

Utilização de calor solar para processos industriais com temperaturas superiores a 150°C

André dos Santos Parente

Dissertação de Mestrado

Orientador: João Soares

Coorientador: Szabolcs Varga



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

(junho de 2019)

Resumo

A crescente necessidade e consciência política de criar economias europeias ambientalmente sustentáveis, torna imperial a aposta na descarbonização do setor energético aquecimento e arrefecimento, que requer grandes necessidades de calor, sendo providenciado maioritariamente através de combustíveis fósseis. Os processos industriais representam cerca de 37% das necessidades de energia térmica globais, para os quais a utilização de recursos renováveis é usualmente negligenciada. Uma possível solução é a utilização de calor solar para colmatar as necessidades, a qual é considerada nesta tese.

A presente dissertação tem como objetivo a análise da viabilidade técnica e económica da utilização de sistemas solares térmicos em processos industriais de temperatura elevada ($>150^{\circ}\text{C}$) em Portugal. Igualmente, objetivo deste trabalho, foi o desenvolvimento de um modelo numérico que permitisse realizar estudos de pré-viabilidade para a integração de sistemas solares térmicos em processos industriais.

O processo industrial escolhido foi a produção de cerveja, tendo sido definido como caso de estudo o grupo Super Bock Group. O processo requiere uma elevada quantidade de calor (108.685MWh) e temperaturas de 170°C . Foram analisados dois sistemas solares térmicos com diferentes tecnologias de coletores solares, para colmatar as necessidades de calor para aquecimento do processo industrial: coletores Linear Fresnel (LFR) e coletores de placa plana com vácuo ultraelevado (UHV-FPC).

Este modelo permite calcular indicadores de desempenho técnico (fração solar, razão de calor solar útil, calor solar fornecido por unidade área e rendimento do sistema solar térmico) e económico (custo nivelado de calor) relevantes à avaliação dos sistemas solares térmicos. Além disso, o desempenho técnico do sistema solar sistema foi avaliado na base anual e horária. Estes cálculos foram realizados com o *software* greenius.

Os resultados indicam que o aumento do calor solar fornecido ao processo industrial, permite o incremento da fração solar dos sistemas solares, mas diminui a razão de calor solar útil. O sistema solar UHC-FPC apresenta maior quantidade de calor fornecido anualmente por unidade de área ($529\text{kWh}/\text{m}^2/\text{ano}$) face ao sistema solar LFR ($502\text{kWh}/\text{m}^2/\text{ano}$). Relativamente ao custo nivelado de calor, o sistema solar UHV-FPC apresenta menores custos ($0,023\text{-}0,11\text{€/kWh}$) relativamente ao sistema solar LFR ($0,031\text{-}0,13\text{€/kWh}$), para as mesmas condições de calor solar fornecido.

Abstract

The growing need and political awareness of creating environmentally sustainable European economies make it an imperial necessity of decarbonization of the Heating and Cooling energy sector, which represents a significant heat consumption, mainly attained by fossil fuels. Industrial processes account for around 37% of global thermal energy needs, for which the use of renewable resources is usually neglected. A possible solution is the use of solar thermal to meet the needs, which is considered in this thesis.

This dissertation objective is the technical and economic viability assessment of using solar thermal systems in high-temperature industrial processes ($>150^{\circ}\text{C}$) in Portugal. Also, the objective of this work was the development of a numerical model for pre-feasibility studies for the integration of solar thermal systems in industrial processes.

The beer production industrial process was chosen, and the Super Bock Group defined as a case study. The process requires a significant amount of thermal energy (108.685MWh) and temperatures around 170°C . Two solar thermal systems were considered to meet the industrial process heating needs, with different solar collector technologies: Fresnel collectors (LFR); and ultra-high vacuum flat plate solar collector (UHV-FPC).

The developed model permits to calculate relevant technical performance indicators (solar fraction, useful solar heat ratio, solar heat supplied per unit area and yield of the solar thermal system) and economical (level of heat cost) for solar thermal systems assessment. Furthermore, annual and daily solar thermal system performance were evaluated. These calculations were done using the greenius software.

Results show that while increasing the heat supplied by the solar field to the industrial outcome in a solar fraction increase, it decreases the solar heat ratio. The UHV-FPC solar system presents the highest amount of heat supplied annually per unit area ($529\text{kWh}/\text{m}^2/\text{year}$) compared to the LFR solar system ($502\text{kWh}/\text{m}^2/\text{year}$). The UHV-FPC solar system has lower costs ($0,023\text{-}0,11\text{€}/\text{kWh}$) compared to the LFR solar system ($0,031\text{-}0,13\text{€}/\text{kWh}$) for the same solar heat.

Agradecimentos

Expresso o meu sincero agradecimento a todos aqueles que, direta e indiretamente, contribuíram para a realização da presente dissertação de mestrado.

Ao orientador, Professor João Soares, estou especialmente grato pelo suporte constante, pela disponibilidade total e pelos conselhos sensatos para que a dissertação fosse o mais completa e rigorosa possível.

Ao coorientador, Professor Szabolcs Varga, por prestar ajuda sempre que necessitei.

Aos meus amigos, em especial ao Miguel, Orlando, Rui e Tiago, estou grato por todo o incentivo e apoio ao longo destes cinco anos, e por contribuírem que alcançasse esta etapa final do curso da melhor forma possível.

À minha namorada, Rita Brites, pela paciência, força e coragem transmitidos ao longo desta caminhada, que, com sucesso, fizemos em conjunto. Obrigado por todo o alento que me deste nos momentos mais difíceis e por compreenderes as minhas frustrações, assumindo-as como tuas.

Aos meus pais, pela motivação constante, pelo apoio incondicional e pelos sacrifícios para que eu pudesse terminar de forma vitoriosa o Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Contextualização.....	1
1.2	Tendências do setor industrial	3
1.3	Objetivos do projeto.....	5
1.4	Estrutura da dissertação.....	5
2	Revisão da Literatura.....	7
2.1	Distinção dos processos industriais em função da temperatura necessária....	7
2.2	Principais componentes de sistemas SHIP	10
2.2.1	Coletores solares térmicos	11
2.2.2	Sistema de armazenamento térmico	17
2.2.3	Permutador de calor	21
2.2.4	Sistema de controlo	21
2.3	Integração de sistemas solares térmicos em processos industriais	22
2.3.1	Ciclo do coletor.....	23
2.3.2	Carga	23
2.3.3	Armazenamento	24
2.3.4	Descarga	25
2.3.5	Ponto de integração	25
2.4	Conclusões.....	26
3	Elaboração do modelo numérico e apresentação do processo industrial	29
3.1	Escolha e caracterização do processo industrial.....	29
3.2	greenius	36
3.2.1	Local do projeto	37
3.2.2	Tecnologia	40
3.2.3	Economia	49
3.3	Indicadores de desempenho técnico.....	51
3.3.1	Razão de calor solar útil	51
3.3.2	Fração solar.....	52
3.3.3	Calor solar fornecido por unidade de área.....	52
3.3.4	Rendimento do sistema solar térmico	53

3.4	Indicadores de desempenho económico	53
4	Resultados obtidos.....	55
4.1	Indicadores de desempenho dos sistemas solares térmicos.....	55
4.1.1	Razão de calor solar útil e fração solar	55
4.1.2	Calor solar fornecido por unidade de área.....	57
4.1.3	Custo nivelado de calor	57
4.2	Caso de estudo	61
4.2.1	Análise mensal	62
4.2.2	Análise horária	65
4.2.3	Análise dos desperdícios térmicos	67
4.3	Proposta de melhoria do sistema solar térmico	68
4.3.1	Sistema de refrigeração acionado termicamente.....	68
5	Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros.....	73
5.1	Conclusões.....	73
5.2	Perspetivas de trabalhos futuros	76
	Referências	77
	ANEXO A: Análise horária ao sistema solar MT-Power v4	85

Índice de Figuras

Figura 1- Quota de consumo final de energia por setor dentro do setor energético aquecimento e arrefecimento em 2012 na UE, adaptado de [3].	1
Figura 2- Quota de consumo final de energia na indústria dentro da UE.	2
Figura 3- Causas para o número reduzido de sistemas, adaptado de [9].	2
Figura 4- Evolução do consumo final de energia anual no setor industrial, adaptado de [18]. .	4
Figura 5- Projeção de 2010 para 2030 do custo de produção de calor relativamente aos combustíveis fósseis e calor, adaptado de [19].....	4
Figura 6- Quota de procura final de energia para aquecimento e arrefecimento em função da temperatura no setor industrial em 2015 na UE28 e Portugal, adaptado de [21].	9
Figura 7- Distribuição da procura de calor para os diferentes tipos de indústria na UE28 em 2012, em função da gama de temperaturas [22].	10
Figura 8- Exemplo de um sistema SHIP com armazenamento, adaptado de [23].	11
Figura 9- Representação esquemática de um ETC, adaptado de [29].	13
Figura 10- Coletor de placa plana com vácuo ultraelevado (UHV-FPC) [30].	14
Figura 11- Representação esquemática de um PTC, adaptado de [35].	15
Figura 12- Representação esquemática de um LFR, adaptado de [36].	15
Figura 13- Ciclo completo de um sistema de armazenamento térmico, adaptado de [44].	17
Figura 14- Tipos de armazenamento térmico.	18
Figura 15- Diferentes fases de um sistema SHIP aplicado a um processo de banho, adaptado de [43].	23
Figura 16- Carga indireta de um sistema de armazenamento térmico [43].	24
Figura 17- Sistema de armazenamento térmico com um tanque, adaptado de [43].	24
Figura 18- Sistema de armazenamento térmico com dois tanques em paralelo, adaptado de [43].	25
Figura 19- Sistemas de descarga direto (à esquerda) e indireto (à direita), adaptado de [43].	25
Figura 20- Exemplo de integração de um sistema solar térmico combinado com caldeira convencional, adaptado de [31].	26

Figura 21- Diagrama simplificado do processo de produção de cerveja, adaptado de [60, 61].	31
Figura 22- Digrama do processo de produção em lote (6 horas) com respectivas etapas e potências de consumo em MW [60, 61].....	34
Figura 23- Curva de consumo de potência calorífica para aquecimento e arrefecimento do ciclo de 6 horas de produção de cerveja.	35
Figura 24- Diagrama estrutural do greenius.....	37
Figura 25- Curva de consumo de calor para aquecimento para um ciclo de 6 horas de produção da cerveja.....	39
Figura 26- Médias mensais das diferentes radiações incidentes.	40
Figura 27- Módulo do coletor LF-11, adaptador de [67].....	41
Figura 28- Principais ângulos de caracterização de um LFR, [70].....	42
Figura 29- Curvas de rendimento do coletor LF-11 para um ângulo de incidência de 0°, adaptado de [66].	44
Figura 30- Coletor solar MT-Power v4, adaptado de [25].....	44
Figura 31- Curva de rendimento do MT-Power v4 para uma GHI de 1000W/m^2 [72].	46
Figura 32- Efeito da variação do azimuth do campo solar e inclinação dos coletores solares no calor solar fornecido anualmente.....	48
Figura 33- Variação da razão do calor solar útil e fração solar em função do calor solar fornecido.....	55
Figura 34- Variação do calor solar fornecido e calor solar útil para aquecimento em função da área coletora dos sistemas solares.....	57
Figura 35- Custo nivelado de calor para o coletor LF-11 em função do calor solar fornecido e $CAPEX$ *.....	58
Figura 36- Custo nivelado de calor para o coletor MT-Power v4 em função do calor solar fornecido e $CAPEX$ *.	58
Figura 37- Evolução do preço do gás natural nos consumidores residenciais e industriais na União Europeia, adaptado de [76].	60
Figura 38- Variação mensal do calor solar fornecido, calor solar útil, calor fornecido pela caldeira e calor consumido pelo processo industrial para o sistema solar LF-11.....	62

Figura 39- Variação mensal do calor solar fornecido, calor solar útil, calor fornecido pela caldeira e calor consumido pelo processo industrial para o sistema solar MT-Power v4.	63
Figura 40-Variação mensal da razão do calor solar útil e da fração solar do sistema solar LF-11.	64
Figura 41- Variação mensal da razão do calor solar útil e da fração solar do sistema solar MT-Power v4.....	64
Figura 42- Variação horária das energias de carga, solar térmica fornecida, solar térmica útil e desperdiçada no dia 21 de junho.....	65
Figura 43- Variação horária das energias de carga, solar térmica fornecida, solar térmica útil e desperdiçada no dia 21 de dezembro.	66
Figura 44- Variação da temperatura média do fluido, o calor fornecido e o calor absorvida pelo campo de coletores no dia 21 de junho.	67
Figura 45- Fluxo do calor solar.	67
Figura 46- Sistema de refrigeração de ejeção standard	69
Figura 47- Energia fornecida ao gerador num ciclo de 6 horas.....	70
Figura 48- Resultados mensais da implementação do sistema de refrigeração de ejeção.	71

