação do sistema [€/ano];

$Ce_{o,SS}$: custo específico relativo a operação e manutenção do sistema solar [€/m²/ano];

A_{ref} : área refletora do campo solar [m²];

F_{seguro} : seguro dos equipamentos [%/ano];

F_{subs} : substituição dos equipamentos [%/ano];

$CAPEX$: custos associados ao investimento capital do sistema solar térmico [€];

$Ce_{o,SA}$: custo específico relativo a operação e manutenção do armazenamento de energia térmica [€/kW];

$\dot{Q}_{máx,SA}$: potência máxima de carga/descarga do armazenamento térmico [kW].

Assim, em particular $Ce_{o,SS} = 2$ [€/m²/ano]; $S_{seguro} = 1$ [%/ano]; $S_{subs} = 0,2$ [%/ano]; $Ce_{o,SA} = 0,03$ [€/kW/ano].

3.3 Indicadores de desempenho do sistema

Nesta secção, apresentam-se os indicadores técnicos, económicos e ambientais estabelecidos para análise do desempenho do sistema.

3.3.1 Indicadores de desempenho técnico

▪ Fração solar

A fração solar quantifica, em percentagem, quanto do consumo de calor é coberto pelo sistema solar (equação 3.7) [28,58,63]. Definiu-se como calor solar útil a quantidade de calor gerado pelo campo solar, diretamente consumido pelo processo, juntamente com o calor fornecido pelo armazenamento térmico.

$$f_s = \frac{Q_{útil}}{Q_{cons}} \quad 3.7$$

Na qual,

f_s : fração solar [%];

$Q_{útil}$: calor solar útil [MWh];

Q_{cons} : calor consumido para geração de vapor [MWh].

▪ Rendimento térmico do sistema solar

O rendimento do sistema solar é definido percentualmente pela quantidade de energia convertida pelo sistema solar, tendo em conta a totalidade de energia proveniente da radiação solar que atinge o coletor (equação 3.8) [28,58,63]. Considerou-se como calor gerado pelo campo solar, o calor produzido pelo sistema solar possível de ser utilizado no processo industrial, i.e., a temperatura igual ou superior a 170°C.

$$\eta_{solar} = \frac{Q_{ger}}{Q_{disp}} \quad 3.8$$

Na qual,

η_{solar} : rendimento térmico do campo solar [%];

Q_{ger} : calor gerado pelo campo solar disponível para consumo [MWh];

Q_{disp} : energia disponível proveniente da radiação solar incidente [MWh].

Por sua vez, a energia proveniente da radiação solar é dada pela equação 3.9:

$$Q_{disp} = DNI \cdot A_{ref} \cdot \Delta t \quad 3.9$$

Na qual,

DNI : radiação incidente normal direta [W/m^2];

A_{ref} : área refletora do campo solar [m^2];

Δt : intervalo de tempo [s].

▪ Razão de calor útil

A razão de calor útil quantifica percentualmente o calor produzido pelo campo solar que é consumido pelo processo industrial (equação 3.10) [63]. Este indicador é particularmente interessante para avaliar o dimensionamento do campo solar. Considerou-se como calor solar útil a quantidade de calor solar consumido para geração de vapor.

$$R_u = \frac{Q_{util}}{Q_{ger}} \quad 3.10$$

Na qual,

R_u : razão de calor útil [%];

Q_{util} : calor solar útil [MWh];

Q_{ger} : calor gerado pelo campo solar disponível para consumo [MWh].

▪ Rendimento do armazenamento térmico

Quando o sistema inclui armazenamento de energia térmica (TES - do inglês *Thermal Energy Storage*), o seu rendimento pode ser considerado um relevante indicador de desempenho técnico. Este indicador é definido como a razão entre o calor fornecido durante a fase de carga e o calor recuperado, durante a fase de descarga do armazenamento térmico para um determinado período (equação 3.11) [58,63,64].

$$\eta_{TES} = \frac{Q_{s,TES}}{Q_{e,TES}} \quad 3.11$$

Na qual,

η_{TES} : rendimento do TES [%];

$Q_{s,TES}$: calor recuperado na fase de descarga do TES [MWh];

$Q_{e,TES}$: calor fornecido durante a fase de carga do TES [MWh].

É necessário referir que o rendimento do sistema de armazenamento de energia térmica, é apenas afetado pelas perdas de energia térmica, ver equação 3.12:

$$Q_{s,TES} = Q_{e,TES} - Q_{p,TES} \quad 3.12$$

Na qual,

$Q_{s,TES}$: calor recuperado na fase de descarga do TES [MWh];

$Q_{e,TES}$: calor fornecido durante a fase de carga do TES [MWh];

$Q_{p,TES}$: perdas térmicas [MWh].

▪ **Eficácia do armazenamento térmico**

A eficácia do armazenamento de energia térmica permite que se tenha uma perceção da relevância do sistema de armazenamento, visto ser definida pela razão entre o calor fornecido ao processo durante a fase de descarga do armazenamento térmico e o calor solar útil (equação 3.13) [58].

$$E_{TES} = \frac{Q_{s,TES}}{Q_{útil}} \quad 3.13$$

Na qual,

E_{TES} : eficácia do TES [%];

$Q_{s,TES}$: calor recuperado na fase de descarga do TES [MWh];

$Q_{útil}$: calor solar útil [MWh].

3.3.2 Indicadores de desempenho económico

▪ Custo nivelado de calor (*LCOH*)

O custo nivelado de calor (*LCOH* - do inglês *Levelized Cost of Heat*) traduz o custo do calor produzido pelo sistema solar durante o seu tempo de vida [58]. De modo a verificar se a instalação de um sistema solar térmico permitiria reduzir os custos da produção de calor para consumo, compararam-se os valores de *LCOH* obtidos com o custo do gás natural para a indústria, em Portugal (0,0813 €/kWh) [58]. Este parâmetro é principalmente útil para comparação de diferentes soluções e tecnologias e o indicador de desempenho económico de maior peso na avaliação de pré-viabilidade do sistema é calculado através da equação 3.14 [58,63,65]:

$$LCOH = \frac{CAPEX + \sum_{x=1}^T \left[\frac{OPEX}{(1+i)^x} \right]}{\sum_{x=1}^T \left[\frac{Q_{\text{útil},ini} (Degrad)^x}{(1+i)^x} \right]} \quad 3.14$$

Na qual,

LCOH: custo nivelado de calor [€/kWh];

CAPEX: custos associados ao investimento capital do sistema [€];

OPEX: custos anuais relacionados com a operação do sistema [€/ano];

i: taxa de juro [%];

T: tempo de vida do sistema solar [anos];

Q_{útil,ini}: calor solar útil anual registado no primeiro ano de utilização do sistema [kWh];

Degrad: taxa de degradação da produção nominal do sistema [%/ano].

Assim, em particular *i* = 4 [%]; *T* = 25 [anos]; *Degrad* = 0,5 [%/ano]. Os valores considerados são valores típicos para sistemas solares térmicos [58].

▪ Período de retorno do investimento

O período de retorno do investimento (*PP* - do inglês *Payback Period*) é um convencional indicador económico que determina quando se inicia a geração de lucro de um determinado investimento [58]. O período de retorno de investimento pode ser determinado de uma forma simplista quando o custo total acumulado do projeto (ver equação 3.15) iguala a poupança acumulada (equação 3.16), conforme a Figura 22. No entanto, um período de retorno de investimento inferior pode não corresponder a uma maior geração de lucros, visto apenas se analisar até à geração de lucro e não se ter em contabilização o lucro gerado até ao fim de vida do sistema.

$$Custo_{TA}(t) = CAPEX + \sum_{x=1}^t OPEX \quad 3.15$$

Na qual,

Custo_{TA}(t): custo total acumulado do projeto até ao ano *t* [€];

CAPEX: custos associados ao investimento capital do sistema [€];

OPEX: custos anuais relacionados com a operação do sistema [€/ano].

$$P_A(t) = \frac{\sum_{x=1}^t Q_{\text{útil}} \cdot C_{gn}}{\eta_{cald}} \quad 3.16$$

Na qual,

$P_A(t)$: poupança acumulada até ao ano t [€];

$Q_{\text{útil}}$: calor solar útil [kWh/ano];

C_{gn} : custo do gás natural para a indústria, em Portugal [€/kWh];

η_{cald} : rendimento da caldeira [%].

Assim, em particular, $C_{gn} = 0,0813$ [€/kWh] e $\eta_{cald} = 90$ [%].

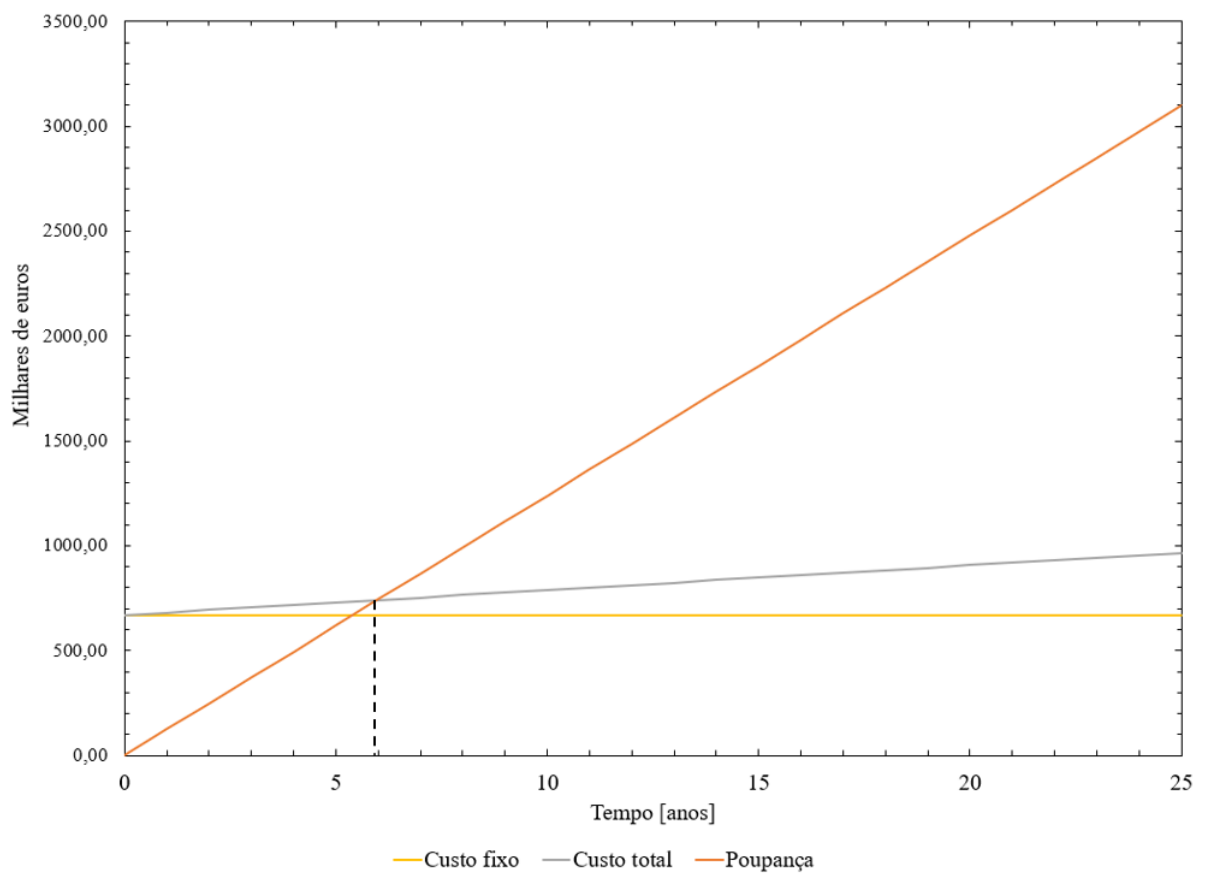


Figura 22- Determinação do período de retorno de investimento.

3.3.3 Indicador de desempenho ambiental

▪ Redução das emissões de CO₂

A introdução de um sistema SHIP traduz-se numa economia de combustível fóssil, e diretamente numa redução das emissões de CO₂. Utilizando um fator de emissão do gás natural de 0,234 kg CO₂e/kWh [58], a economia de emissões de CO₂ do sistema é obtida pela equação 3.17:

$$E_{CO_2} = \frac{Q_{\text{útil}} \cdot Fe}{\eta_{\text{cald}}} \quad 3.17$$

Na qual,

E_{CO_2} : economia de emissões de CO₂ [kg CO₂];

$Q_{\text{útil}}$: calor solar útil [kWh];

Fe : fator de emissão do gás natural [kg CO₂/kWh];

η_{cald} : rendimento da caldeira auxiliar [%].