Índice de Tabelas

Tabela 1- Processos industriais e correspondente gama de temperaturas de operação, adaptado de [20].	8
Tabela 2- Coletores solares térmicos, adaptado de [24, 25].....	12
Tabela 3- Potências de cada etapa presente no processo de produção de cerveja.....	34
Tabela 4- Cálculo do calor para aquecimento consumido em cada hora do ciclo de produção em lote.....	36
Tabela 5- Coordenadas geográficas Porto.....	38
Tabela 6- Dados meteorológicos anuais relevantes.	40
Tabela 7- $K_{\theta T}$ e $K_{\theta L}$ do coletor LF-11 [66].....	43
Tabela 8- IAM do coletor solar MT-Power v4 [72].....	45
Tabela 9- Dimensionamento dos campos solares.	47
Tabela 10- Propriedades principais do Therminol 54 [74].	49
Tabela 11- Cálculo do $CAPEX$ * dos coletores LF-11 e MT-Power v4, [66, 71].	50
Tabela 12- Características e parâmetros dos sistemas solares térmicos LF-11 e MT-Power v4.	61
Tabela 13- Resultados técnicos anuais chave do sistema solar térmico.	62
Tabela 14- Valores de cada etapa presente no fluxo do calor solar para os sistemas solares térmicos.	67

Abreviaturas e Siglas

Lista de Abreviaturas

CIP	Limpeza no local (do inglês <i>Clean in Place</i>)
CO ₂	Dióxido de carbono
CP	Calor do processo
CPC	Coletor parabólico composto (do inglês <i>Compound Parabolic Collector</i>)
DLR	Instituto de Investigação Solar do Centro Aeroespacial Alemão
ETC	Coletor com tubos 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>)
LFR	Refletor linear fresnel (do inglês <i>Linear Fresnel Collector</i>)
PC	Permutador de calor
PTC	Coletor parabólico composto (do inglês <i>Parabolic Trough Collector</i>)
SAM	System Adviser Model
SBG	Super Bock Group
SHIP	Calor solar para processos industriais (do inglês <i>Solar Heat for Industrial Processes</i>)
UE	União Europeia
UHV-FPC	Coletor placa plana com vácuo ultraelevado (do inglês <i>Ultra-High Vacuum Flat Plate Collector</i>)

Lista de Siglas

A_{abs}	Área absorsora dos coletores solares	[m ²]
A_{ref}	Área de referência do campo solar	[m ²]
A_{rp}	Área dos refletores primários	[m ²]
b_i	Perdas térmicas de ordem i nos tubos recetores do coletor Fresnel	[W/(m ² K ²)]
CAPEX	Custos associados ao investimento capital do sistema solar térmico (do inglês <i>Capital Expenditure</i>)	[€/W]
CE_{sbg}	Consumo específico de calor para produção de cerveja e refrigerantes do SBG	[J/hl]

COM	Custos associados aos custos de operação e manutenção	[€]
COP	Coeficiente de desempenho (do inglês <i>coefficient of performance</i>)	[-]
$Degrad$	Taxa de degradação térmica anual do sistema solar térmico	[-]
F'	Fator de eficiência do coletor solar	[-]
f_{solar}	Fração solar do sistema solar térmico	[-]
i	Taxa de juro do sistema solar térmico	[-]
IAM	Ângulo de incidência modificado (do inglês <i>incidence angle modifier</i>)	[-]
IAM_{dif}	Ângulo de incidência modificado para a radiação difusa	[-]
IAM_{dir}	Ângulo de incidência modificado para a radiação direta	[-]
$\dot{I}_{\beta}$	Radiação global incidente na superfície do coletor solar	[W/m ²]
$\dot{I}_{dir,n}$	Radiação normal direta incidente na superfície do coletor solar	[W/m ²]
I_t	Investimento inicial do sistema solar térmico	[€]
K	Fator de correção do ângulo de incidência modificado	[-]
k_i	Coeficiente de perdas térmicas de ordem i	[-]
$K_{\theta L}$	Fator de correção do ângulo de incidência longitudinal modificado	[-]
$K_{\theta T}$	Fator de correção do ângulo de incidência transversal modificado	[-]
$LCOH$	Custo nivelado de calor do sistema solar térmico (do inglês <i>levelized cost of heat</i>)	[€/Wh]
$OPEX$	Custos associados à operação e manutenção do sistema solar térmico	[€/Wh]
P_{Esc}	Capacidade de produção de cerveja da cervejaria situada na Escócia	[hl]
P_{SBG}	Capacidade de produção de cerveja do SBG	[hl]
$\dot{Q}_{aque}$	Potência calorífica para aquecimento no processo industrial	[W]
$\dot{Q}_{arre}$	Potência calorífica para arrefecimento no processo industrial	[W]
$\dot{Q}_{col}$	Potência fornecida por unidade de área do coletor solar	[W]

$\dot{Q}_p$	Potência calorífica perdida no processo industrial	[W]
Q_{SBG}	Energia consumida para produção de cerveja e refrigerante no SBG	[Wh]
Q_{aque}	Calor consumido para aquecimento pelo processo industrial	[Wh]
$Q_{aque,cal}$	Calor fornecido pela caldeira para aquecimento ao processo industrial	[Wh]
$Q_{aque,forn}$	Calor solar fornecido para aquecimento ao processo industrial	[Wh]
$Q_{aque,úti}$	Calor solar consumido para aquecimento pelo processo industrial	[Wh]
Q_{arre}	Calor consumido para arrefecimento pelo processo industrial	[Wh]
$Q_{arre,cal}$	Calor fornecido pela caldeira para arrefecimento ao processo industrial	[Wh]
$Q_{arre,forn}$	Calor solar fornecido para arrefecimento ao processo industrial	[Wh]
$Q_{arre,útil}$	Calor solar consumido para arrefecimento pelo processo industrial	[Wh]
$Q_{desp,exc}$	Calor solar desperdiçado pelo processo industrial por excesso	[Wh]
Q_{disp}	Energia solar disponível para o sistema solar	[Wh]
Q_{evap}	Energia proveniente do efeito refrigeração do evaporador	[Wh]
Q_{perdas}	Calor solar perdido devido a perdas óticas e térmicas no sistema solar térmico	[Wh]
Q_{solar}	Calor solar fornecido por unidade de área do sistema solar	[Wh/m ²]
R_P	Razão das capacidades de produção das cervejarias	[-]
$R_{útil}$	Razão de calor solar útil	[-]
T	Tempo de vida do sistema solar térmico	
T_{fluido}	Temperatura média do fluido térmico	[°C]

Lista do alfabeto grego

β	Ângulo de inclinação da superfície do coletor	[°]
Δt	Intervalo de tempo	[s]

ΔT	Diferença de temperatura entre a temperatura média do fluido no coletor e a temperatura ambiente	[°C]
η_{col}	Rendimento do coletor solar	[-]
η_{limp}	Índice de limpeza dos refletores	[-]
η_o	Rendimento ótico do coletor solar	[-]
θ_i	Ângulo de incidência no coletor solar	[°]
θ_{trans}	Ângulo de incidência transversal no coletor solar	[°]
θ_{long}	Ângulo de incidência longitudinal no coletor solar	[°]

1 Introdução

1.1 Contextualização

Atualmente, na União Europeia (UE) 50% do consumo anual de energia pertence ao setor energético aquecimento e arrefecimento [1], sendo que, em 2017, 19,5% da energia obtida para aquecimento e arrefecimento foi a partir das energias renováveis [2]. Das necessidades atuais de aquecimento e arrefecimento, cerca de 45% é destinado para o setor residencial, 37% para o setor industrial e 18% para o setor dos serviços (Figura 1) [3].

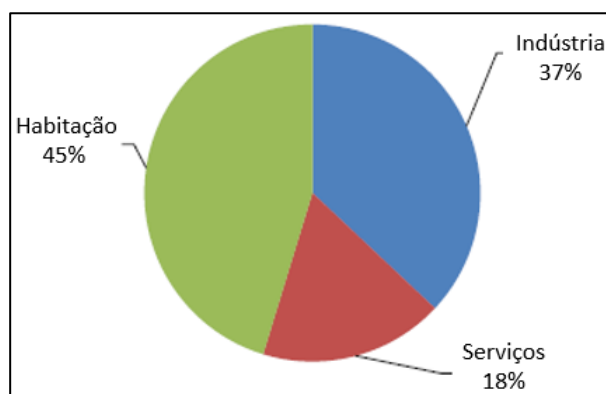


Figura 1- Quota de consumo final de energia por setor dentro do setor energético aquecimento e arrefecimento em 2012 na UE, adaptado de [3].

Ainda, é necessário salientar que o aquecimento e arrefecimento representam o setor energético com maior peso no consumo de energia final (546Mtep em 2012 [3]) e é responsável por 38% das emissões de CO₂ [4]. Consequentemente, a descarbonização deste setor é fulcral no que respeita ao cumprimento dos objetivos ambientais definidos pela UE até 2050, nomeadamente a descarbonização do sistema energético entre 80 e 95%, comparativamente com os níveis de 1990 [5]. Dada a sua elevada dependência dos combustíveis fósseis, é imperativo a aposta em energias renováveis para atingir os objetivos pretendidos.

Relativamente ao setor industrial na UE, da energia total consumida por este setor, 70,6% é utilizado para aquecimento e 2,7% para arrefecimento, sendo os restantes 26,7% referentes a eletricidade (Figura 2) [1].

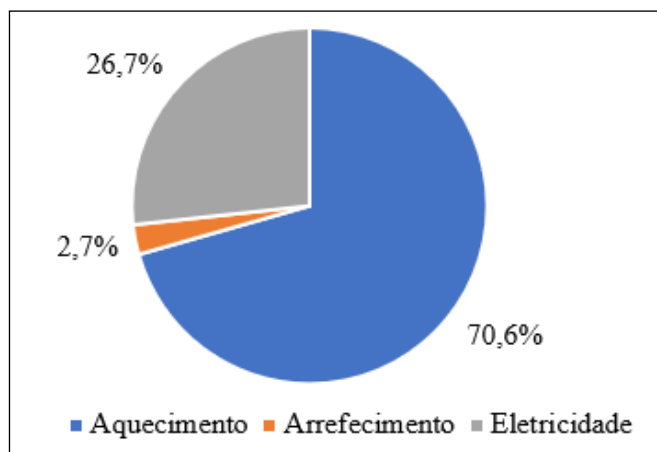


Figura 2- Quota de consumo final de energia na indústria dentro da UE.

Apesar da elevada necessidade de calor no setor industrial para obter aquecimento e arrefecimento, e ao contrário do que se verifica no setor residencial [6], a aplicação de calor solar em processos industriais (SHIP) é muito reduzida [7].

Em 2017 existiam apenas 624 sistemas SHIP a nível mundial [8], sendo um número relativamente pequeno face à potencialidade do mercado do calor no setor industrial. A reduzida utilização deve-se a diferentes fatores (figura 3) [9].

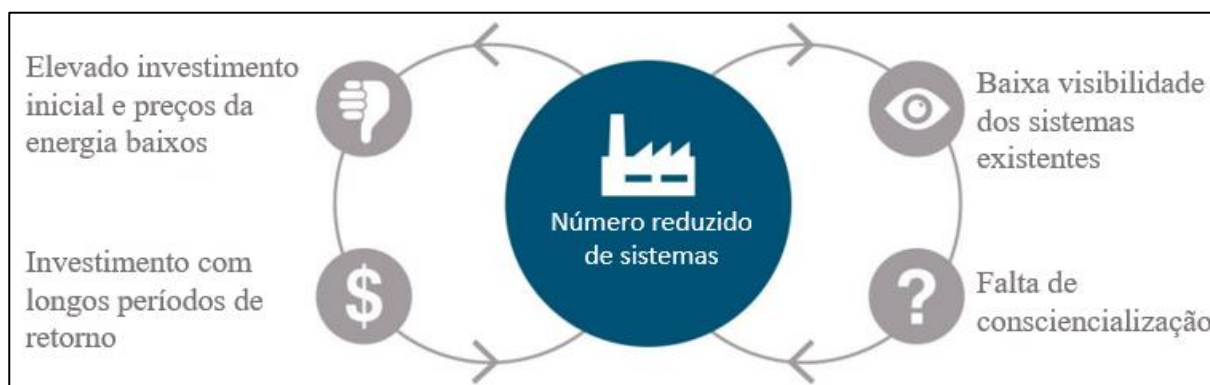


Figura 3- Causas para o número reduzido de sistemas, adaptado de [9].

Além destes fatores, existe falta de diretrizes associadas a este tipo de aplicações, bem como existência de poucos profissionais especializados na área [10]. As necessidades de calor do setor industrial são muito diversificadas e complexas, dificultando a normalização dos equipamentos, e dificultando a implementação dos sistemas solares térmicos convencionais de forma competitiva, ao nível económico (custos iniciais elevados), e técnico (temperatura e disponibilidade energética) [11].

Consequentemente, a procura de calor no setor industrial para os seus processos de aquecimento e arrefecimento, é bastante dependente do calor fornecido pelos combustíveis fósseis, tornando

os processos industriais insustentáveis do ponto de vista ambiental, sendo crítica a descarbonização energética deste setor.

Devido à elevada variabilidade na temperatura dos diferentes processos industriais, estes podem ser classificados com base na temperatura de operação: baixas, médias e altas. No entanto, as gamas de temperaturas variam na literatura [3, 4, 6, 12, 13].

De acordo com a Comissão Europeia [3], processos industriais de temperaturas médias encontram-se na gama dos 200°C-500°C. Sendo temperaturas inferiores e superiores a esta gama, definidas como baixas ou altas, respetivamente.

No panorama atual da tecnologia solar, existem diversas soluções comerciais aplicadas em processos industriais cujas temperaturas requeridas são inferiores a 150°C [14], utilizando coletores solares planos [15] e de tubos de vácuo [16]. Contrariamente, para processos industriais com temperaturas superiores a 150°C até cerca de 400°C as aplicações comerciais são mais reduzidas devido razões técnicas, nomeadamente, ao nível da integração do sistema no processo industrial e ao nível do design do próprio sistema nas instalações industriais [17]. Consequentemente, é de maior interesse e relevância a investigação e desenvolvimento de sistemas solares térmicos para processos industriais com temperaturas de utilização superiores a 150°C, sendo, por isso, o alvo de estudo da presente dissertação. Cumpre referir, que para processos industriais de aquecimento com temperaturas altas não existem tecnologias solares aplicáveis de forma economicamente viável [11].

1.2 Tendências do setor industrial

Tal como foi referido anteriormente, a quota de mercado de aplicações solares térmicas em processos industriais é ínfima, sendo, por isso, um mercado emergente que tem recebido recentemente uma maior aposta no seu desenvolvimento, dado o seu elevado potencial no setor energético.

Devido ao previsível aumento do preço dos combustíveis fósseis e aos objetivos relativos à diminuição das emissões de gases efeitos de estufa [6], o futuro deste setor passa por uma clara aposta nas energias renováveis. Em particular, a obtenção de calor para processos industriais irá incluir a implementação e integração de sistemas SHIP, através da redução dos custos de investimento e desenvolvimento destas tecnologias adaptadas a processos industriais.

A Figura 4 apresenta as previsões para 2050 segundo o *REmap case*, bem como os dados em 2015, relativamente ao consumo final de energia em processos industriais a nível mundial [18]. É possível denotar que a utilização de calor era praticamente inexistente em 2015, mas com

uma previsão de um crescimento de 4% para 2050. É necessário salientar, que a apesar do investimento na tecnologia, a sua contribuição para o consumo final em 2050 é reduzida em relação ao consumo total.

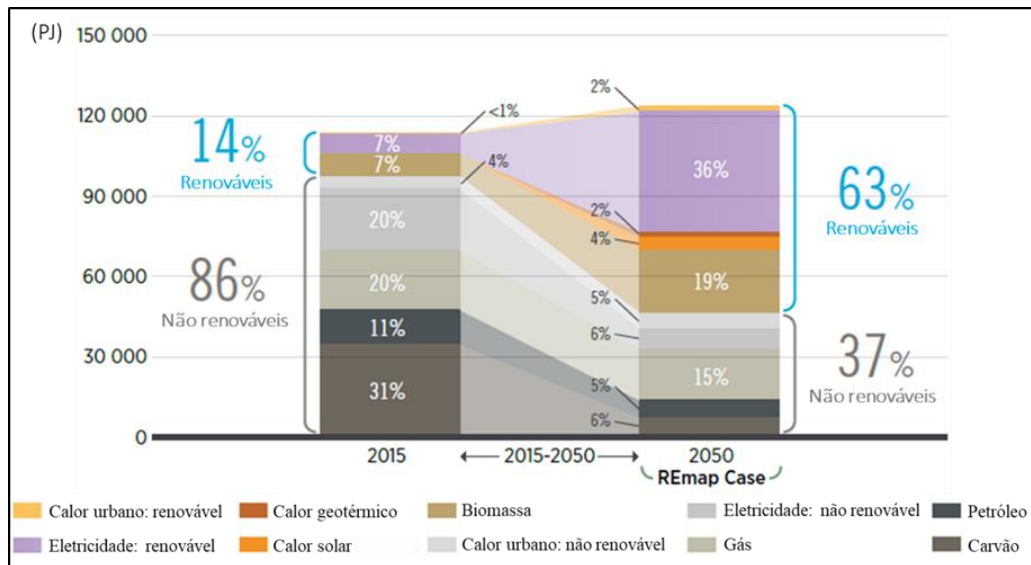


Figura 4- Evolução do consumo final de energia anual no setor industrial, adaptado de [18].

A Figura 5 apresenta as projeções de 2010 para 2030 do custo de produção de calor relativamente aos combustíveis fósseis e ao calor solar. As barras coloridas representam a gama de variação dos custos da produção de calor em diferentes regiões para os diferentes tipos de energia e os valores que se encontram no interior das mesmas barras representam as médias pesadas a nível mundial. Desta figura, é possível concluir que a diferença de custos entre estes dois tipos de energia diminui consideravelmente, sendo previsto uma redução de cerca 60% dos custos de produção de calor a partir do calor.

Assim, é reforçada a ideia da aposta no calor como fonte de calor para processos industriais através da redução de custos da mesma, uma das principais barreiras ao seu crescimento.

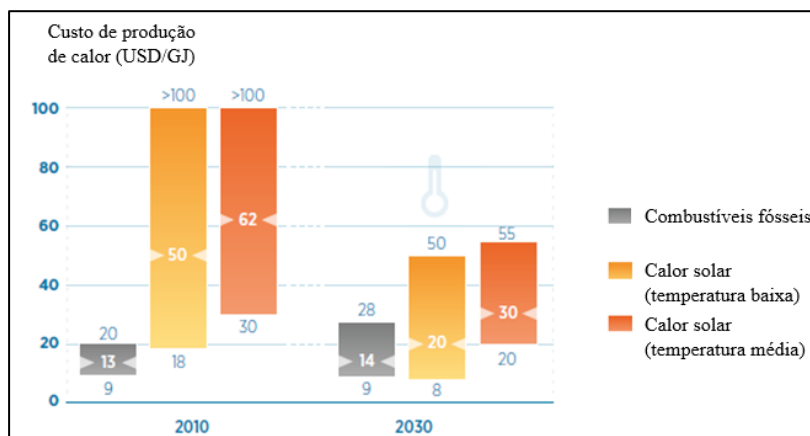


Figura 5- Projeção de 2010 para 2030 do custo de produção de calor relativamente aos combustíveis fósseis e calor, adaptado de [19].

1.3 Objetivos do projeto

De forma a contribuir para a descarbonização do setor industrial bem como o crescimento da utilização de calor solar, é proposto nesta dissertação o estudo de soluções inovadoras para a utilização de calor em processos industriais (aquecimento e arrefecimento) com temperaturas de operação superiores 150°C. Para tal, foram definidos e avaliados casos de estudo, relativamente ao seu desempenho técnico e económico, através da utilização do *software greenius*.

Para atingir este fim, definiu-se os seguintes objetivos:

- Identificação dos consumos de calor na indústria, em função da gama de temperaturas de operação e subsectores industriais;
- Identificação dos desafios inerentes aos processos industriais, respetivamente os que afetam a integração de calor solar;
- Identificação das tecnologias inovadoras (e.g. coletores, armazenamento térmico, controlo) para a aplicações em processos industriais;
- Avaliação do desempenho técnico e económico das tecnologias mais promissoras, com recurso a casos de estudos relevantes, utilizando simulação numérica (*software: greenius*);
- Criação de um modelo base para a avaliar a pré-viabilidade de um sistema solar térmico num processo industrial.

1.4 Estrutura da dissertação

O presente documento está organizado em cinco capítulos: Contextualização, Revisão da Literatura, Elaboração do modelo, Resultados obtidos e Conclusão.

O primeiro capítulo, Introdução, inclui a contextualização do tema deste dissertação, necessidades e tendências do setor industrial, objetivos da dissertação e estrutura do documento.

O segundo capítulo, Revisão da Literatura, diz respeito à classificação dos processos industriais em função da temperatura necessária e aborda a utilização de calor em processos industriais cujas temperaturas requeridas sejam superiores a 150°C. No fim do capítulo, são retiradas as respetivas conclusões.

O terceiro capítulo, Elaboração do modelo numérico e apresentação do processo industrial, descreve o processo industrial escolhido para desenvolvimento do modelo numérico, *software* utilizado na simulação, pressupostos e elaboração do modelo numérico desenvolvido.

O quarto capítulo analisa os indicadores de desempenho tecno-económico dos diferentes casos estudo e estuda o funcionamento anual e horário dos sistemas solares térmicos definidos. No final do capítulo, é proposta uma melhoria a um sistema solar térmico.

Por último, no quinto capítulo, Conclusões, o autor reflete e sobre o cumprimento dos objetivos, as dificuldades/limitações sentidas ao longo do projeto e o que poderá vir a ser desenvolvimento no futuro, apresentando as suas recomendações.

2 Revisão da Literatura

O presente capítulo aborda todos os conceitos envolvidos num sistema de integração de sistemas de calor solar para processos industriais (SHIP). No entanto, nem todos os conceitos abordados serão aplicados no modelo de pré-viabilidade desenvolvido, devido à complexidade envolvida em determinados conceitos.

Assim, primeiramente, surge uma distinção nos processos industriais que necessitam de calor, relativamente às respetivas temperaturas de operação e necessidades energéticas.

Posteriormente, são apresentados e caracterizados os principais componentes utilizados em sistemas SHIP. Seguidamente, é descrita a integração destes componentes nos processos industriais, nomeadamente, na forma como pode ser concebida a instalação e distribuição de calor para os processos industriais.

Finalmente, este capítulo termina com uma análise crítica a toda a revisão da literatura, enumerando os principais pontos positivos e negativos que promovem ou não, a proliferação dos sistemas SHIP.

2.1 Distinção dos processos industriais em função da temperatura necessária

Tal como foi referido anteriormente, os processos industriais podem ser classificados em função da sua temperatura de operação (Tabela 1). Analisando os processos industriais apresentados, é notória a grande diversidade dos processos existentes e a fragmentação das respetivas gamas de temperaturas de operação, o que, prejudica a implementação dos sistemas SHIP.

Tabela 1- Processos industriais e correspondente gama de temperaturas de operação, adaptado de [20].

Indústria	Processo	Temperatura (°C)
Alimentar, Laticínios e Bebidas	Cozinhar	70-120
	Pasteurização	60-150
	Esterilização	100-140
	Temperamento	40-80
	Secagem e desidratação	40-100
	Lavagem e limpeza	40-80
	Tratamento de calor	60-80
Têxtil	Branqueamento e tingimento	60-90
	Secagem e desengorduramento	100-130
	Compressão	120-140
	Fixação	160-180
	Impressão	40-130
Celulosas e papel	Branqueamento	120-150
	Separação	60-90
	Secagem	90-200
	Preparação da pasta celulósica	120-170
	Caldeira para aquecimento de água de alimentação	60-90
Química e Farmacêutica	Destilação	100-200
	Evaporação	110-170
	Secagem	120-170
	Espessamento	130-140
Automóvel	Pré-tratamento de pintura	40-50
	Fixação da pintura	175-225
	Secagem da pintura	150-175
Produtos de couro, borracha, plástico e fabrico de vidro	Pré-curtimento	40-60
	Curtimento com crómio	60-80
	Secagem e acabamento	70-100
	Secagem (borracha)	50-130
	Pré-aquecimento	50-70
	Preparação	120-140
	Destilação	140-150
	Extrusão	140-160
	Laminagem	100-180
	Secagem fibra de vidro	150-175
Aço e outras indústrias de fundição	Endurecimento, recozimento, temperamento, forjamento e enrolamento	700-1500
Fabrico de cimento	Calcinação	600-1200

Estatisticamente, na UE, os processos industriais com temperaturas superiores a 500°C representam 42% da procura final de energia para aquecimento e arrefecimento (Figura 6). Por outro lado, 39% da procura é relativa a processos com temperaturas inferiores a 500°C, com 21% referente a temperaturas entre os 100 e 200°C.