Assim, em particular $Fe = 0,234$ [kg/kWh] e $\eta_{\text{cald}} = 90$ [%].

4 Resultados obtidos

Este capítulo está dividido em 2 subsecções, nas quais são apresentados os resultados do estudo de pré-viabilidade realizado.

Na primeira subsecção, apresentam-se e analisam-se os resultados relativos aos indicadores de desempenho do sistema solar (consultar Anexo A). O estudo paramétrico realizado consistiu em variar a potência nominal do campo solar e a capacidade do armazenamento térmico. Com o objetivo de maximizar a participação do sistema solar na geração de vapor, consideram-se apenas sistemas que, na ausência de armazenamento térmico, atingissem uma fração solar superior a 25%.

Na segunda subsecção, expõe-se a configuração escolhida com o intuito de analisar o comportamento do sistema, e assume-se como critério para esta escolha o menor *LCOH*. Para tal, realizaram-se duas análises, sendo uma de base mensal (consultar Anexo B), e outra de base horária.

4.1 Estudo paramétrico

O estudo paramétrico realizado tem como objetivo analisar o desempenho anual do sistema num ano típico para diferentes áreas do campo solar e capacidades do armazenamento térmico, e para aferir qual a configuração do sistema mais adequada para o caso de estudo. Neste estudo, abordaram-se os principais indicadores de desempenho técnico (fração solar, razão de calor útil, rendimento e eficácia do armazenamento térmico) e o principal indicador de desempenho económico (custo nivelado de calor).

Para definir a área do campo solar, partiu-se das condições de funcionamento do sistema definidas anteriormente (temperaturas de entrada e saída dos coletores e fluido de trabalho), procurando uma potência nominal de produção que fosse capaz de acomodar a demanda do processo. A análise das diferentes dimensões do campo solar teve como base o uso do conceito de múltiplo solar (*SM* - do inglês *Solar Multiple*), conforme descrito na equação 4.1. Os valores definidos encontram-se na Tabela 12.

$$\dot{Q}_{ger,nom} = SM \cdot \dot{Q}_{cons} \quad 4.1$$

Na qual,

$\dot{Q}_{ger,nom}$: potência nominal de produção do campo solar [kW];

SM: múltiplo solar;

$\dot{Q}_{cons}$: potência calorífica de consumo [kW].

Tabela 12- Definição das capacidades de produção do campo solar estudadas

Número de coletores	Área refletora do campo solar [m ²]	Produção nominal [kW]	SM
4	2116	1141	1,5
5	2645	1427	2
6	3174	1712	2,5
8	4232	2283	3

No sentido de compreender se seria vantajoso a adição de um sistema de armazenamento de energia térmica e, nesse caso, qual a sua capacidade, foram definidas cinco capacidades diferentes que permitissem um determinado número de horas do funcionamento do processo a plena carga (ver Tabela 13). Incluiu-se um valor respetivo ao funcionamento do sistema sem armazenamento de energia (0 horas a plena carga).

Tabela 13- Definição das capacidades de armazenamento de energia térmica estudadas

Capacidade em horas a plena carga	Capacidade do armazenamento de energia térmica [kWh]
0	0
4	3000
8	6000
12	9000
16	11800

4.1.1 Fração solar e razão de calor útil

Na Figura 23, apresenta-se a fração solar e a razão de calor útil para os diferentes SM definidos em função das capacidades de armazenamento definidas.

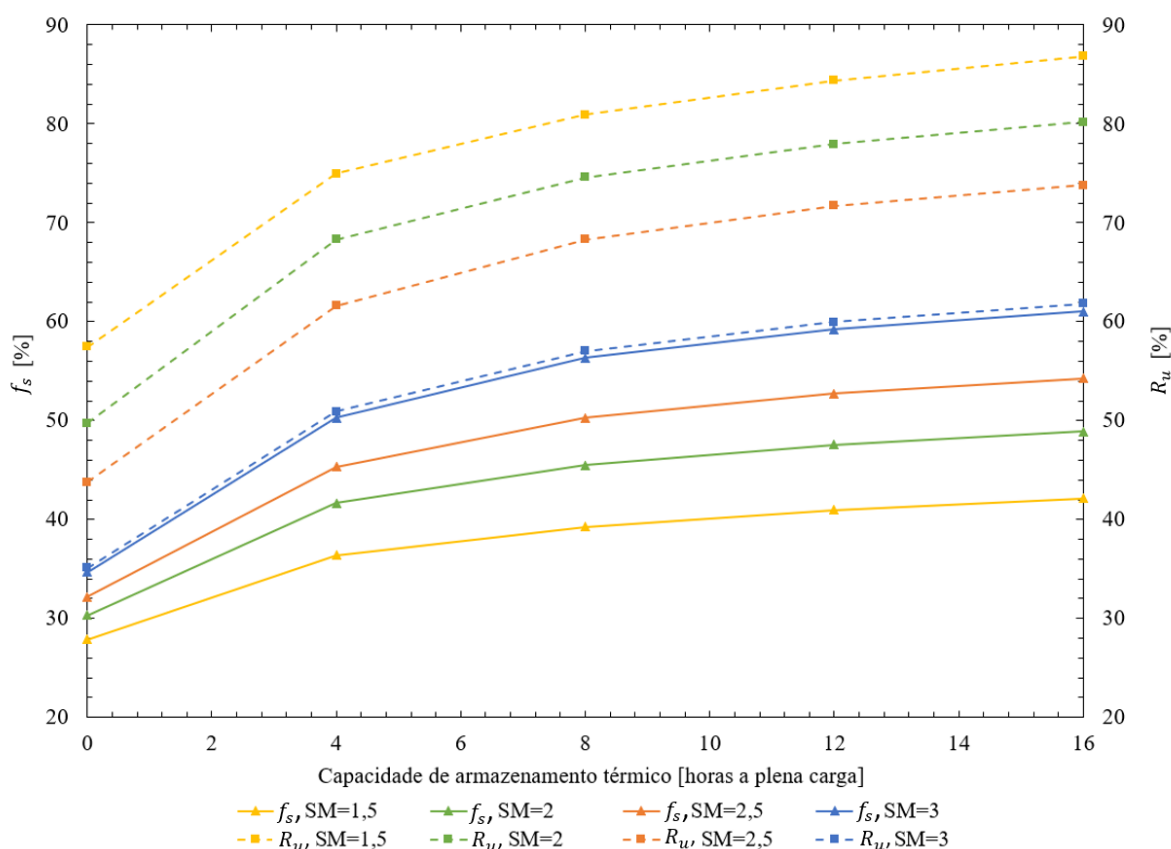


Figura 23- Fração solar e razão de calor útil para diferentes SM.

A fração solar apresenta um crescimento expectável, isto é, à medida que aumenta a dimensão do campo solar e a capacidade de armazenamento utilizados, aumenta a disponibilidade de

energia térmica, e, como tal, a quantidade de calor fornecido ao processo, o que leva ao aumento da fração solar do sistema.

Relativamente à razão de calor útil (ver Figura 23), verifica-se que tende a diminuir com o aumento da potência nominal do campo solar. Este facto ocorre porque apesar do aumento da área do campo solar resultar numa maior produção solar, resulta também num acréscimo da energia desperdiçada (ver Figura 24), e.g. para uma capacidade de armazenamento de 8 horas um SM de 2 regista uma razão de calor útil de 74,6%, um valor de calor produzido de 1874,7 MWh e um valor de calor desperdiçado por excesso (Q_{desp}) de 398,9 MWh (21,3% do calor produzido), enquanto um SM de 2,5 regista uma razão de calor útil de 68,3%, um valor de calor produzido de 2260,3 MWh e um valor de calor desperdiçado por excesso de 625,3 MWh (27,7% do calor produzido).

Na Figura 23, observa-se que a inclusão de armazenamento de energia térmica e o aumento da sua capacidade resulta num contínuo aumento da fração solar e da razão de calor útil. No entanto, este aumento tende a ser menos acentuado, isto é, o aumento da capacidade do armazenamento de energia térmica resulta num acréscimo do calor útil (ver Figura 24), pela redução do desperdício de energia por excesso. Não obstante o processo esteja em funcionamento apenas cinco dias por semana, a adição de armazenamento de energia térmica permite que se armazene o calor solar gerado durante o fim-de-semana (pausa laboral).

Por outro lado, denota-se que existe um menor aumento relativo do calor útil com a capacidade do armazenamento térmico (ver Figura 24), e.g. para um SM de 2,5 o aumento da capacidade de armazenamento de 8 para 12 horas resulta num aumento relativo do calor útil de 5% enquanto de 12 para 16 horas resulta num aumento de 3%. Este facto acontece porque o consumo se mantém constante, apesar do aumento da capacidade do armazenamento térmico, pelo que apenas determinada quantidade da energia armazenada será consumida sem existirem perdas, e ainda se regista que o aumento da quantidade de energia armazenada resulta em maiores perdas térmicas.

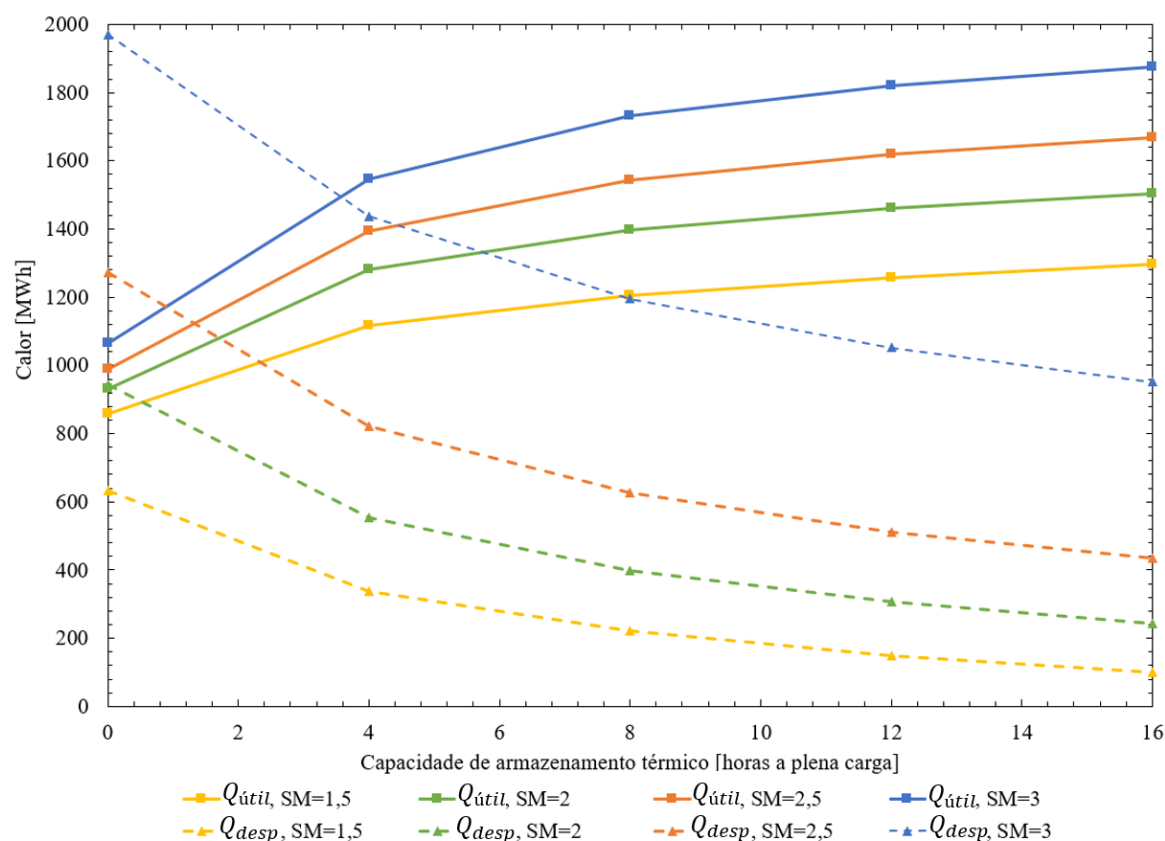


Figura 24- Calor útil e calor desperdiçado por excesso para diferentes SM.