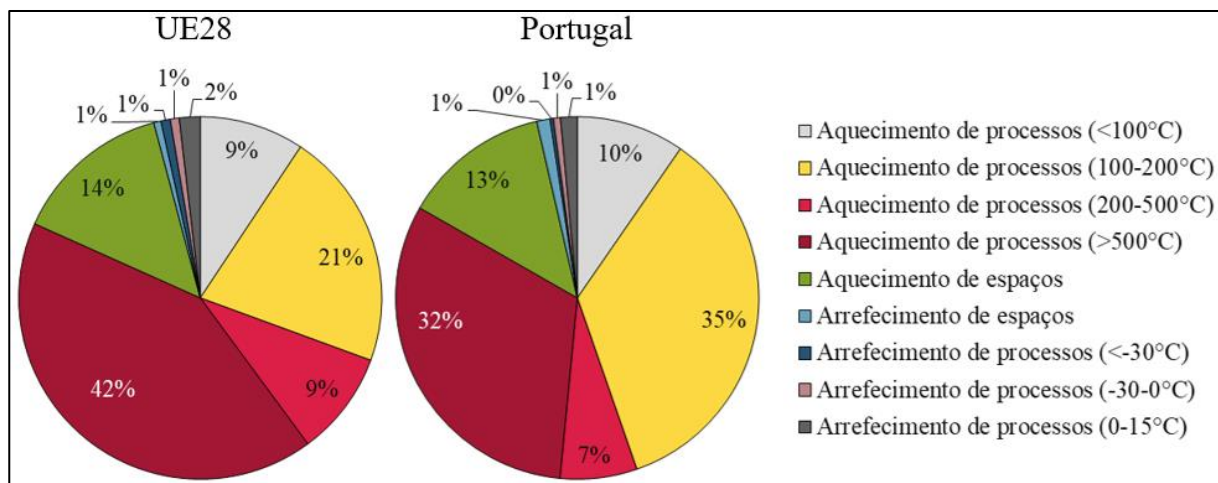


Figura 6- Quota de procura final de energia para aquecimento e arrefecimento em função da temperatura no setor industrial em 2015 na UE28 e Portugal, adaptado de [21].

Relativamente a Portugal (Figura 6), o cenário é diferente, no qual existe uma primazia pela procura final de energia para aquecimento em processos com temperaturas inferiores a 500°C (52%). Analogamente, os processos com temperaturas entre 100°C e 200°C representam a maior quota entre estes processos (35%). O aquecimento em processos com temperaturas superiores a 500°C representa 32%.

De realçar que em ambos os casos, a procura final de energia para arrefecimento em processos industriais representa apenas 3% a 5%, ou seja, uma fração significativamente pequena em comparação ao aquecimento. A utilização de calor para arrefecimento é reduzida, sendo maioritariamente utilizada eletricidade. Por isso, é necessário otimizar as tecnologias atuais em termos de performance e reduzir os custos deste tipo de sistemas [6, 8, 11].

A Figura 7 apresenta a distribuição da procura de calor para processos (CP) nos diferentes subsectores da indústria na UE em 2012, em função da temperatura do processo industrial. Esta figura conjuga os processos industriais mencionados na Tabela 1 e as percentagens apresentadas na Figura 6. De notar, que apesar de os dados referentes na Figura 6 e Figura 7 serem de anos diferentes, a variação da procura de calor nos últimos anos é reduzida, pelo que, a relação entre os dados das figuras é válida.

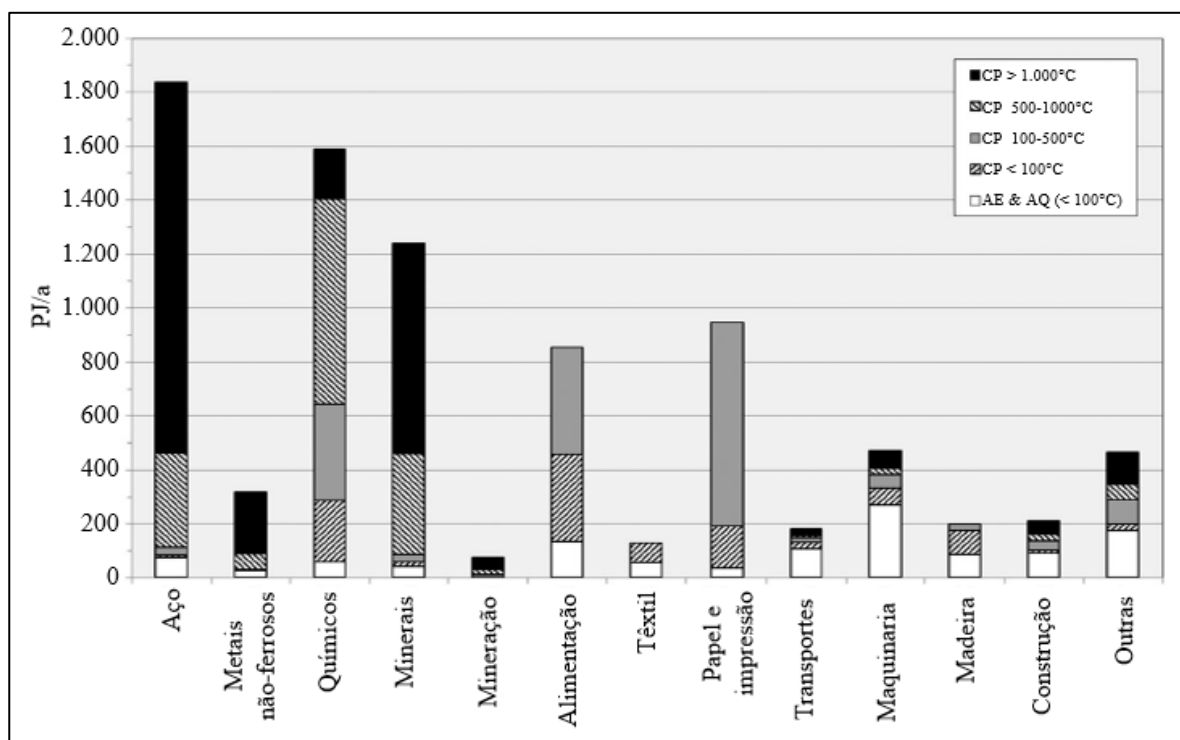


Figura 7- Distribuição da procura de calor para os diferentes tipos de indústria na UE28 em 2012, em função da gama de temperaturas [22].

Em 2012, a procura de energia final em toda a indústria na UE foi cerca de 11.085PJ. Por sua vez, no mesmo ano, a procura total de energia final na indústria destinada a calor para processos, calor para espaços e águas quentes foi de 8.518PJ [22]. Assim, tal como foi referido anteriormente, a maioria da procura de energia final na indústria destina-se a processos que necessitam de calor.

Os subsectores do aço, química, minerais, alimentação e papel e impressão são os principais consumidores de calor, tendo 83% da procura total de calor para processos na indústria, sendo caracterizados por processos de temperaturas altas (superiores a 500°C). Consequentemente, a gama de temperaturas altas é a que tem maior quota de procura de calor para aquecimento e arrefecimento em processos industriais na UE28 (Figura 6). Relativamente à procura de calor com temperaturas entre os 100°C e os 500°C, as indústrias com maiores necessidades são as do papel, alimentação e química. Esta gama de temperaturas representa 21% da totalidade da procura de calor [22].

2.2 Principais componentes de sistemas SHIP

Os principais componentes que constituem sistemas SHIP (Figura 8) são: coletores solares térmicos; permutadores de calor (carga e descarga de calor) e sistema de controlo.

Adicionalmente, pode ser necessário e vantajoso a existência de um sistema de armazenamento térmico [23].

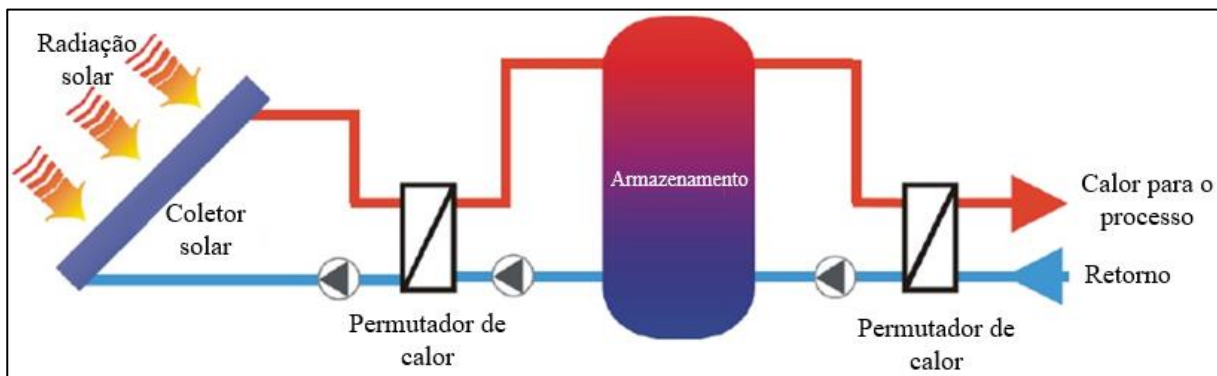


Figura 8- Exemplo de um sistema SHIP com armazenamento, adaptado de [23].

2.2.1 Coletores solares térmicos

Os coletores solares térmicos são um dos componentes principais de um sistema solar térmico e têm como função absorver e transformar a radiação solar incidente em calor, a qual é transferida para um fluido térmico de transferência de calor. Os coletores solares térmicos podem ser classificados de diferentes formas: estacionário ou seguimento relativamente ao movimento do sol (um ou dois eixos); formato do recetor (plano, tubular ou ponto); concentradores ou não concentradores. A escolha de um determinado tipo de coletor depende principalmente de cinco fatores [20]:

- Temperatura de operação;
- Rendimento do coletor solar;
- Produção energética anual;
- Custo;
- Espaço ocupado.

A Tabela 2 apresenta as diferentes tecnologias de coletores solares existentes com as demais características.

Tabela 2- Coletores solares térmicos, adaptado de [24, 25].

Movimento	Tipo de coletor	Formato do recetor	Razão de concentração	Gama de temperaturas indicativa (°C)
Estacionário	Coletor de placa plana (FPC)	Plano	1	30-80
	Coletor de tubo de vácuo (ETC)	Plano	1	50-200
	FPC de vácuo ultraelevado (UHV-FPC)	Plano	1	50-200
	Coletor parabólico composto (CPC)	Tubular	1-5	60-150
Seguimento a um eixo	Refletor linear Fresnel (LFR)	Tubular	10-40	60-400
	Coletor concentrador parabólico (PTC)	Tubular	10-85	60-400
Seguidamente a dois eixos	Refletor disco parabólico (PDR)	Ponto	600-2000	100-500
	Campo de helióstatos (HFC)	Ponto	300-1500	150-2000

Do ponto de vista do balanço energético, a operacionalidade de um coletor solar térmico assenta na diferença entre o calor solar absorvido e o calor perdido por este. Para que o seu desempenho seja o melhor possível, é conveniente que a temperatura deste seja o mais baixa possível. Para tal, existe uma relação entre o fluxo de calor transferido para o fluido térmico que circula no coletor e o fluxo de calor perdido para o meio ambiente por convecção, condução e radiação. Esta relação depende em grande parte do caudal do fluido térmico. Assim, é desejável que o fluxo de calor solar transferido para o fluido térmico seja superior ao fluxo de calor perdido para o meio ambiente para que a temperatura do coletor seja o mais baixa possível [26, 27].

Posto isto, e dado que para os processos industriais a serem estudados requerem temperaturas altas, as perdas térmicas no coletor poderão aumentar consideravelmente à medida que a

temperatura requerida para o processo industrial aumenta. Desta forma, é muito importante reduzir as perdas térmicas no coletor.

Dependendo do tipo de coletor utilizado, a redução das perdas térmicas pode ser conseguida de duas formas. A primeira, passa pela utilização de coletores com perdas térmicas reduzidas (e.g. ETC) através de, por exemplo, superfícies absorsoras seletivas ou tubos de vácuo. Por sua vez, a segunda forma consiste na redução da área de transferência de calor da superfície recetora, dado que, as perdas térmicas são proporcionais à área de transferência de calor. Assim, num coletor concentrador existe uma superfície refletora de grandes dimensões e uma superfície recetora de menores dimensões [26].

Em suma, e tendo em conta a gama de temperaturas de operação dos coletores apresentados, existe uma variedade de tecnologias capazes de atingir temperaturas de operação superiores a 150°C. Desta forma, o fator de escolha de um determinado tipo de coletor poderá recair na flexibilidade que este apresenta, dado que existem processos industriais que podem requerer temperaturas distintas nos diferentes processos.

- **Coletor de tubo de vácuo (ETC)**

O ETC (Figura 9), tal como o nome indica, contém vácuo entre o tubo que contém o fluido térmico (tubo de calor) e o tubo exterior. Esta propriedade permite mitigar as perdas térmicas por convecção e condução. Para além disso, este tipo de coletor pode utilizar superfícies absorsoras seletivas, que têm coeficientes de absorção elevados para a radiação solar e baixa emissividade para as perdas térmicas por radiação. Consequentemente, este tipo de coletor é capaz de operar a altas temperaturas com rendimentos elevados (até 80%), não sendo muito afetado pela temperatura ambiente e vento [28].

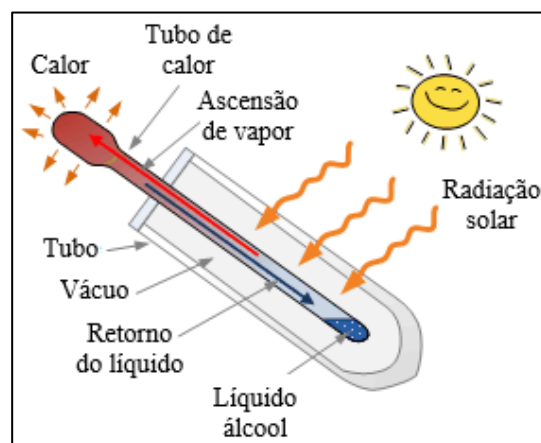


Figura 9- Representação esquemática de um ETC, adaptado de [29].

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

O UHV-FPC é um coletor constituído por duas placas planas que absorvem calor solar em ambos os lados, contendo vácuo ultraelevado no seu interior. Estruturalmente, podem ser aplicados espelhos cilíndricos (Figura 10) para refletir a radiação solar difusa e direta na parte de trás do coletor solar, não necessitando de seguimento do sol. A aplicação destes espelhos cilíndricos permite aumentar para quase o dobro da energia absorvida, sendo que, o aumento do custo associado a esta aplicação é marginal [30].

Estes coletores solares são bastante versáteis, dado que conseguem produzir calor até 250°C, podendo ser utilizada em ciclos de refrigeração. Relativamente ao rendimento térmico, atingem rendimentos térmicos cerca de 63%. Graças ao vácuo estes coletores não são afetados pela temperatura ambiente, sendo, por isso, bastante eficientes em países com temperaturas baixas [30].

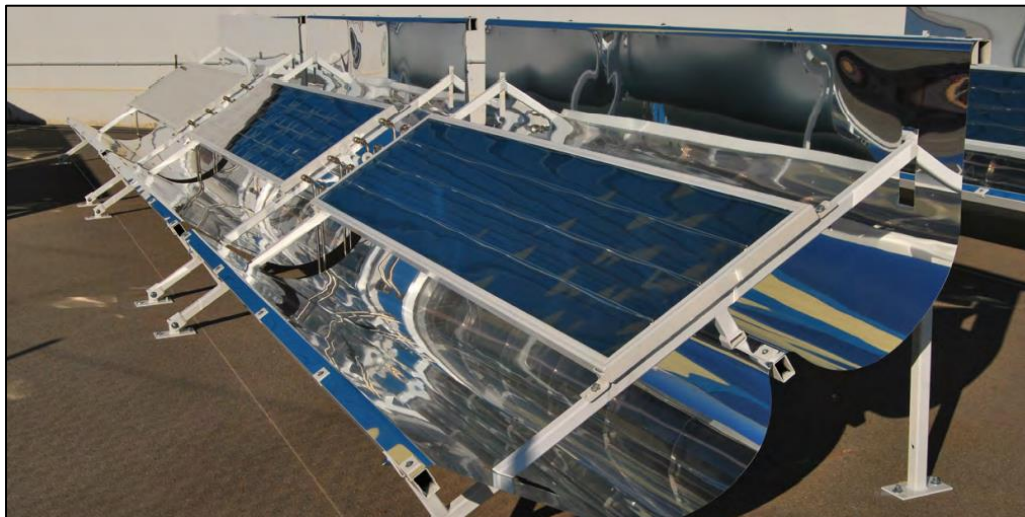


Figura 10- Coletor de placa plana com vácuo ultraelevado (UHV-FPC) [30].

- **Coletor concentrador parabólico (PTC)**

O PTC (Figura 11) reflete apenas radiação direta através de uma superfície refletora parabólica para um tubo recetor central. O seguimento destes coletores pode ser realizado no eixo Este-Oeste estando orientado no sentido Norte-Sul ou estar orientado no sentido Este-Oeste e fazer seguimento segundo o eixo Norte-Sul. A escolha da orientação do coletor normalmente depende das necessidades do processo industrial, ou seja, se é necessária uma maior quantidade de calor durante o inverno ou durante o verão. A orientação Norte-Sul produz maiores quantidades anuais de calor, sendo que, durante o verão a capacidade de produção nesta orientação é muito superior à orientação Este-Oeste, mas no inverno a sua capacidade é bastante menor. Por outro lado, a orientação Este-Oeste permite uma maior constância anual na

produção de calor. Esta tecnologia, com capacidade para atingir 400°C, é a mais madura dentro dos concentradores solares térmicos [31].

Dado que este tipo de coletor apenas reflete radiação direta, caso o céu esteja nublado, o rendimento deste coletor diminui, dado que a maior parte da radiação existente nestas condições é difusa, e, por isso, a sua instalação é limitada geograficamente. Além disso, se ocorrer elevadas cargas de vento, o coletor tem de ser colocado na posição de repouso, devido à vulnerabilidade estrutural, interrompendo a sua operação [32].

Estes coletores conseguem atingir rendimentos térmicos na ordem dos 75% [33]. Os custos da produção de calor a partir desta tecnologia variam entre 0,04€/kWh e 0,08 €/kWh [34].

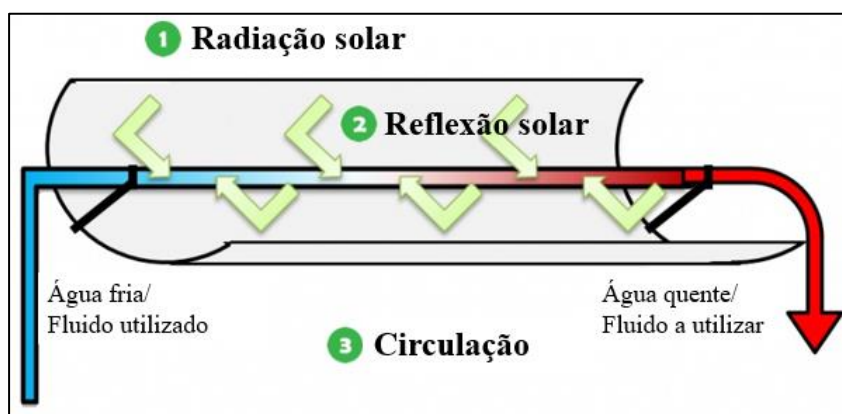


Figura 11- Representação esquemática de um PTC, adaptado de [35].

- **Refletor linear Fresnel (LFR)**

O LFR, tal como o PTC concentra a radiação solar direta num tubo recetor central, através de múltiplos espelhos com diferentes ângulos situados horizontalmente na superfície da instalação. Dependendo da configuração, pode existir um refletor secundário por cima do tubo recetor para aumentar a razão de concentração (Figura 12).

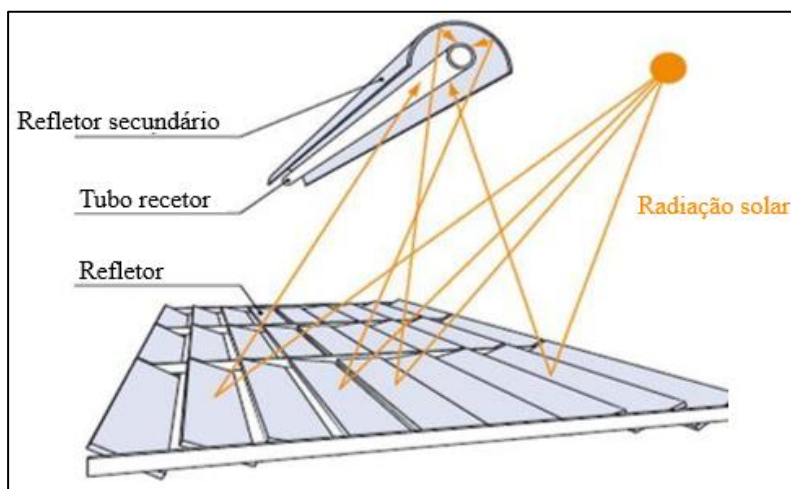


Figura 12- Representação esquemática de um LFR, adaptado de [36].

Esta tecnologia solar é a mais recente dentro dos diferentes tipos de concentradores solares, e tal com o PTC apenas reflete radiação solar direta. Comparativamente com o PTC, esta tecnologia tem um custo global inferior [37], devido à simplicidade de toda a estrutura e ao tipo de refletores utilizados (planos ou curvados elasticamente) mais baratos. Consequentemente, os custos associados à instalação e produção são inferiores. Além disso, a vulnerabilidade estrutural face a elevadas cargas de vento é bastante inferior, dado que, os refletores estão próximos da base da superfície onde estão instalados. Outra propriedade importante, é o elevado rácio de utilização da base onde está instalado o LFR, sendo interessante para instalações em telhados planos, cujo espaço disponível pode ser limitativo. No entanto, o seu rendimento ótico é inferior ao PTC, pois os seus refletores modulares tentam emular uma parábola (refletor não ideal) e, sendo não contínuos, existe um espaçamento entre estes (possibilita maior flexibilidade na disposição) e a possibilidade de existência de sombras e bloqueamento [6, 31, 38, 39].

Este tipo de coletor consegue atingir temperaturas até 400°C, sendo por isso, uma opção bastante viável para produção de calor para processos industriais [10].

- **Inovações**

O aproveitamento de calor para processos industriais encontra-se em crescimento, estando em desenvolvimento novas tecnologias solares mais compactas, eficientes e económicas que promovam o uso deste tipo de energia, sendo necessário que o custo-benefício destas tecnologias seja efetivamente mais atrativo para o setor industrial.

- Coletor solar Absolicon T160:

Este pequeno coletor concentrador parabólico desenvolvido pela empresa sueca Absolicon [40], consegue atingir uma temperatura de 160°C com um rendimento bastante elevado de 76,6%, sendo um acréscimo considerável face às tecnologias atuais que têm rendimentos máximos de 70% [20]. Este coletor pode ser utilizado para calor industrial, aquecimento urbano e arrefecimento solar.

- Coletor em betão:

Atualmente, está a ser desenvolvido pelo Instituto de Investigação Solar [41] um coletor concentrador parabólico com a estrutura feita em betão. O objetivo deste projeto, é a redução de custos do coletor concentrador parabólico, dado que o betão é material barato e disponível mundialmente. Um desafio neste projeto é a montagem de forma precisa e duradoura do material refletor na estrutura do betão de alta precisão.

2.2.2 Sistema de armazenamento térmico

Uma das características da radiação solar, é a sua elevada variabilidade na base anual e na base diária. Consequentemente, podem ocorrer incompatibilidades ao nível da produção de calor solar e na procura de calor dos processos industriais. Assim, são utilizados sistemas de armazenamento térmico que permitem o fornecimento com maior continuidade de calor solar, em períodos em que não haja produção de calor (e.g. noite), ou armazenar energia em períodos cujos perfis de procura de calor e de produção de calor sejam incompatíveis (e.g. elevada produção de calor e baixa procura de calor). De facto, o sistema de armazenamento térmico permite melhorar o desempenho do sistema solar térmico, atenuando as diferenças entre a produção e procura e amortecendo períodos de pico de procura de calor que possam ocorrer. No entanto, o sistema de armazenamento térmico cria perdas adicionais (carga e térmica) e aumenta o custo do sistema solar térmico [6, 42, 43].

O ciclo de armazenamento compreende três fases: carga, armazenamento e descarga, cuja serão detalhadas posteriormente (Figura 13) [44].

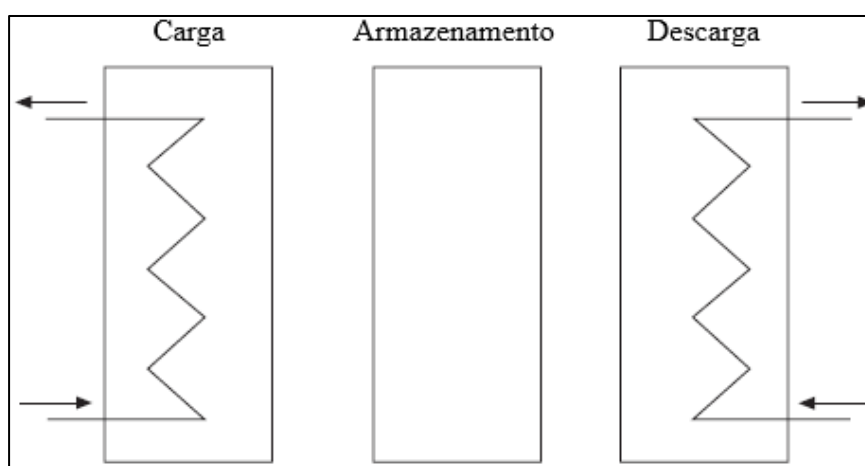


Figura 13- Ciclo completo de um sistema de armazenamento térmico, adaptado de [44].

Relativamente ao material de armazenamento, as suas propriedades termodinâmicas devem garantir a fiabilidade do sistema de armazenamento térmico quanto às necessidades do processo industrial. Assim, o material de armazenamento deve ser provido de densidade e capacidade calorífica elevadas (menor volume ocupado e sistema mais eficiente), excelente condutibilidade térmica (carga e descarga de calor com maior rapidez) e longa durabilidade [45, 46].