4.1.2 Rendimento e eficácia do armazenamento de energia térmica

Na Figura 25, apresenta-se o rendimento e a eficácia do armazenamento de energia térmica, para os diferentes SM definidos, em função das capacidades de armazenamento assumidas.

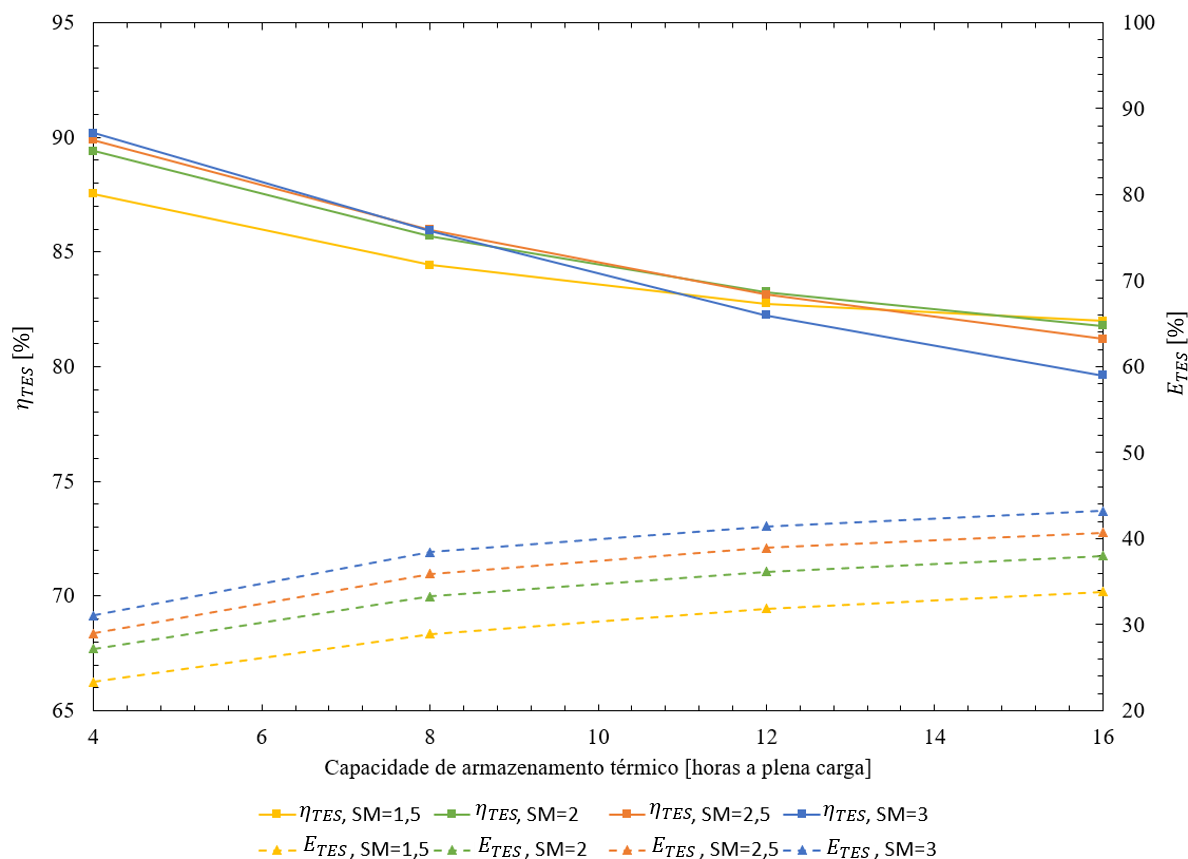


Figura 25- Rendimento e eficácia do armazenamento de energia térmica para diferentes SM.

É possível observar que o rendimento do armazenamento térmico diminui com o aumento da capacidade, devido ao aumento das perdas térmicas consoante a quantidade de energia armazenada. Neste caso, regista-se a maior variação no rendimento relativo à maior capacidade de produção do campo solar estudada (SM=3), pois é a configuração do sistema que permite armazenar mais energia ao longo do ano, e, visto as perdas terem sido definidas como uma percentagem da energia armazenada, o aumento da capacidade do armazenamento traduz-se numa redução do rendimento.

Relativamente ao rendimento dos diferentes SM, constata-se uma inversão, o SM mais elevado (SM=3), começa com o maior valor de rendimento, 90,2% (para uma capacidade de 4 horas), termina com o menor valor de rendimento registado, 79,6% (para uma capacidade de 16 horas), e vice-versa.

Para uma capacidade de armazenamento de 4 horas a plena carga, verifica-se que quanto maior for a capacidade do campo solar instalada, maior é o rendimento do armazenamento térmico, o que permite concluir que, ao longo do ano, um sistema com maior capacidade de produção de calor solar (SM=3) regista uma menor percentagem de perdas térmicas do que o sistema com menor capacidade de produção de calor solar (SM=1,5). Quanto maior for a capacidade de produção do campo solar, maiores serão as perdas registadas aos fins de semana. Portanto, para esta situação acontecer, terá de existir uma maior quantidade de calor solar a ser armazenado durante um período menor. Ou seja, denota-se que existiu maior produção de calor solar durante a semana, existindo maior quantidade de calor a ser armazenado e posteriormente consumido num intervalo de tempo menor, o que permitiu ao sistema com um SM de 3 registar o maior rendimento, e consequentemente, a menor percentagem de perdas térmicas.

A eficácia do armazenamento térmico tende a aumentar de acordo com o crescente aumento da capacidade de produção do campo solar, pois vai existir mais calor a ser produzido e, consequentemente, maior quantidade a ser armazenado (ver Figura 24). No entanto, a eficácia

do armazenamento térmico aumenta, também, com o aumento da capacidade do TES, pois, desta forma, poderá ser armazenada mais energia e regista-se um aumento da quantidade de calor solar útil consumida e cedida pelo armazenamento térmico (ver Figura 24). Verifica-se ainda que o aumento relativo da eficácia diminui consoante o aumento da capacidade do TES, e.g. para o SM de 2 o aumento da capacidade de 4 para 8 horas resulta num aumento da eficácia do TES de 22,5%, enquanto de 8 para 12 horas resulta num aumento de 8,6%. Tal acontece de acordo com o menor aumento relativo do calor útil com o aumento da capacidade do TES anteriormente referido.

4.1.3 Custo nivelado de calor

Na Figura 26, apresentam-se os respetivos valores de *LCOH* consoante a potência nominal de produção do campo solar e a capacidade do armazenamento de energia térmica.

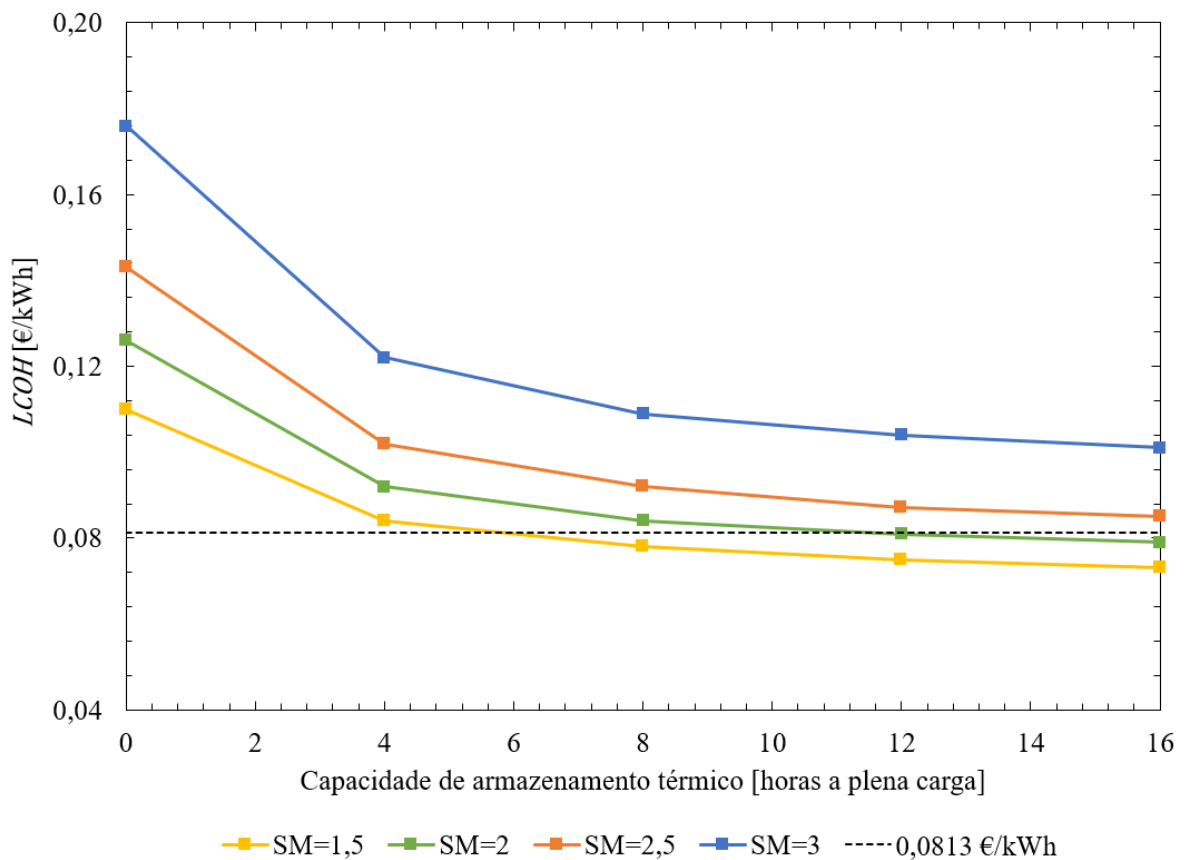


Figura 26- *LCOH* para diferentes SM e referência ao custo do gás natural.

Verifica-se que o *LCOH* aumenta com o aumento da potência nominal de produção do campo solar, devido a um incremento dos custos com o campo solar (ver Figura 24). O *LCOH* tem um comportamento inverso ao da razão de calor útil, pois quanto maior for a razão de calor útil, menor é o respetivo *LCOH* do sistema.

Também se verifica que tanto a inclusão de armazenamento térmico bem como o aumento da sua capacidade resultam numa redução do *LCOH*. No entanto, à medida que se aumenta a capacidade do TES, a redução relativa do *LCOH* é menor de acordo com a diminuição do aumento relativo do calor útil, e.g. para um SM de 2 o aumento da capacidade do armazenamento de 4 para 8 horas resulta numa redução do *LCOH* de 8,7% enquanto de 8 para 12 horas numa redução de 3,6%.

Ainda, de acordo com a mesma figura, constata-se que existem cinco configurações de dimensionamento do campo solar e armazenamento de energia térmica que permitem obter

custos de produção de calor inferiores ao custo do gás natural (0,0813 €/kWh). Tal evidencia que, para as condições de projeto definidas, os sistemas de energia solar térmica poderão ser competitivos com os sistemas de produção de calor convencionais. No entanto, é de salientar que o cálculo do *CAPEX* e *OPEX* do sistema não tem em conta o incremento dos custos com o aumento capacidade do reservatório, pelo que a maior capacidade de armazenamento poderia não resultar no menor *LCOH* registado do sistema.

Como referido anteriormente, também se procurou variar o custo específico de investimento do campo solar. Assim, na Figura 27, apresentam-se os resultados do *LCOH* e do *PP* para a configuração seleccionada por registar o valor mínimo de *LCOH* (SM=1,5 e capacidade de armazenamento de 16 horas a plena carga).

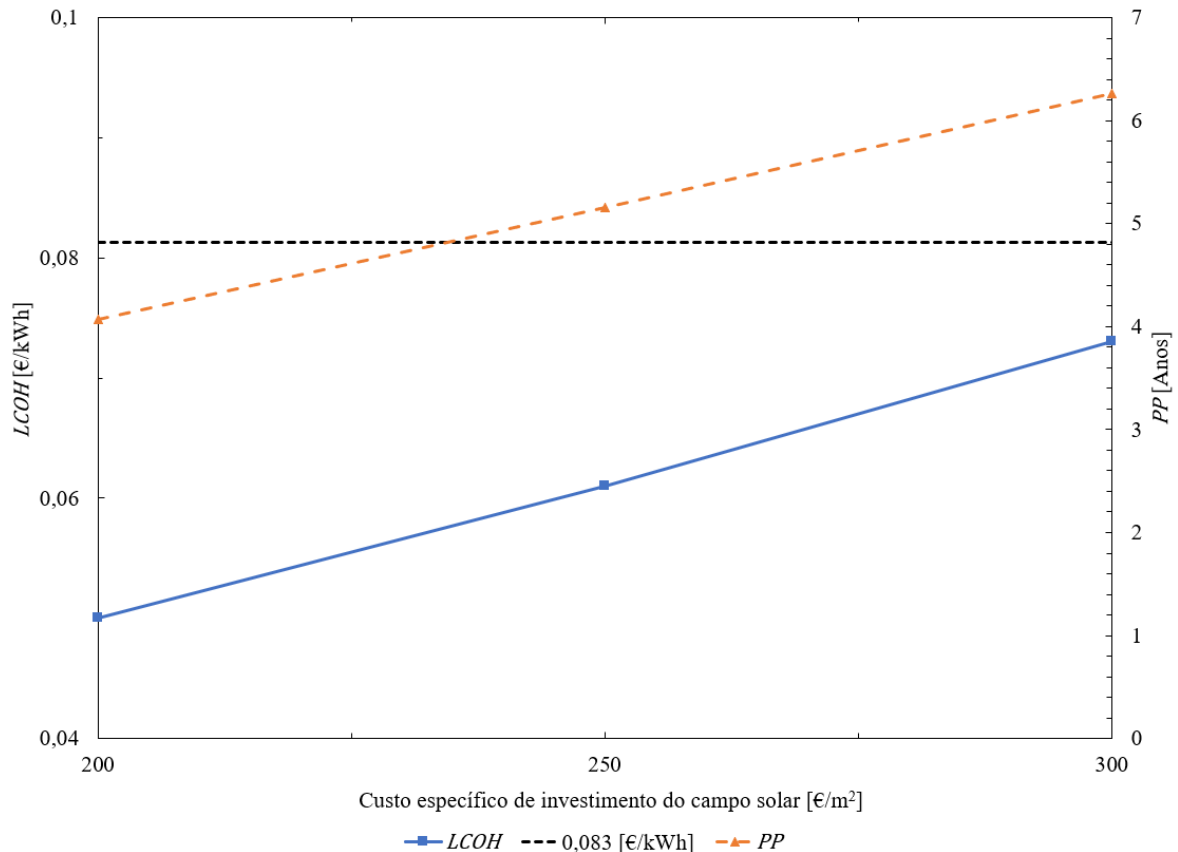


Figura 27- Variação do *LCOH* e *PP* do sistema em função do custo específico de investimento do campo solar.

Os valores mínimos obtidos (correspondentes a um custo específico de investimento de 200 €/m²) são de 0,05 €/kWh para o *LCOH* e de 4,07 anos para o *PP*, enquanto que os valores máximos obtidos (correspondentes a um custo específico de investimento de 300 €/m²) são de 0,073 €/kWh para o *LCOH* e de 6,26 anos para o *PP*.

Como expectável, a variação do custo específico de investimento do campo solar tem uma elevada influência sobre os indicadores de desempenho económico do sistema, representando um aspeto de extrema importância para a viabilidade do projeto.

4.2 Análise detalhada do caso de estudo

Com base nos resultados obtidos no estudo paramétrico realizado, seleccionou-se uma configuração para análise detalhada do comportamento do sistema. Uma vez que não existem restrições técnicas, considerou-se como critério de seleção o menor custo nivelado de calor registado. Apresenta-se na Tabela 14 o resumo da configuração seleccionada.

Tabela 14- Resumo das características da solução selecionada

Campo solar	Potência nominal do campo solar [kW]	1141
	Número de coletores	4
	Número de filas de coletores	4
	Área coletora [m ²]	2116
Armazenamento de energia térmica	Capacidade [kWh]	11800
	Potência máxima de carga [kW]	1141
Caldeira	Potência nominal [kW]	800

Na Tabela 15, apresentam-se os resultados anuais obtidos com o dimensionamento e capacidade de armazenamento especificados.

Tabela 15- Resumo dos resultados anuais obtidos

Produção de calor solar [MWh]	1491,17
Calor solar útil [MWh]	1295,14
Calor fornecido pela caldeira auxiliar [MWh]	1778,39
Calor consumido para geração de vapor [MWh]	3073,54
Calor desperdiçado por excesso [MWh]	99,82
Rendimento térmico do campo solar [%]	41,93
Fração solar [%]	42,14
Razão de calor útil [%]	86,86
Rendimento do armazenamento de energia térmica [%]	81,99
Perdas térmicas no armazenamento de calor [MWh]	96,20
Eficácia do armazenamento de energia térmica [%]	33,82
Período de retorno de investimento [anos]	6,26
Custo nivelado de calor [€/kWh]	0,073
Economia de emissões de CO ₂ [t CO ₂]	336,74

Analisando os resultados obtidos, pode-se concluir que a introdução de um sistema de energia solar térmica teria um impacto significativo no consumo de geração de vapor na extrusão de alimentos para animais domésticos. Com este sistema, torna-se possível satisfazer 42% da energia consumida para geração de vapor de água a um preço de produção de calor inferior ao preço do gás natural. Além disso, consegue-se aproveitar cerca de 87% do calor gerado pelo campo solar, sendo que apenas 7% do mesmo foi desperdiçado por excesso. A consequente redução no consumo de combustível para satisfazer as necessidades energéticas da geração de

vapor resulta numa poupança anual de 117.000 € e ainda numa redução de 337 t CO₂ nas emissões de dióxido de carbono libertadas pela instalação.

Na Figura 28, apresenta-se a distribuição do *OPEX* (cerca de 11.900 € por ano) e *CAPEX* (cerca de 669.800 €) do projeto. Para obtenção dos valores apresentados, considerou-se um custo de investimento de 300 €/m² como referido anteriormente.

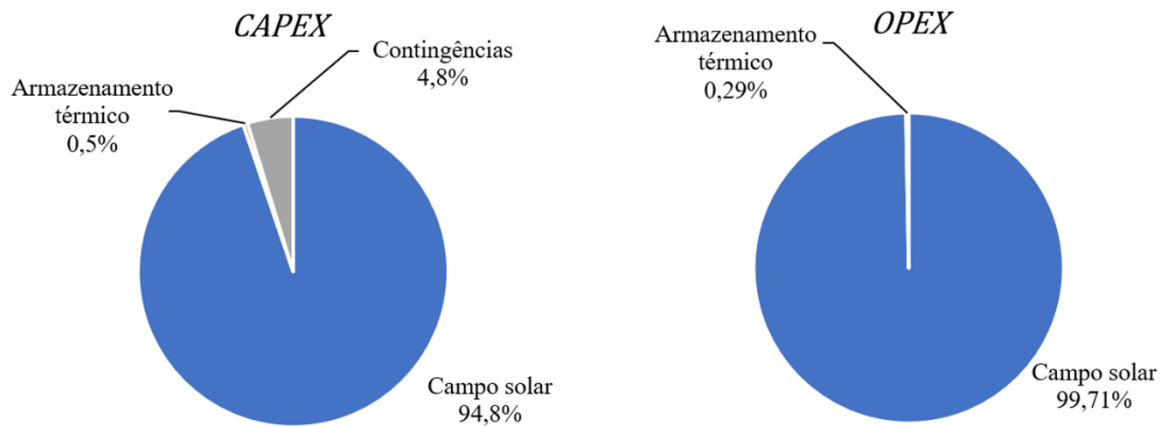


Figura 28- Distribuição do *CAPEX* e *OPEX* do projeto.

Analisando a distribuição do *CAPEX* e *OPEX* do sistema na Figura 28, conclui-se que os custos relacionados com o campo solar são os custos que têm mais impacto na dimensão económica do sistema.

Com os valores considerados quanto à dimensão económica do sistema, torna-se possível atingir um custo nivelado de calor inferior ao custo do gás natural para a indústria (0,0813 €/kWh) em Portugal.

O *PP* não contabiliza os lucros gerados pelo investimento até ao fim de vida do sistema. Ao fim de 25 anos (tempo de vida estimado do sistema), a implementação de um sistema de energia solar térmica, com as características definidas, resultaria numa poupança de 2,9 milhões de euros e um respetivo lucro de 1,9 milhões de euros. Contudo, os resultados poderiam ser ainda mais promissores, caso se acordasse com o fornecedor um menor custo específico de investimento do campo solar.

No entanto, o *PP* (6,26 anos) pode penalizar o interesse da indústria, pelo que, considerando sistemas com uma dimensão do campo solar inferior, e consequentemente, uma menor contribuição do sistema (ausência de sistema de armazenamento registam uma fração solar inferior a 25%), é possível reduzir o período de retorno de investimento. Na Figura 29, apresenta-se uma variação do período de retorno de investimento para dimensões do campo solar inferiores às estudadas anteriormente e para uma capacidade de armazenamento de 16 horas a plena carga, na qual se atinge um valor mínimo de 5,83 anos para uma área refletora do campo solar de 1058 m² (SM=0,8).

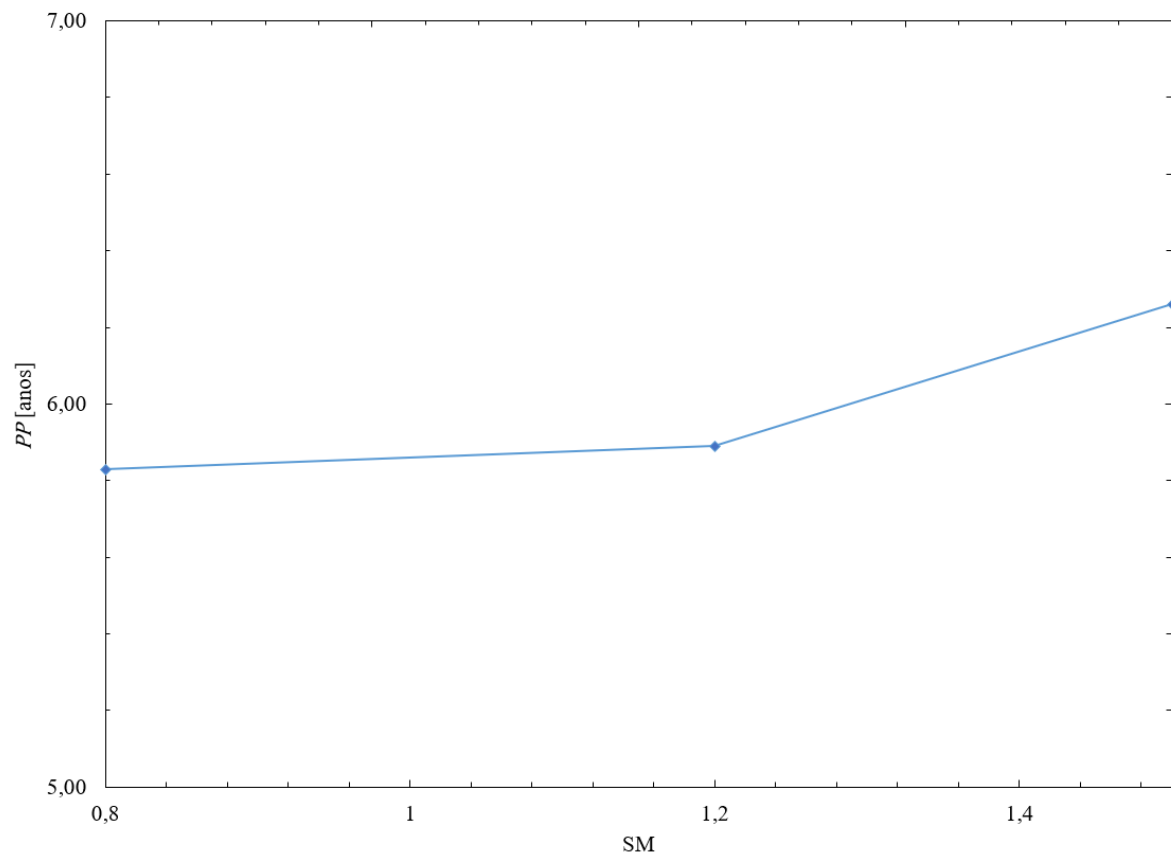


Figura 29- Variação do período de retorno de investimento em função do SM.