O armazenamento de calor pode ser feito em três formas distintas: calor sensível, calor latente e termoquímico (Figura 14).

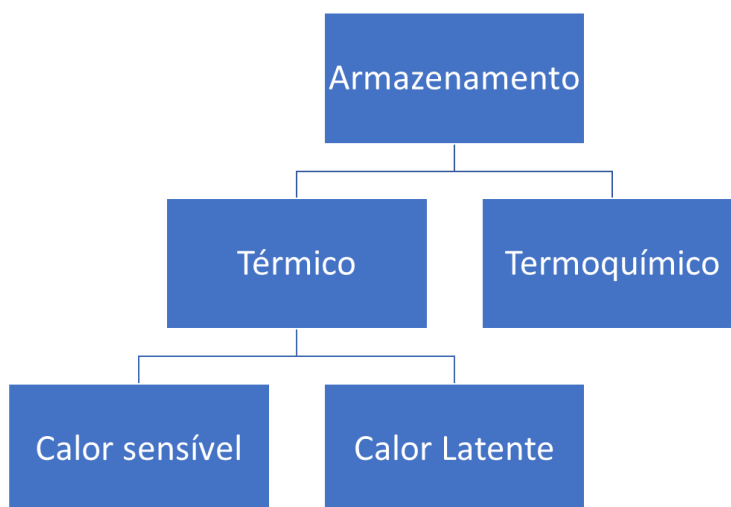


Figura 14- Tipos de armazenamento térmico.

- **Armazenamento térmico sob a forma de calor sensível**

O armazenamento térmico sob a forma de calor sensível acumula energia térmica com base no calor específico de um determinado material, ou seja, quanto maior for o calor específico do material, maior capacidade tem para armazenar calor [47].

Este tipo de armazenamento é o mais desenvolvido e utilizado a nível industrial. Para fornecimento de calor a baixas temperaturas (até 100°C), é usual a utilização de água como fluido de armazenamento térmico sob a forma de calor sensível [48]. Para além de ter um custo reduzido (bastante abundante), também apresenta calor específico elevado de 4,2 kJ/(kg·K) [38]. Para temperaturas de operação superiores a 100°C, o uso de água como fluido de armazenamento térmico necessita que o sistema solar térmico seja pressurizado, traduzindo em maiores custos do sistema e, por isso, a sua utilização pode não ser viável.

Uma alternativa para temperaturas de operação superiores a 100°C é o uso de óleo térmico, que opera até 250°C no estado líquido à pressão ambiente, tendo uma gama de temperaturas de operação de 12°C até 400°C. Uma propriedade particular deste fluido térmico é que a capacidade calorífica aumenta com o aumento da temperatura, e, por isso, pode ser utilizado a elevadas temperaturas sem que ocorra problemas relacionados com elevadas pressões de vaporização como acontece com a água, necessitando de equipamentos menos robustos. Em contrapartida, este tipo de fluido térmico apresenta reduzida condutibilidade térmica. Comparativamente com a água, o calor específico é inferior (aproximadamente 2 kJ/(kg·K)) e, usualmente, apresenta uma viscosidade elevada à temperatura ambiente [28, 49].

A utilização de sais fundidos aplica-se principalmente para temperaturas superiores a 400°C sob a forma de vapor a baixa pressão, em particular na geração de eletricidade a partir das tecnologias solares concentradoras [49]. Este tipo de material tem um ponto de fusão relativamente elevado, acima dos 200°C, ou seja, para se manterem no estado líquido são necessárias temperaturas sempre superiores a 200°C, o que, para processos industriais com gamas de temperatura de operação elevadas pode não ser viável.

Os materiais sólidos terrestres, como a areia, blocos de betão ou rochas, podem ser opções válidas para o armazenamento de calor, dado que, apresentam condutividade térmica elevadas. Estes tipos de materiais, acessíveis e baratos, funcionam simultaneamente como superfície de transferência de calor e armazenamento de calor, não necessitando de permutadores de calor para a troca de calor. Além disso, não existem problemas relacionados com a pressão de vaporização e, por isso, a pressão de operação é próxima da pressão ambiente. Em contrapartida, a capacidade calorífica destes materiais é baixa, necessitando de volumes de armazenamento bastante elevados [45, 50].

As principais desvantagens da transferência de calor dos materiais de armazenamento de calor sob a forma de calor sensível são a baixa capacidade calorífica (elevados volumes de armazenamento) e a diminuição da temperatura do material de armazenamento no processo de descarga de calor (diminuição da temperatura do fluido de trabalho com o tempo) [50].

O custo deste tipo de armazenamento varia entre 0,1 €/kWh e 10€/kWh e o rendimento varia entre os 50% e 90% [46].

- **Armazenamento térmico sob a forma de calor latente**

O armazenamento sob a forma de calor latente acumula energia através da mudança de fase de materiais, sem que haja praticamente variação de temperatura. Este tipo de armazenamento térmico é bastante promissor, mas a sua aplicabilidade no mercado é quase inexistente. A sua principal desvantagem é a baixa condutividade térmica que, consequentemente, torna o tempo de resposta demasiado longo face às necessidades industriais. Outra desvantagem deste tipo de armazenamento, é a sua propensão para se degradar termicamente aquando exposto excessivamente a altas temperaturas, criando problemas de durabilidade [47]. Este tipo de armazenamento armazena maiores quantidades de calor que o armazenamento sob a forma de calor sensível para um dado volume, dado que a sua densidade energética é três vezes superior [46]. É desejável que o material escolhido para este armazenamento tenha um elevado calor latente de fusão, calor específico e condutividade térmica e uma reduzida variação de volume aquando da mudança de fase [45, 51].

A mudança de fase pode ocorrer de três formas diferentes: sólido-sólido; sólido-líquido e líquido-gasoso, sendo esta última a que permite armazenar maior calor latente. No entanto, as mudanças sólido-líquido e líquido-gasoso têm variações significativas de volume que torna o sistema de armazenamento mais complexo. Em particular, na mudança líquido-gasoso a variação de volume é tal, que a torna impraticável [52].

Atualmente, a mudança sólido-líquido é maioritariamente utilizada pela sua capacidade superior de armazenamento de calor latente face à mudança sólido-sólido. Materiais como álcoois ou sais, podem ter potencial de utilização nas condições do projeto, mas que face às suas desvantagens económicas e físico-químicas não são particularmente utilizados [49].

O custo deste tipo de armazenamento varia entre 10 €/kWh e 50€/kWh e o rendimento varia entre os 75% e 90% [46]. Em comparação com o armazenamento sensível, o custo é bastante superior e o rendimento mínimo é também superior.

- **Armazenamento termoquímico**

O armazenamento termoquímico aproveita a propriedade de reversibilidade das reações químicas. A energia calorífica armazenada é igual à reação entálpica. No entanto, esta tecnologia ainda está numa fase embrionária, pois o seu uso é apenas para investigação científica. A complexidade do armazenamento é bastante elevada comparativamente com os outros sistemas de armazenamento descritos [45].

O custo deste tipo de armazenamento varia entre 8 €/kWh e 100€/kWh e o rendimento varia entre os 75% e próximo de 100% [46].

- **Inovações**

O armazenamento mais utilizado a nível industrial é o armazenamento térmico sob a forma de calor sensível através de água, óleo térmico e materiais sólidos terrestres.

No entanto, tem-se verificado uma elevada aposta no desenvolvimento e maturação no armazenamento térmico sob a forma de calor latente, dada a elevada capacidade de armazenamento de calor por volume, mas cujos custos são elevados custos [43].

- Permutador de calor com estrutura metálica trançada

A empresa Fraunhofer ISE está a desenvolver um protótipo de um permutador de calor com uma estrutura metálica trançada aplicada ao armazenamento térmico sob a forma de calor latente. Este protótipo pretende melhorar a condutividade térmica deste tipo de armazenamento através

dos seus tubos capilares, aumentando da área superficial de transferência de calor e compensando assim a baixa condutividade térmica dos materiais de mudança de fase [53].

No que toca ao permutador de calor, a existência deste equipamento entre o sistema de coletores solar e o sistema de armazenamento térmico, está dependente se os fluidos utilizados para estes sistemas é o mesmo (sistema direto) ou não (sistema indireto). Caso o sistema seja indireto, significa que o fluido que circula no sistema solar térmico e o fluido utilizado para armazenar calor são diferentes, sendo então necessário a presença de um permutador de calor para permitir a troca de calor entre fluidos [52].

2.2.3 Permutador de calor

Os permutadores de calor permitem transferir calor solar entre fluidos. A existência de permutadores de calor antes e após do sistema de armazenamento térmico (processos de carga e descarga), está dependente se os fluidos utilizados para entre os sistemas é o mesmo (sistema direto) ou não (sistema indireto) [43]. Existem diferentes tipos de permutadores de calor que podem ser utilizados em contexto industrial, nomeadamente, tubular (maior utilização na indústria), compacto ou superfície estendida. A escolha de um permutador de calor depende da temperatura e pressão requeridas no processo de transferência de calor, mudança de fase, espaço disponível ou das propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos, tais como, viscosidade e corrosão [43].

2.2.4 Sistema de controlo

O sistema de controlo permite fazer a gestão e controlo de determinados componentes do sistema solar térmico, garantindo a operacionalidade interdependente de todos os componentes. Assim, este sistema tem como principais objetivos a segurança e proteção do coletor solar e controlar o fluxo de calor do sistema solar térmico [28].

Um parâmetro de extrema importância a controlar é a temperatura do coletor. Caso a circulação do fluido no sistema do coletor é interrompida por alguma razão (e.g. não exista procura de calor e haja elevada radiação incidente ou ocorra alguma anomalia na bomba hidráulica do coletor) e a radiação solar incidente permita a operacionalidade do sistema do coletor, pode ser atingida a estagnação. A estagnação é um fenómeno que provoca o aumento da temperatura e pressão no sistema do coletor, promovendo a evaporação total ou parcial do fluido que circula no coletor, podendo ser atingida a temperatura de estagnação ao fim de determinado tempo. Ao atingir esta designada temperatura, podem ocorrer danos consideráveis ao próprio coletor e aos componentes que integram o sistema do coletor. Assim, é necessário que o sistema de controlo

seja eficaz na deteção de anomalias e na operação das bombas hidráulicas e válvulas de segurança [43, 54].

A medição da velocidade do vento é importante para o coletor concentrador parabólico e para o refletor linear Fresnel, dado que, se a velocidade do vento for elevada, estes devem estar numa posição o mais resguardada possível [28].

A radiação é também um parâmetro relevante a medir para controlar e calcular o desempenho do coletor [28].

Um dos grandes entraves à utilização dos sistemas SHIP é a falta de sistemas de controlo standard. No mercado existe uma panóplia de sensores e controladores disponíveis para estes sistemas, mas a dificuldade passa pela sua configuração relativamente às necessidades dos diferentes processos industriais [23].

Assim, o desenvolvimento de sensores e controladores aplicáveis para estes tipos de sistemas é bastante importante, dado que, o seu custo atual é elevado e carecem de alguma fiabilidade a nível operacional [6].

2.3 Integração de sistemas solares térmicos em processos industriais

A fragmentação do setor industrial torna a integração de sistemas solares térmicos em processos industriais particularmente complexo e desafiante. O objetivo da integração de sistemas solares térmicos em processos industriais é identificar os pontos de integração técnicos e económicos mais adequados e a forma de integração mais apropriada. O ponto de integração especifica a procura de calor de uma planta industrial que pode ser fornecida de forma total ou parcial por um sistema solar térmico [43].

O processo de integração pode ser dividido em três fases principais: avaliação da pré-viabilidade; estudo da viabilidade e, por fim, decisão e planeamento detalhado [43]. O foco da presente dissertação será a avaliação da pré-viabilidade de sistemas solares térmicos em processos industriais. Nesta fase inicial, é avaliado o potencial de integração de um sistema solar térmico num processo industrial para, posteriormente, decidir se um estudo devidamente detalhado da viabilidade do sistema solar térmico deve ou não ser realizado.

Para a integração destes sistemas em processos industriais é muito importante ter em conta o potencial de recuperação de calor, dado que, a quantidade e a temperatura de calor residual disponível que é pode ser recuperado, irá influenciar o planeamento e design de um sistema solar térmico (termodinamicamente e economicamente). No entanto, a informação disponível sobre a quantidade de calor residual na indústria é escassa [43].

A Figura 15 apresenta as diferentes fases presentes na integração de um sistema SHIP, nomeadamente, ciclo do coletor, armazenamento, descarga e ponto de integração.