4.2.1 Análise mensal

Além dos estudos anteriormente abordados, efetuou-se ainda uma análise na base mensal do desempenho do sistema e, na Figura 30, apresenta-se a variação de diferentes grandezas que caracterizam o funcionamento do sistema.

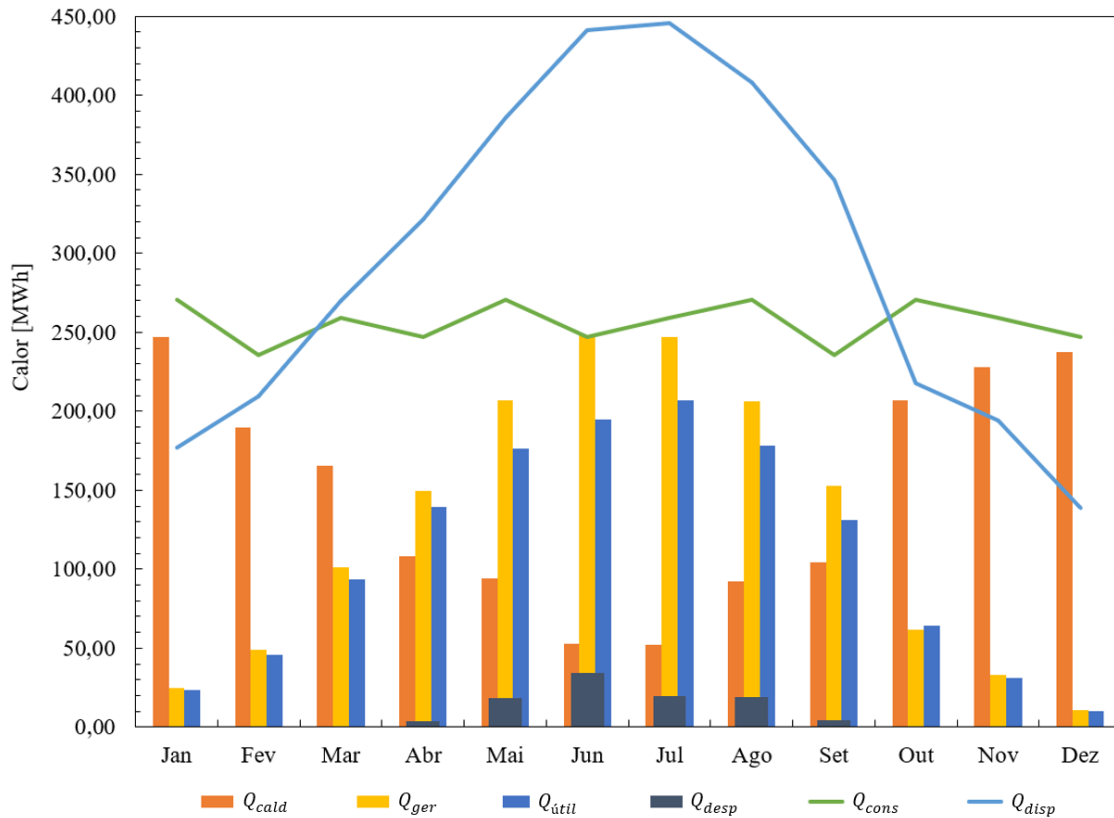


Figura 30- Valores mensais de calor fornecido pela caldeira, gerado pelo campo solar, solar útil, solar desperdiçado por excesso, consumo e energia disponível proveniente da radiação solar incidente.

Verifica-se uma elevada variação mensal entre os valores de calor fornecido pela caldeira, de calor gerado pelo campo solar e de calor solar útil. Entre abril e setembro, existe radiação solar suficiente para que o calor solar útil seja superior ao calor fornecido pela caldeira. Constatase que apenas se regista desperdício de calor por excesso entre os meses de abril e setembro (entre 2,6% e 13,8% do calor solar produzido). Em dezembro, registou-se o menor valor de calor gerado pelo campo solar (10,54 MWh) e, em junho o maior (248,55 MWh sendo inclusive superior ao valor de calor consumido de 247,30 MWh).

No mês de outubro, registou-se um valor de calor solar útil superior ao calor gerado pelo campo solar. De forma a compreender esta particularidade, analisou-se o consumo, o calor gerado pelo campo solar, o calor solar útil, e ainda o calor armazenado às 24 horas (Q_{TES24h}) dos dias 29 (sexta-feira), 30 e 31 de setembro e dos dias 1 e 2 (terça-feira) de outubro (ver Figura 31).

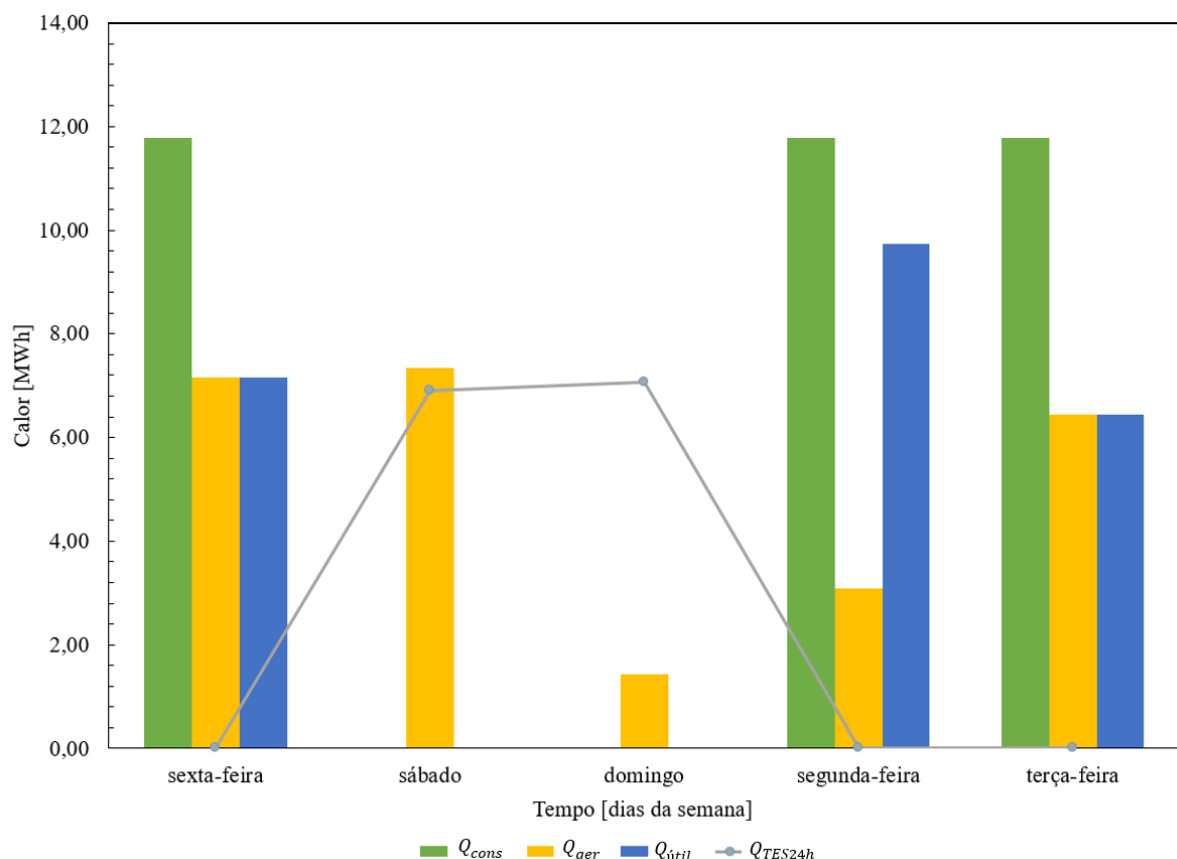


Figura 31- Calor consumido, gerado pelo campo solar, solar útil e armazenado às 24 horas do respetivo dia.

Assim, como se considerou um período de funcionamento do processo de extrusão de cinco dias por semana é possível denotar que no último fim de semana de setembro (dias 30 e 31), existiu um elevado armazenamento de calor, o qual só foi consumido na íntegra (6,65 MWh) na segunda-feira (1 de outubro). Por esse motivo, registou-se um calor solar útil superior ao calor gerado pelo campo solar no mês de outubro. Ao longo de todo o ano, foram vários os fins de semana em que se produziu calor que teve como destino o armazenamento para consumo na segunda-feira seguinte.

A Figura 32 apresenta os valores mensais de fração solar e razão de calor útil registados. Entre abril e setembro, existe uma variação inversa na fração solar e na razão de calor útil, sendo que à medida que a fração solar aumenta a razão de calor útil diminui e vice-versa. Esta situação é justificada pelo elevado calor gerado pelo campo solar nos meses de verão e pela consequente existência de calor desperdiçado por excesso (ver Figura 30). Entretanto, registou-se um valor máximo de fração solar de 79,8% (em julho) e um valor mínimo de razão de calor útil de 78,3% (em junho). Nos restantes meses do ano, dado o calor gerado pelo campo solar atingir valores inferiores, este é praticamente consumido na totalidade, o que resulta em valores de razão de calor útil elevados (superiores a 90%), e, no mês de outubro, devido à situação anteriormente explanada, a razão de calor útil regista um valor máximo de 104,2%. A fração solar regista um valor mínimo de 4% consequência do valor mínimo de calor gerado pelo campo solar registado em dezembro.

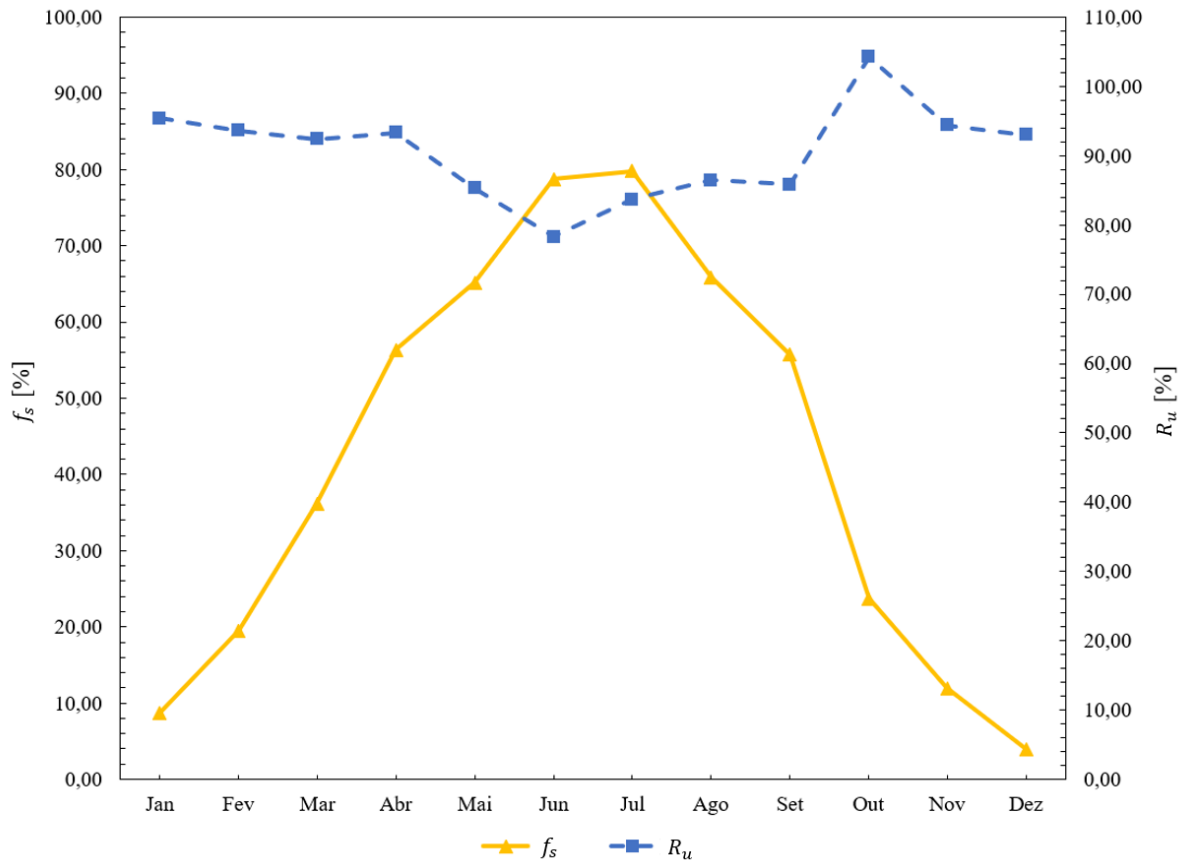


Figura 32- Valores mensais de fração solar e razão de calor útil do sistema.

4.2.2 Análise horária

De modo a compreender o comportamento do sistema ao longo de um dia, selecionou-se um dia típico de inverno, 25 de dezembro, e um dia típico de verão, 21 de junho. Apresenta-se na Figura 33, o consumo de calor para geração de vapor, o calor fornecido pela caldeira, o calor solar útil e a energia disponível proveniente da radiação incidente no dia 25 de dezembro. Na Figura 34, expõe-se o consumo de calor para geração de vapor, o calor gerado pelo campo solar, o calor solar útil, a energia disponível proveniente da radiação incidente e o calor armazenado (Q_{TES}) no dia 21 de junho.

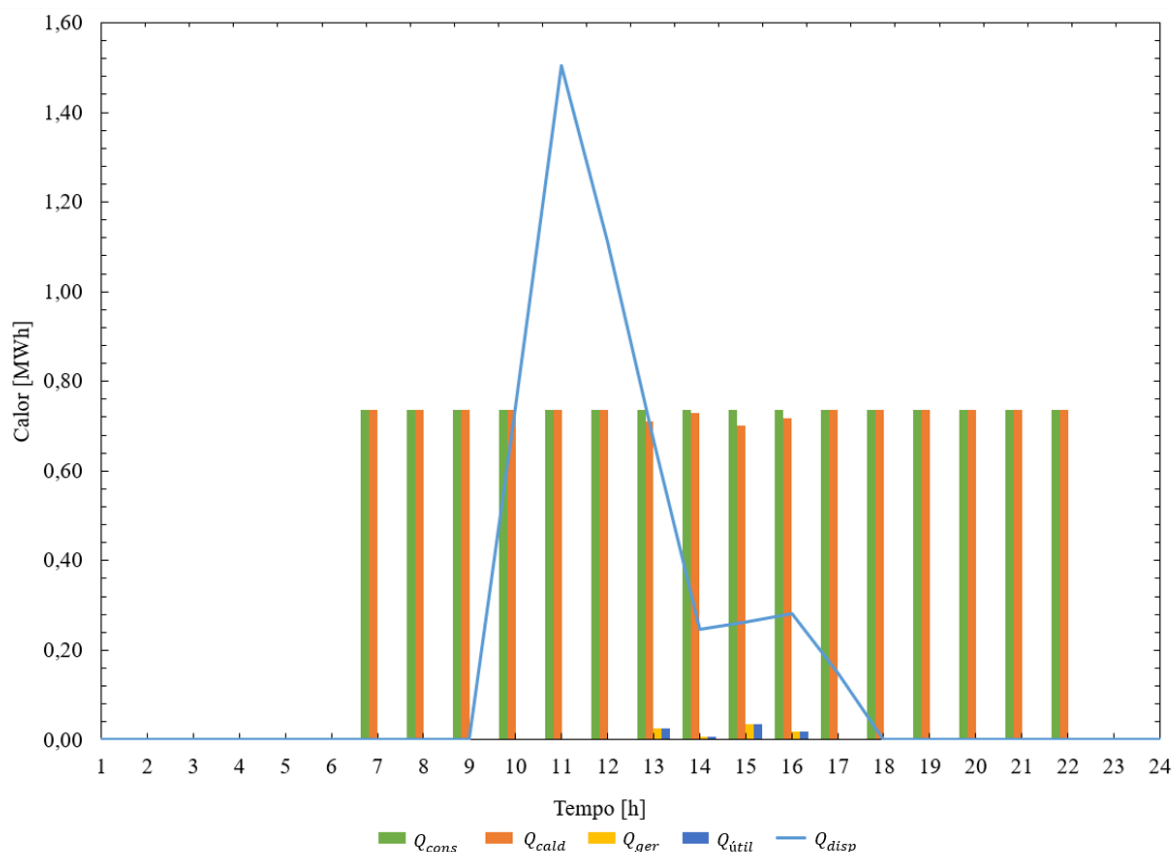


Figura 33- Calor consumido, fornecido pela caldeira, gerado pelo campo solar, solar útil e energia disponível no dia 25 de dezembro.

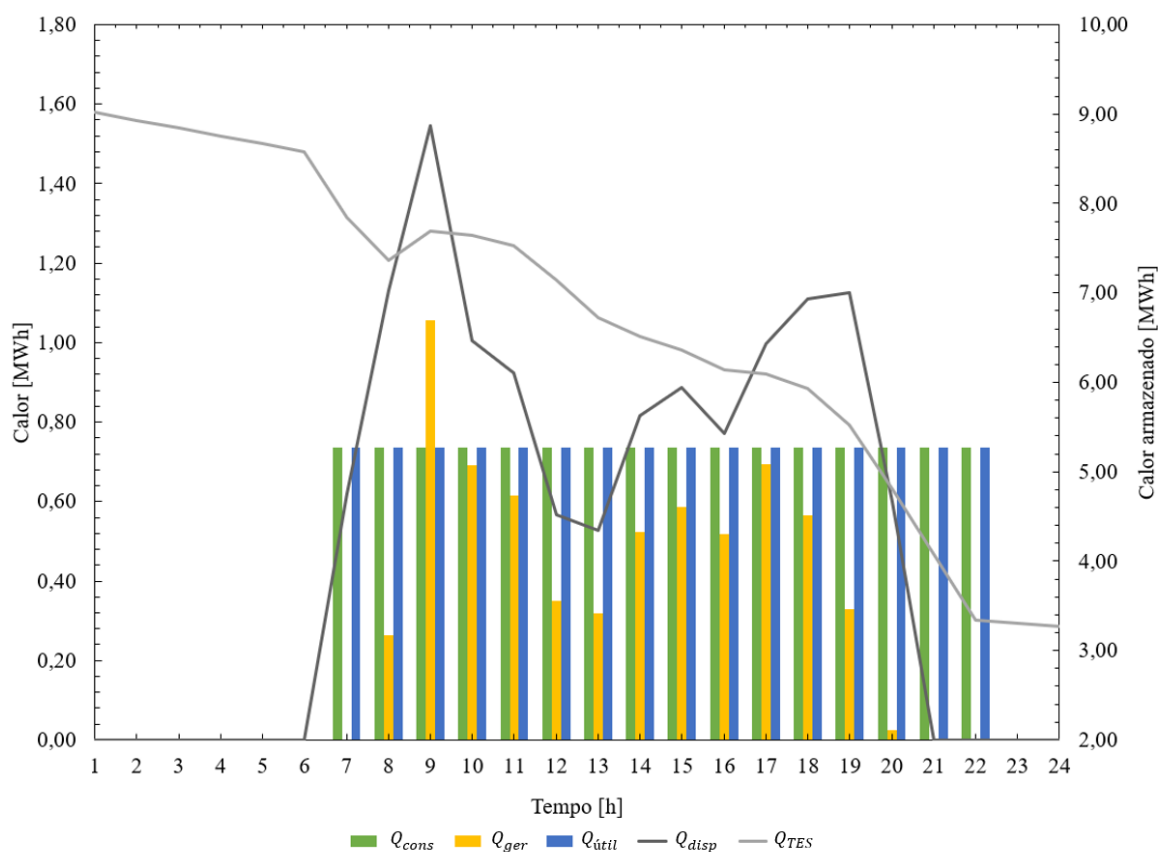


Figura 34- Calor consumido, gerado pelo campo solar, solar útil, armazenado e energia disponível no dia 21 de junho.

Como esperado regista-se grande diferença no comportamento do sistema, entre os dois dias analisados. Quanto ao comportamento do sistema no dia 25 de dezembro (Figura 33), é possível concluir que num dia típico de inverno existe reduzida produção de calor solar (cerca de 84 kWh, inferior a 1% do consumo), sendo o consumo para geração de vapor, maioritariamente, assegurado pela caldeira auxiliar.

No dia 21 de junho, todo o calor consumido para geração de vapor é assegurado pelo sistema solar. O calor gerado pelo campo solar em conjunto com o calor proveniente do armazenamento térmico asseguram o consumo de calor da geração de vapor, sem necessidade de utilização da caldeira auxiliar (ver Figura 34). Às 9 horas, é produzido mais calor do que o calor necessário para consumo, existindo um armazenamento de 321 kWh de calor que resulta num aumento da energia armazenada (Q_{TES}) para posterior consumo (ver Figura 34). Na Figura 35, apresenta-se a variação da temperatura média do fluido ($\bar{T}_f$), consoante as restantes grandezas analisadas, no dia 21 de junho.

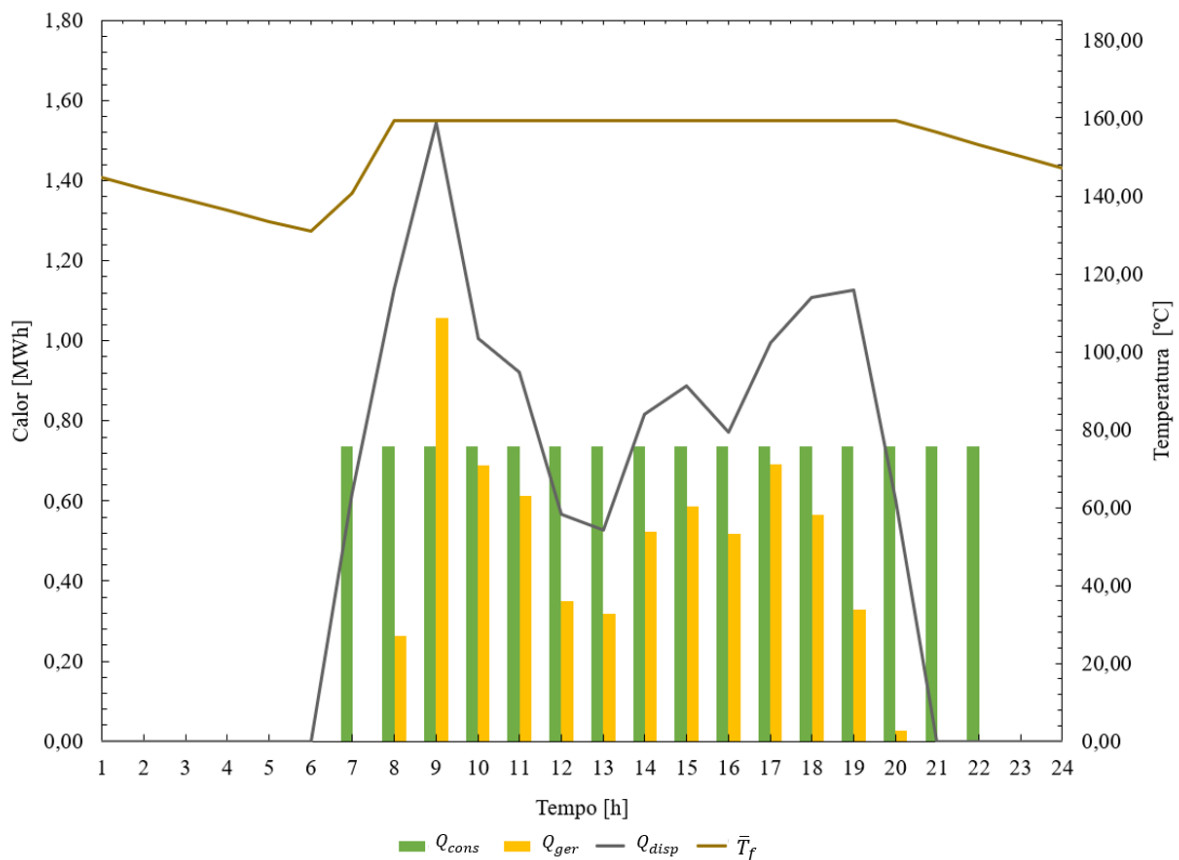


Figura 35- Calor consumido, gerado pelo campo solar, energia disponível e temperatura média do fluido no circuito no dia 21 de junho.