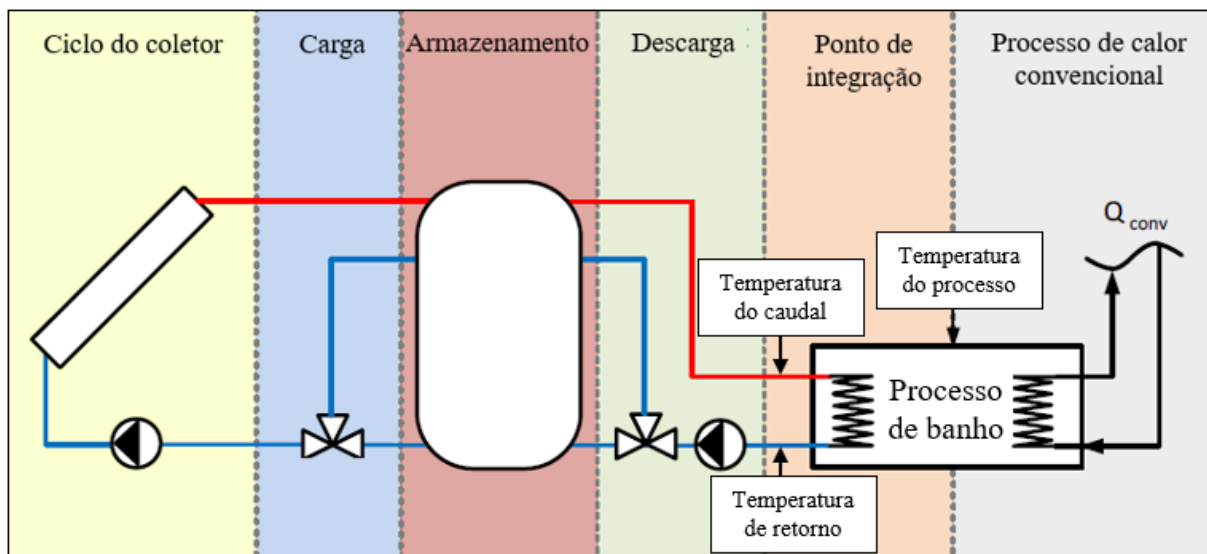


Figura 15- Diferentes fases de um sistema SHIP aplicado a um processo de banho, adaptado de [43].

2.3.1 Ciclo do coletor

O tamanho do campo dos coletores solares depende principalmente da fração solar desejada e da área disponível para a montagem dos coletores. Além disso, depende também da frequência de utilização do sistema solar térmico, que é influenciada por diversos fatores, tais como, área e tipo de coletores instalados, volume e tipo de armazenamento térmico, da temperatura de fornecimento requerida e pelo fluxo de transferência de calor no ponto de integração.

Dependendo do tipo e design do ciclo de coletores, pode ser necessário ou benéfico que o fluido térmico apenas circule no campo de coletores, trocando calor num permutador de calor. Esta configuração permite que o campo de coletores atinja e estabilize o nível de temperatura necessário antes de ser iniciada a transferência de calor para o armazenamento térmico [43].

2.3.2 Carga

A carga do armazenamento térmico pode ser efetuada de duas formas distintas, nomeadamente, direta ou indireta. Tipicamente, em sistemas SHIP o conceito mais comum é a carga indireta (Figura 16), na qual é utilizado um permutador de calor, dado que permite obter maiores fluxos de transferência de calor. A utilização de dispositivos que permitam a estratificação no tanque de armazenamento (e.g. válvula de três vias) permite controlar a altura de entrada do caudal mássico durante a carga (Figura 16). Desta forma, se uma determinada temperatura de integração for requerida, é possível controlar a temperatura de entrada no ciclo do coletor

através da mistura dos caudais mássicos de diferentes alturas. Assim, é promovida a estratificação no tanque durante o processo de carga e podem ser atingidas, de forma constante, elevadas temperaturas à saída do coletor [43].

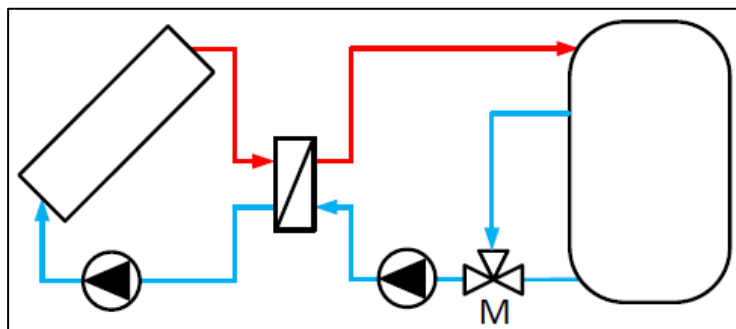


Figura 16- Carga indireta de um sistema de armazenamento térmico [43].

2.3.3 Armazenamento

A integração e gestão deste componente é fundamental para atender de forma eficiente à procura de calor, sendo que a conceção do sistema de armazenamento depende essencialmente de três componentes, nomeadamente, material de armazenamento, permutador de calor e tanque de armazenamento [52]. De forma evidente, a integração e conceção destes parâmetros deve ter em conta o melhor custo-benefício possível.

O tanque de armazenamento (Figura 17) tem como função armazenar e isolar o calor solar do meio envolvente. A conceção do tanque depende do perfil de procura de calor; da sua localização; possível existência de um sistema de apoio ao sistema solar térmico; da temperatura necessária para o fornecimento de calor; da própria capacidade do sistema solar térmico a ele acoplado e, finalmente, do ponto de integração [28, 43].

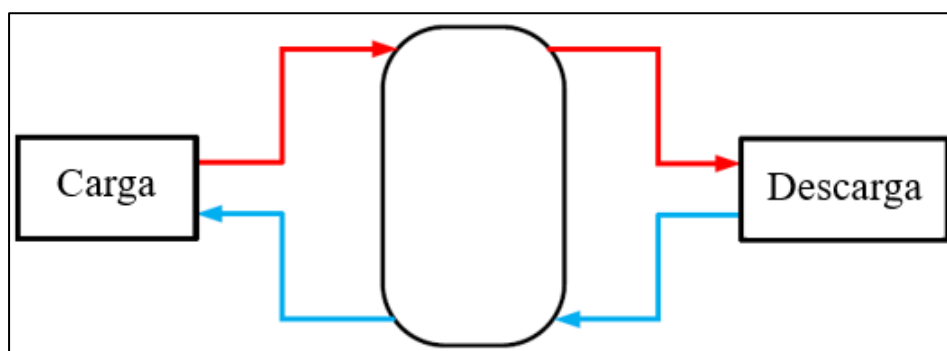


Figura 17- Sistema de armazenamento térmico com um tanque, adaptado de [43].

A limitação ao nível do espaço físico disponível para instalar o tanque de armazenamento, pode levar a alterações no dimensionamento do tanque, inclusive a inclusão de dois tanques de

menores dimensões (Figura 18). No entanto, deve ser evitado mais do que dois tanques de armazenamento em paralelo, pois é difícil garantir caudais mássicos uniformes [43].

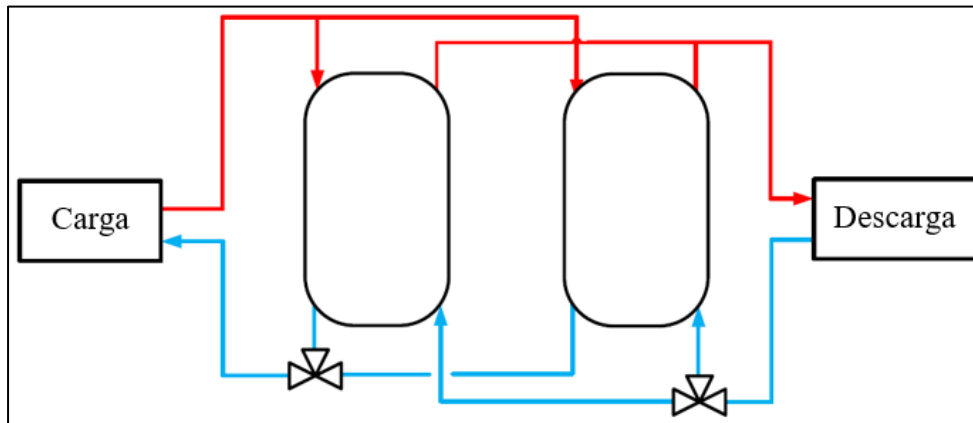


Figura 18- Sistema de armazenamento térmico com dois tanques em paralelo, adaptado de [43].

2.3.4 Descarga

A conceção do sistema de descarga de calor depende principalmente do sistema de integração, nomeadamente, das características da integração do caudal e da temperatura de retorno. Assim, a descarga pode ser efetuada de forma direta ou indireta (uso de permutador de calor).

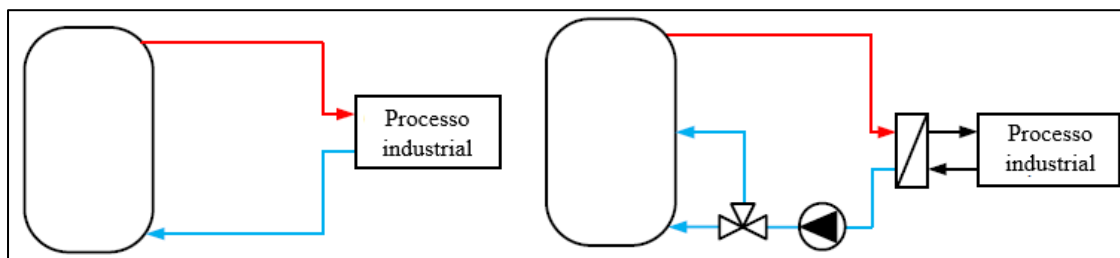


Figura 19- Sistemas de descarga direto (à esquerda) e indireto (à direita), adaptado de [43].

Todo o processo que envolve a conceção e integração de sistemas solares térmicos em processos industriais é bastante dispendioso e complexo, pelo que, a modelação e simulação em *software* permite estudar diferentes opções e adaptar às melhores condições para o processo industrial [31].

2.3.5 Ponto de integração

O ponto de integração é o local onde ocorre a conexão do sistema solar térmico ao processo industrial, podendo adotar diferentes dispositivos para a permuta de calor, como por exemplo, permutador de calor, válvula ou conexão em forma de T. Neste ponto, é especificada a procura de calor da planta industrial, que pode ser fornecida de forma total ou parcial pelo sistema solar

térmico. A definição das temperaturas de integração neste ponto, nomeadamente, processo, retorno e caudal, é fulcral para a conceção e design do sistema SHIP.

Algumas indústrias, necessitam de vapor a uma determinada pressão correspondente para a temperatura mais elevada nos processos envolvidos. Desta forma, a integração de um sistema solar térmico pode ser concebida em conjunto com um sistema convencional de produção de calor (e.g. caldeira) já existente, para pré-aquecimento de água (ou outro fluido) ou geração de vapor [31].

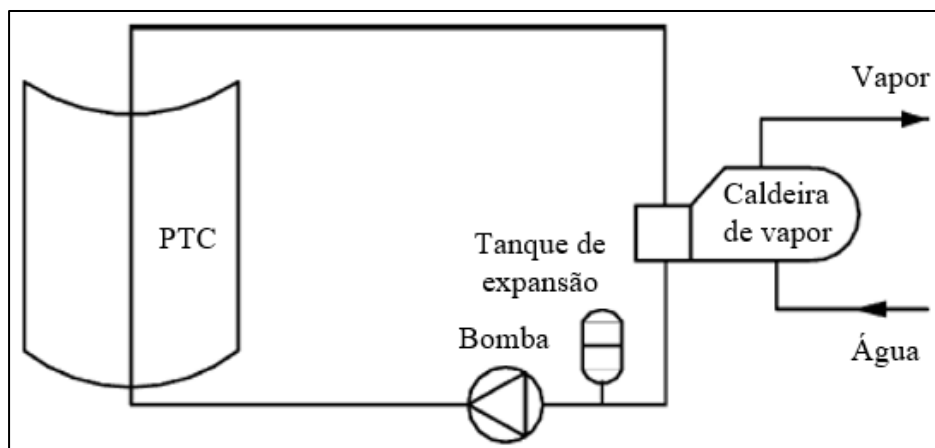


Figura 20- Exemplo de integração de um sistema solar térmico combinado com caldeira convencional, adaptado de [31].

2.4 Conclusões

Após a revisão bibliográfica, fica claro que existe uma necessidade significativa de calor pelos processos industriais, a qual pode ser colmatada com utilização de energia de fontes renováveis, nomeadamente o calor solar. No entanto, de forma a promover a integração de sistemas solares em processos industriais, é necessário desenvolver os principais componentes dos sistemas SHIP, sendo que o principal foco deve ser a redução de custos. Atualmente, o período de retorno financeiro de um investimento desta natureza ainda é bastante longo, o que prejudica bastante a integração desta tecnologia no setor industrial. Além disso, a diferença de preços entre os combustíveis fósseis e o calor ainda é muito elevada, pelo que, é importante subsidiar esta tecnologia renovável.

É igualmente importante que haja uma maior normalização da oferta das soluções para aproveitamento solar térmico, pois apesar de os coletores solares térmicos já existentes serem capazes de atingir temperaturas médias e elevadas, a sua integração em sistemas solares térmicos para processos industriais é bastante complexa por falta de diretrizes e profissionais capazes de atender às diferentes necessidades do setor industrial.