Analisando a Figura 35, verifica-se que, entre as 6 e as 7 horas, do dia 21 de junho, não existe geração de calor pelo campo solar, porque o fluido ainda não atingiu a temperatura de funcionamento (170°C). À medida que começa a existir radiação direta a incidir nos coletores, o fluido começa a aquecer e quando atinge a temperatura de funcionamento o sistema solar pode começar a fornecer calor para geração de vapor (Q_{ger}).

5 Conclusões e trabalhos futuros

5.1 Conclusões

A presente dissertação permitiu analisar o potencial da integração de um sistema solar térmico de temperatura baixa (inferior a 200°C) num processo industrial. A evolução do setor da indústria alimentar de animais domésticos na substituição do consumo de energia elétrica pelo consumo de energia térmica no seu processo produtivo diminui os custos de produção e melhora a qualidade dos produtos. Assim, considerou-se relevante contribuir para o fornecimento de energia térmica através da implementação de um sistema de energia solar térmica neste setor, utilizando coletores cilíndrico-parabólicos, o que contribui em simultâneo para a modernização e descarbonização da indústria.

O processo de extrusão necessita de um fornecimento constante de vapor de água saturado durante o período de produção. Deste modo, definiram-se as condições operacionais necessárias para garantir injeção de vapor saturado no processo, e estabeleceu-se que, só após o fluido de trabalho no circuito solar atingir uma temperatura de 170°C, se inicia a contribuição do sistema solar no consumo energético da geração de vapor.

Elaborou-se o modelo numérico com auxílio do *software* greenius e do Excel, de modo a estabelecer as condições desejadas de funcionamento do sistema e analisar diversos parâmetros, quer de carácter técnico, quer de carácter económico. Foram definidos indicadores de desempenho técnico, económico e ambiental, de forma a conseguir avaliar o desempenho do sistema. Para tal, realizou-se, primeiramente, um estudo paramétrico, no qual se avaliou o desempenho do sistema através da análise dos parâmetros e indicadores estabelecidos em função do dimensionamento do campo solar e da capacidade do armazenamento térmico. Com o objetivo de ter uma elevada contribuição do sistema solar, apenas se selecionaram sistemas que, na ausência de armazenamento térmico, atingissem uma fração solar superior a 25%.

Da análise dos resultados obtidos no estudo paramétrico, verifica-se que com o aumento da capacidade do armazenamento térmico, a fração solar e a razão de calor útil aumentam. Por exemplo, para um SM de 2, um sistema sem armazenamento térmico regista uma fração solar de 30% e uma razão de calor útil de 50%, enquanto para uma capacidade de armazenamento de 16 horas regista uma fração solar de 49% e uma razão de calor útil de 80%. Neste caso, a introdução de um sistema de armazenamento térmico com uma capacidade de 16 horas permitiu um aumento de cerca de 20% na fração solar e de 30% na razão calor útil do sistema, o que salienta o impacto do armazenamento térmico no desempenho do sistema. Apesar do aumento da capacidade de o armazenamento térmico resultar num aumento da fração solar e da razão de calor útil, o aumento relativo de ambas com o aumento da capacidade tende a diminuir. Independentemente do SM selecionado, um aumento da capacidade do armazenamento térmico de 12 para 16 horas resulta num aumento relativo de cerca de 3%, quer para a fração solar quer para a razão de calor útil. Ou seja, o benefício de uma capacidade de armazenamento superior à estudada apenas resultaria numa melhoria ínfima do sistema.

Verificou-se também, que com o aumento da capacidade de produção do campo solar a fração solar aumenta e a razão de calor útil diminui, porque apesar do aumento da área do campo solar resultar numa maior produção solar resulta também num acréscimo da energia desperdiçada. Para uma capacidade de armazenamento de 8 horas e um SM de 1,5 a fração solar registou 39% e a razão de calor útil 81%, enquanto que para a mesma capacidade e um SM de 3, a fração solar registou 56% e a razão de calor útil 57%. Neste caso, a fração solar aumentou cerca de 17% e a razão de calor útil diminuiu 24%, o que, também, evidencia o elevado impacto que o dimensionamento do campo solar tem no desempenho do sistema.

Constatou-se que o aumento da capacidade de armazenamento resulta numa redução do seu rendimento térmico devido à existência de maior quantidade de calor armazenado, e,

consequentemente, de maiores perdas térmicas. Esta redução é mais notória para um SM de 3 que para uma capacidade de 4 horas que registou um rendimento de 90% (o maior rendimento registado) e para uma capacidade de 16 horas registou um rendimento de 80% (o menor rendimento registado).

Quanto à eficácia do armazenamento térmico, verifica-se que esta aumenta, quer com o aumento da capacidade de produção do campo solar quer com o aumento da capacidade do armazenamento térmico, devido à existência de maior quantidade de calor a ser armazenado. Para um SM de 2 e uma capacidade de armazenamento de 4 horas, a eficácia do armazenamento foi de 27%, enquanto para uma capacidade de armazenamento de 16 horas foi de 38%, o que permite concluir que existe uma elevada quantidade de calor solar a ser fornecida pelo armazenamento, uma vez mais, demonstrando o seu relevo no desempenho do sistema.

Relativamente ao custo nivelado de calor, verificou-se que diminuía com o aumento da capacidade do armazenamento térmico, e, que aumentava com o aumento da capacidade de produção do campo solar, evidenciando que a dimensão do campo solar e respetivos custos eram o parâmetro com maior impacto na dimensão económica do sistema. Das diferentes configurações do sistema estudadas, cinco registaram um custo nivelado de calor inferior ao custo do gás natural para a indústria em Portugal, o que indicia que este tipo de sistemas possa ser competitivo com os sistemas tradicionais de geração de calor. No entanto, é de salientar que no cálculo do *CAPEX* e *OPEX* do sistema não se teve em consideração o incremento dos custos relacionados com a capacidade do reservatório, o que pode levar a que a maior capacidade de armazenamento nem sempre corresponda ao menor *LCOH* do sistema para a dimensão do campo solar em análise.

Visto o custo específico de investimento do campo solar ser um parâmetro que é próprio de cada projeto e negociável com o fabricante, estudou-se o impacto que a sua redução teria nos indicadores de desempenho económico para uma determinada configuração do sistema. Verificou-se que, quer o custo nivelado de calor quer o período de retorno de investimento diminuam linearmente com a redução do custo específico de investimento do campo solar. Registou-se um custo nivelado de calor de 0,05 €/kWh e um período de retorno de investimento de 4,07 anos para um custo específico de investimento do campo solar de 200 €/m², o que evidencia o seu relevo na dimensão económica do sistema.

Através da análise dos resultados do estudo paramétrico, selecionou-se a capacidade de produção do campo solar e a capacidade de armazenamento a utilizar na proposta de solução ao caso de estudo. Esta seleção teve como base o valor mais baixo de custo nivelado de calor, visto este ser um dos indicadores de desempenho do sistema de maior importância. A solução apresentada tem um valor de *CAPEX* de 669.800 € e um valor de *OPEX* de 11.880 € por ano, e apresenta uma poupança ao fim de 25 anos (tempo de vida do sistema) de 2,9 milhões de euros, o que resulta num lucro de 1,9 milhões de euros.

Relativamente aos principais indicadores de desempenho, obteve-se uma fração solar anual de 42%, uma razão de calor útil anual de 87%, o qual demonstra uma elevada contribuição do sistema solar com desperdício reduzido face ao calor produzido; um período de retorno de investimento de 6,3 anos; um custo nivelado de calor de 0,073 €/kWh, sendo inferior ao custo do gás natural para a indústria em Portugal; e uma redução anual de emissões de 337 t CO₂, contribuindo para a descarbonização do processo.

De modo a observar o comportamento do sistema, elaborou-se uma análise mensal e uma análise horária. Na análise mensal, concluiu-se que durante metade do ano (desde abril a setembro), a fração solar foi superior a 50%, o que significa que, nesses meses, a quantidade de calor fornecida ao processo pelo sistema solar foi maior que a quantidade de calor fornecida pela caldeira. A fração solar atingiu um valor máximo de 80% em julho, e um valor mínimo de 4% em dezembro, o que evidencia a variação mensal no decorrer do ano. A razão de calor útil apenas registou valores inferiores a 90% nos meses de maio, junho, julho e agosto, tendo

registado um valor mínimo de 78% em junho, demonstrado a reduzida quantidade de calor desperdiçado por excesso do sistema. Na análise horária realizada, verificou-se uma grande discrepância no calor fornecido pelo sistema solar ao processo industrial nos dois dias comparados. No dia 21 de junho, todo o calor consumido pelo processo foi fornecido pelo sistema solar (cerca de 11,78 MWh), enquanto no dia 25 de dezembro, apenas uma pequena porção do consumo foi satisfeita pelo sistema solar (cerca de 84 kWh, implicando uma fração solar de 1% nesse dia).

Considera-se, assim benéfica a implementação de um sistema de energia solar térmica no processo de extrusão de alimentos para animais domésticos do ponto de vista ambiental e económico ou financeiro.

5.2 Perspetivas para trabalhos futuros

Com o trabalho desenvolvido, constatou-se que existem outras soluções para o sistema, as quais deveriam ser analisadas. Nesta secção, apresentam-se conceitos igualmente interessantes que poderiam ser abordados em trabalhos futuros.

Na realização deste trabalho, propôs-se a utilização de um óleo térmico no circuito do sistema de energia solar térmica. Deste modo, o fornecimento de calor para geração de vapor foi realizado através de um permutador de calor (modo indireto). Seria proveitoso estudar uma solução que utilizasse água como o fluido de trabalho do circuito solar, de modo a que se pudesse realizar a geração de vapor de modo direto. Assim, poderia diminuir-se a temperatura de saída dos coletores o que teria um impacto positivo no desempenho do sistema solar. Seria pertinente analisar e comparar as soluções de um ponto vista técnico, económico e ambiental.

O sistema desenhado apenas fornece calor ao processo quando o óleo térmico atinge a temperatura de 170°C, o que durante alguns meses do ano resultou num reduzido fornecimento de calor por parte do sistema solar. Seria útil modelar um sistema que também permitisse o fornecimento de calor a uma temperatura inferior a 170°C para pré-aquecimento da água, com destino à caldeira auxiliar. Deste modo, a água à entrada da caldeira estaria a uma temperatura superior, o que resultaria num consumo inferior pela caldeira. Revela-se vantajoso, comparar a solução atual com uma solução que permitisse o funcionamento do sistema solar acima descrito.

Por fim, torna-se pertinente estudar a utilização de uma caldeira de biomassa, em conjunto com a integração do sistema solar de energia térmica, de modo a obter a descarbonização completa da geração de vapor.

Referências

1. Eurostat. *Renewable energy statistics*. 2020 [Acedido em 13 de Fevereiro de 2020]; Disponível em: https://ec.europa.eu/eurostat/statisticsexplained/index.php?title=Renewable_energy_statistics#Almost_one_fifth_of_energy_used_for_heating_and_cooling_from_renewable_sources.
2. European Commission, *Heating and Cooling*. 2015 20 de Janeiro de 2020 [Acedido em 13 de Fevereiro de 2020]; Disponível em: <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/heating-and-cooling>.
3. European Commission, *Mapping and analyses of the current and future (2020 - 2030) heating/cooling fuel deployment (fossil/renewables)*. 2016.
4. Heat Roadmap Europe, *Heating and cooling* 2017.
5. U.S. Energy Information Administration, *Annual Energy Outlook 2016 with projections to 2040*. 2016.
6. República Portuguesa Ambiente e Transição energética, Fundo Ambiental, Agência Portuguesa do Ambiente, *Estratégia de longo prazo para a neutralidade carbónica da economia portuguesa em 2050*, em *Roteiro para a neutralidade carbónica 2050 (RNC2050)*. 2019.
7. European Commission, *A Roadmap for moving to a competitive low carbon economy in 2050*. 2011.
8. European Commission, Comunicação da comissão ao parlamento europeu, ao conselho europeu, ao comité económico e social europeu e ao comité das regiões. 2019.
9. República Portuguesa Ambiente e Transição energética, Fundo Ambiental, Agência Portuguesa do Ambiente, *Roteiro para a neutralidade carbónica*, em *Caminho de futuro*. 2018.
10. República Portuguesa Ambiente e Transição energética, Fundo Ambiental, Agência Portuguesa do Ambiente, *Vol1: Trajetórias para a neutralidade carbónica da Economia Portuguesa em 2050 | Opções Tecnológicas e Custos*, em *Roteiro para a neutralidade carbónica 2050*.
11. European Energy Research Alliance. [Acedido em 29 de Fevereiro de 2020]; Disponível em: <http://www.inship.eu/>.
12. International Energy Agency, Energy Technology Systems Analysis Programme e International Renewable Energy Agency, *Solar Heat for Industrial Processes*. 2015.
13. International Energy Agency, *Mapping the road ahead*, em *Solar Energy*. 2019.
14. Solar Payback, *Solar Heat for Industry*. 2017.
15. European Commission, *Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions on an EU Strategy for Heating and Cooling*, in *Commission staff Working Document*. 2016.
16. Sharma, A.K., et al., *Solar industrial process heating: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **78**: p. 124-137.
17. Moscicki, L., *Extrusion-Cooking Techniques: Applications, Theory and Sustainability*. 2011.
18. FEDIAF, *European Facts & Figure 2019*. 2020.

19. Costa, J. e Monteiro, M., *Produção Nacional de Alimentos Compostos para Animais*, Divisão de Alimentação Animal da Direção de Serviços de Nutrição e Alimentação da DGAV, Editor. 2018.
20. FEDIAF, *Prepared Pet Food for Cats and Dogs*, em *Product Environmental Footprint Category Rules*. 2018.
21. Eurostat, *Electricity generation statistics - first results*. 2020.
22. Associação Portuguesa de Energias Renováveis, *Anuário APREN 2020 Portugal precisa da nossa energia*. 2020.
23. European Solar Thermal Industry Federation , *Solar Industrial Process Heat*. 2006.
24. Kumar, L., M. Hasanuzzaman, e N.A. Rahim, *Global advancement of solar thermal energy technologies for industrial process heat and its future prospects: A review*. Energy Conversion and Management, 2019. **195**: p. 885-908.
25. Kalogirou, S.A., *Chapter three - Solar Energy Collectors*, em *Solar Energy Engineering*, S.A. Kalogirou, Editor. 2009, Academic Press: Boston. p. 121-217.
26. RINA-C, *Use Cases for the Integration of Solar Heat in Industrial Processes Identification and Characterization*. 2019.
27. International Renewable Energy Agency, *Concentrating Solar Power*, em *Renewable energy technologies: cost analysis series*. 2012.
28. Oliveira, A.C., *Energia Solar*. 2019. Departamento de Engenharia Mecânica FEUP.
29. Parente, A., *Utilização de calor solar para processos industriais com temperaturas superiores a 150°C*. 2019, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
30. Geyer, M. e Stine, W. , *Power From The Sun*. 2001.
31. Woodhead Publishing, *Concentrating solar power technology*, ed. Lovegrove, K. e Stein, W. 2012.
32. Buscemi, A., et al., *Concrete thermal energy storage for linear Fresnel collectors: Exploiting the South Mediterranean's solar potential for agri-food processes*. Energy Conversion and Management, 2018. **166**: p. 719-734.
33. Ilyes Ben Hassine, A.H., Stefan H., Pierre Krummenacher, Bettina Muster, Bastian Schmitt, Hans Schnitzer, *Solar Process Heat for Production and Advanced Applications - Integration Guideline*. 2014.
34. Crespo, A., et al., *Latent thermal energy storage for solar process heat applications at medium-high temperatures – A review*. Solar Energy, 2019. **192**: p. 3-34.
35. Chen, C.J., *Physics of Solar Energy*. 2011, John Wiley & Sons Inc.
36. Fellows, P.J., *Food processing technology*. terceira edição ed. 2009: Woodhead Publishing Limited, Abington Hall, Granta Park, Great Abington, Cambridge CB21 6AH, UK.
37. Silva, M.F. e Choupina, A., *A extrusão em tecnologia alimentar:tipos, vantagens e equipamentos*. 2014.
38. Jovanka Levic, S.S., *Heat treatments in animal feed processing*, em *Extrusion technology in feed and food processing*, International Feed Industry Federation, Editor. 2010.
39. Bouvier, Jean-Marie e Campanella, O.H., *Extrusion Processing Technology - Food and Non-Food Biomaterials*. 2014.

40. Heldman, D.R., University of Missouri, e Hartel, R.W., University of Wisconsin, *Principles of food processing*. Food Science Texts Series, ed. Heldman D. R. 1997: A Chapman & Hall Food Science Book.
41. Kutz, M., *Handbook of Farm, Dairy and Food Machinery Engineering*, ed. M. Kutz. 2019.
42. Guy, Robin, *Extrusion Cooking*, ed. Guy, Robin. 2001.
43. Sales, B.A., *Produção de Sucedâneos de Cereais de Pequeno-Almoço ricos em compostos bioativos a partir de subprodutos da indústria agroalimentar*. 2012. Instituto Superior de Agronomia Universidade Técnica de Lisboa.
44. Brian Streit, W.M., Inc, *Thermal Versus Mechanical Energy in Extrusion Cooking*.
45. Sá, F.C., *Energia Mecânica, Energia Térmica e Moagem na Extrusão de Alimentos para Cães e Gatos*. 2015, Universidade Estadual Paulista Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias Câmpus de Jaboticabal.
46. Spears, J.K. e Fahey G.C., *Resistant Starch as Related to Companion Animal Nutrition*. 2014.
47. Rockey, Galen J., et al., *Feed extrusion process description*. 2010.
48. Carciofi, A.C., *Fontes de proteína e carboidratos para cães e gatos*. 2008.
49. Pacheco, P.D.G., et al., *Thermal energy application on extrusion and nutritional characteristics of dog foods*. Animal Feed Science and Technology, 2018. **243**: p. 52-63.
50. Wenger, *Wenger Thermal Twin Extrusion Systems*, I. Wenger Manufacturing, Editor. 2011.
51. DLR Institute of Solar Research, *Yield Analysis with GREENIUS*. 2018.
52. DLR Institute of Solar Research - *The Green Energy System Analysis Tool*; [Acedido em 17 de Junho de 2020]; Disponível em: https://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-11688/20442_read-44865/.
53. *METEONORM*; [Acedido em 29 de Junho de 2020]; Disponível em: <https://meteonorm.com/>
54. Soares, J., et al., *Evaluation of the performance of hybrid CSP/Biomass Power Plants*. 2017.
55. DLR Solar Research, *greenius Manual*. 2018.
56. Soares, J. e Oliveira, A.C., *Numerical simulation of a hybrid concentrated solar power/biomass mini power plant*. Applied Thermal Engineering, 2017. **111**: p. 1378-1386.
57. Therminol Heat Transfer Fluids by Eastman, *Therminol 54 heat transfer fluid*.
58. France's Alternative Energies and Atomic Energy Commission Commission, *D2.3 Key Performance Indicators to evaluate the integration of solar heating in industrial processes*. 2018.
59. Widjaja, A.S.N., K. Löwe, e F.S. Costa, *Design and simulation of a concentrated solar thermal system with an integrated concrete storage for continuous heat supply*. Energy Procedia, 2018. **155**: p. 121-135.
60. German Solar Energy Society, *Planning and Installing Solar Thermal Systems*. 2010.

61. Stefan Heb, et al., *Solar Process Heat Generation: Guide to Solar Thermal System Design for Selected Industrial Processes*, em *SO-PRO SOLAR PROCESS HEAT* Fraunhofer ISE, Intelligent Energy
62. Ashfaq, A. e A. Ianakiev, *Cost-minimised design of a highly renewable heating network for fossil-free future*. *Energy*, 2018. **152**: p. 613-626.
63. Platzer, W., *Derivable C3 - Performance assessment methodology and simulation case studies*, em *Solar Process Heat for Production and Advanced Applications*. 2016.
64. Pinho, C., *Gestão de Energia Térmica*. 2018. Departamento de Engenharia Mecânica FEUP.
65. Giovannetti, F. e Horta, P., *Derivable A2.1 - Comparison of process heat collectors with respect to technical and economic conditions*, em *Solar Process Heat for Production and Advanced Applications*. 2016.

ANEXO A: Resultados do estudo paramétrico

Tabela 16- Resultados do estudo paramétrico

SM	Capacidade do TES [horas a plena carga]	Q_{ger} [MWh]	Q_{util} [MWh]	Q_{cald} [MWh]	Q_{desp} [MWh]	f_s [%]	R_u [%]	η_{TES} [%]	E_{TES} [%]	$LCOH$ [€/kWh]
1,5	0	1491,17	857,18	2216,36	633,99	27,89	57,48	-	-	0,110
	4	1491,17	1117,96	1955,58	336,10	36,37	74,97	87,54	23,33	0,084
	8	1491,17	1206,37	1867,17	220,43	39,25	80,90	84,43	28,95	0,078
	12	1491,17	1258,38	1815,15	149,17	40,94	84,39	82,75	31,88	0,075
	16	1491,17	1295,15	1778,39	99,82	42,14	86,86	81,99	33,82	0,073
2	0	1874,72	932,45	2141,09	942,27	30,34	49,74	-	-	0,126
	4	1874,72	1280,46	1793,08	552,99	41,66	68,30	89,40	27,18	0,092
	8	1874,72	1398,10	1675,44	398,90	45,49	74,58	85,70	33,31	0,084
	12	1874,72	1461,34	1612,20	306,94	47,55	77,95	83,25	36,19	0,081
	16	1874,72	1503,46	1570,07	244,07	48,92	80,20	81,78	37,98	0,079
2,5	0	2260,27	989,29	2084,25	1270,98	32,19	43,77	-	-	0,143
	4	2260,27	1392,78	1680,75	822,05	45,32	61,62	89,88	28,97	0,102
	8	2260,27	1544,40	1529,14	625,34	50,25	68,33	85,98	35,94	0,092
	12	2260,27	1620,52	1453,02	511,88	52,73	71,70	83,15	38,95	0,087
	16	2260,27	1668,48	1405,06	434,56	54,29	73,82	81,20	40,71	0,085
3	0	3035,16	1065,33	2008,20	1969,83	34,66	35,10	-	-	0,176
	4	3035,16	1545,19	1528,35	1437,77	50,27	50,91	90,19	31,05	0,122
	8	3035,16	1730,96	1342,58	1195,18	56,32	57,03	85,93	38,45	0,109
	12	3035,16	1819,54	1254,00	1052,91	59,20	59,95	82,25	41,45	0,104
	16	3035,16	1875,97	1197,57	951,68	61,04	61,81	79,62	43,21	0,101

ANEXO B: Resultados da análise de base mensal

Tabela 17- Resultados da análise de base mensal

Mês	Q_{cons} [MWh]	Q_{disp} [MWh]	Q_{ger} [MWh]	Q_{util} [MWh]	Q_{desp} [MWh]	Q_{cald} [MWh]	$Q_{p,TES}$ [MWh]	f_s [%]	R_u [%]	η_{TES} [%]	E_{TES} [%]
Jan	270,85	176,72	24,84	23,70	0,00	247,15	1,14	8,75	95,40	80,68	20,11
Fev	235,52	209,69	48,98	45,86	0,00	189,66	3,12	19,47	93,63	71,13	16,75
Mar	259,07	269,88	101,45	93,75	0,00	165,32	5,23	36,19	92,41	80,08	33,00
Abr	247,30	321,81	149,39	139,37	3,95	107,92	8,53	56,36	93,30	89,56	37,33
Mai	270,85	385,72	206,84	176,48	18,23	94,36	12,12	65,16	85,32	83,81	35,57
Jun	247,30	441,52	248,55	194,66	34,27	52,64	19,62	78,72	78,32	76,45	32,73
Jul	259,07	445,64	246,97	206,71	19,78	52,36	14,69	79,79	83,70	76,90	32,96
Ago	270,85	408,23	206,35	178,44	19,09	92,41	14,60	65,88	86,47	88,23	37,07
Set	235,52	346,62	152,93	131,25	4,51	104,27	10,12	55,73	85,82	71,55	32,90
Out	270,85	217,98	61,56	64,16	0,00	206,69	4,45	23,69	104,23	111,24	40,20
Nov	259,07	193,94	32,78	30,94	0,00	228,13	1,83	11,94	94,41	82,89	28,69
Dez	247,30	138,53	10,54	9,81	0,00	237,49	0,73	3,97	93,03	84,23	40,01
Média	256,13	296,36	124,26	107,93	8,32	148,20	8,02	42,14	90,51	83,06	32,28
Somatório	3073,54	3556,26	1491,17	1295,14	99,82	1778,39	96,20	42,14	6,69	996,74	387,34