Ao nível do armazenamento, é importante desenvolver soluções com maior capacidade de armazenar calor num menor espaço, pois o espaço disponível em certas situações é limitativo. Assim, os materiais de mudança de fase podem ser vistos como uma promissora solução pela sua elevada capacidade de armazenamento de calor em volumes menores.

Em suma, apesar de o calor para processos industriais ter uma contribuição muito reduzida face às restantes fontes de energia renovável, esta tem um vasto potencial de aplicação que através da maior aposta que tem sido feita por parte das organizações e instituições afetas à área, terá um crescimento significativamente acentuado na sua implementação.

3 Elaboração do modelo numérico e apresentação do processo industrial

Tal como foi referido anteriormente, um projeto de utilização de calor solar para processos industriais inclui diversas fases. Na fase de pré-viabilidade, a viabilidade técnica e económica é avaliada numa forma preliminar, obtendo-se como resultados informação relevante sobre a viabilidade do projeto. Dado o elevado número de variáveis analisar e complexidade dos mecanismos envolventes (e.g. radiação solar, transferência de calor, mecânica dos fluidos, análise financeira) é necessário simplificar o processo de cálculo de forma a poder analisar diversas hipóteses num curto período. Comumente são utilizados programas computacionais, que permitem simular o comportamento técnico e económico de um campo solar, como por exemplo o System Adviser Model (SAM) [55] e o greenius [56]. Neste estudo, foi utilizado o programa computacional greenius.

Neste capítulo é apresentado detalhadamente o modelo numérico desenvolvido, com recurso ao *software* greenius.

Em primeiro lugar, neste capítulo, é apresentado e detalhado o processo industrial objeto de análise.

Posteriormente, é descrito de forma geral o *software* greenius, detalhando todos passos efetuados para a caracterização dos sistemas solares térmicos escolhidos.

Finalmente, são apresentados os indicadores técnico e económicos que permitem analisar a pré-viabilidade da integração de cada sistema solar térmico no processo industrial.

3.1 Escolha e caracterização do processo industrial

A escolha do processo industrial para análise da pré-viabilidade da integração de um sistema solar térmico teve dois fatores preponderantes, nomeadamente, processos industriais que requerem elevadas necessidades de calor a temperatura elevada ($>150^{\circ}\text{C}$) e a expressividade do processo industrial no setor industrial português.

O processo industrial escolhido foi a produção de cerveja, que se caracteriza pela necessidade elevada de calor a diferentes níveis de temperaturas.

No panorama económico nacional, a atividade da produção de cerveja representa cerca de 25% do volume de negócios na indústria das bebidas [57], sendo por isso, um processo industrial com uma considerável participação no setor industrial das bebidas. De facto, a cerveja produzida pelo Grupo Super Bock (SBG) é a cerveja portuguesa mais vendida a nível mundial [58].

No ano de 2017, em termos de volume de negócios, o SBG obteve um resultado líquido de 51M€, com um volume de vendas de 521M€.

Esta empresa tem uma capacidade de produção anual de cerveja de $45 \cdot 10^5$ hl, estando o seu processo de produção concentrado na sua sede, em Leça do Balio. Anualmente, tem um consumo total de calor de $255 \cdot 10^3$ GJ. Em termos de consumo específico de calor, a empresa tem um consumo de 116,9 MJ/hl para produção de cerveja e refrigerantes [59]. Assim, a energia anual consumida para a produção de cerveja e refrigerante é calculado de acordo com a equação 3.1:

$$\frac{P_{SBG} \cdot CE_{SBG}}{3.600} \cdot 10^{-3} = Q_{SBG} \quad (3.1)$$

Em que,

P_{SBG} : capacidade de produção anual de cerveja do SBG [hl/ano];

CE_{SBG} : consumo específico de calor para produção de cerveja e refrigerantes do SBG [MJ/hl];

Q_{SBG} : Energia consumida para produção de cerveja e refrigerante no SBG [GWh/ano].

Assim, para o presente caso, $P_{SBG} = 45 \cdot 10^5$, $CE_{SBG} = 116,9$ e $Q_{anual,SBG} = 146 \text{ GWh/ano}$.

De referir, que o valor obtido contempla a energia elétrica e calorífica para a produção de cerveja. No entanto, a maior parte da energia consumida é sob a forma de calor [59].

Desta forma, o objetivo deste trabalho centra-se na integração de um sistema solar térmico no SBG.

De forma a estimar as necessidades de calor das etapas presentes no processo de produção de cerveja do SBG, foi consultada a informação disponibilizada sobre as necessidades de cada etapa presente na produção de cerveja de uma cervejaria situada no Sudeste da Escócia [60, 61].

Assim, com vista a encontrar uma relação direta entre as duas cervejarias, foi calculada a razão entre a capacidade de produção anual de cerveja do SBG e a produção anual de cerveja da cervejaria situada no Sudeste da Escócia ($25 \cdot 10^4$ hl). O valor obtido (equação 3.2) será multiplicado pelas necessidades de calor em cada etapa presente no processo de produção de cerveja da cervejaria situada no Sudeste da Escócia.

$$\frac{P_{SBG}}{P_{Esc}} = R_P \quad (3.2)$$

P_{SBG} : capacidade de produção anual de cerveja do SBG [hl/ano];

P_{Esc} : capacidade de produção anual de cerveja da cervejaria situada na Escócia [hl/ano];

R_p : razão das capacidades de produção das cervejarias.

De forma evidente, o cálculo desta estimativa ser um pouco diferentes da realidade, dado que, existem outras variáveis no processo de produção de cerveja que influenciam as necessidades de calor ao longo do processo industrial do SBG. No entanto, o processo de produção de cerveja ao nível das necessidades de calor é praticamente transversal em todas as empresas produtoras, pelo que, os valores seguidamente apresentados podem ser considerados credíveis ocorrendo algumas divergências referentes à eficiência dos equipamentos e otimização do processo.

Descrevendo e caracterizando agora o processo industrial da cervejaria situada no Sudeste da Escócia, o seu processo de produção da cerveja pode ser descrito num ciclo de 6 horas, sendo na base diária realizados 4 ciclos de produção, i.e., produção em lote [60].

Legenda:
 — Fase aquecimento
 — Fase arrefecimento

O diagrama ilustra o processo de fabricação de cerveja, dividido em duas fases principais: aquecimento (vermelha) e arrefecimento (azul).

Fase Aquecimento (Vermelha):

- Malte** é adicionado ao **Funil** e flui para a **Cuba do mosto (65°C)** a 80°C.
- Lúpulos são adicionados ao **Tanque de cobre**, onde o **Vapor (101°C)** é gerado.
- O **Tanque de cobre** aquece o mosto, que flui para a **Banheira** a 97°C.
- A **Banheira** produz o **Precipitado proteico**.
- O **Precipitado proteico** é resfriado no trocador de calor antes de entrar no **Tanque de duplo propósito**.

Fase Arrefecimento (Azul):

- O **Tanque de duplo propósito** resfria o mosto, que flui para o **Tanque de fermentação**.
- O **Tanque de fermentação** resfria o mosto, que flui para o **Tanque de estabilização (1°C)**.
- O **Tanque de estabilização** resfria o mosto, que flui para o **Tanque de cerveja clarificada (1°C)**.
- O **Tanque de cerveja clarificada** resfria o mosto, que flui para o **Filtro**.
- O **Filtro** produz a **Cerveja**.

Sistema de Aquecimento e Resfriamento:

- O **Caldeira** aquece a **Água de alimentação (8°C)** para gerar **Vapor (160/6 bar)**.
- O **Caldeira** também aquece o **Condensado** para gerar **Gases de combustão (170°C)**.
- O **Caldeira** resfria o **Vapor (160/6 bar)** para gerar **Água aquecida (68°C)**.
- O **Caldeira** resfria o **Gases de combustão (170°C)** para gerar **Água de alimentação (8°C)**.
- O **Caldeira** resfria o **Água aquecida (68°C)** para gerar **Água de alimentação (8°C)**.
- O **Caldeira** resfria o **Água de alimentação (8°C)** para gerar **Água aquecida (68°C)**.

Os trocadores de calor são representados por símbolos de troca de calor, com fluxos de calor indicados por $\dot{Q}_P$ (aquecimento) e $\dot{Q}_{arre}$ (arrefecimento).

31

O processo de produção de cerveja pode ser distinguido em duas fases distintas, nomeadamente, uma fase que requer potência calorífica para aquecimento ($\dot{Q}_{aque}$) e rodeada a vermelho, e uma outra fase que necessita de potência calorífica para arrefecimento ($\dot{Q}_{arre}$) e rodeada a azul.

A integração do sistema solar térmico neste processo industrial passa pela substituição parcial das fontes de calor convencionais (caldeiras), uma vez que, a produção de calor solar sofre de grandes variações e como tal, necessita de um sistema de apoio. O calor fornecido pelo sistema solar térmico também pode ser utilizado para a fase arrefecimento, com recurso a um sistema frigórico acionado termicamente (e.g. ciclo ejetor).

Detalhando em particular a fase de aquecimento, esta pode ser dividida em três etapas: brassagem, ebulição do mosto e clarificação do mosto.

- **Brassagem**

O processo de brassagem inicia-se com uma mistura de água quente a 80°C com a farinha proveniente dos cereais (malte e outros cereais não maltados). A água quente é aquecida por uma caldeira a vapor e por um processo de recuperação de calor. A caldeira alimentada por gás natural, liberta gases de escape a 170°C. Depois de misturar a farinha com a água, a mistura é deixada em repouso por 1 hora na cuba do mosto a uma temperatura média de 65°C. Durante este tempo, as enzimas dos grãos são ativadas e liberta-se os açúcares dos grãos [60].

No final da brassagem, dá-se a filtração da mistura resultante da brassagem, para separar a parte insolúvel (grãos utilizados para a extração do açúcar, designados como drêche e utilizados para gado) da parte solúvel, designada de mosto [59].

- **Ebulição do mosto**

Depois de filtrado, o mosto é então transferido para um tanque de cobre, onde primeiramente ocorre um pré-aquecimento de 65°C até 101°C e são adicionados lúpulos antes do mosto entrar em ebulição. Para fornecer o calor necessário para o tanque de cobre, outra caldeira a vapor é utilizada, expelindo gases de escape também a 170°C [60].

- **Clarificação do mosto**

Depois de 4% da mistura total ter sido evaporada, a solução residual é transferida para uma banheira onde é separado o precipitado proteico presente no lúpulo não solubilizado do mosto quente [60].

Detalhada a fase de aquecimento, caracteriza-se seguidamente a fase de arrefecimento. Esta fase pode ser dividida em três etapas: fermentação, estabilização e armazenamento.

- **Fermentação**

Antes de ocorrer a fermentação, o mosto lupado é arrefecido num permutador de calor de 97°C para 20°C (temperatura de fermentação) através da água de alimentação que entra a 8°C sai a 68°C. Esta água é recuperada, e segue para o tanque quente inferior, sendo armazenada para ser distribuída mais tarde. De seguida, o mosto segue para os tanques de fermentação, no qual são adicionadas leveduras de cultura, que promovem a metabolização dos açúcares presentes no mosto, produzindo o álcool e dióxido de carbono. Este processo é mantido a uma temperatura controlada de 20°C durante 5 dias, ou seja, durante as 6 horas de cada ciclo de produção, o processo ocorre continuamente ciclo após ciclo, até totalizar os 5 dias. Tal é possível, devido à existência de múltiplos tanques de fermentação [60].

Assim, o processo de fermentação necessita de ser arrefecido continuamente para manter a temperatura no tanque de fermentação a 20°C, dado que este processo é exotérmico (liberta calor). No final do processo, a cerveja verde é arrefecida até 9°C com o objetivo de parar a ação das leveduras de cultura, sendo removidas posteriormente.

- **Estabilização**

No final do processo de fermentação, a cerveja verde a 9°C é arrefecida através de um permutador de calor até 1°C e armazenada no tanque de estabilização, mantido a 1°C [60].

- **Armazenamento**

Após a estabilização, a cerveja passa por um filtro onde é clarificada e armazenada à temperatura de 1°C no tanque de cerveja clarificada pronta a ser distribuída. De salientar, que o tanque de duplo propósito (ver Figura 21) representa um tanque em que ocorrem ambos os processos de fermentação e estabilização [60].

Para manter e arrefecer a temperatura requerida da cerveja desde o processo de fermentação até à distribuição, é tipicamente utilizado um sistema de refrigeração acionado eletricamente. No entanto, tal como referido anteriormente, este sistema de arrefecimento pode ser alterado, para um sistema de refrigeração acionado termicamente.

Durante todo o processo de produção de cerveja, existem subprocessos de limpeza (*Clean in Place* (CIP) e *Keg Washing* a água ou vapor) que também têm consumos de calor [59-61].

A Figura 22 apresenta o digrama simplificado do processo de produção em lote de cerveja da cervejaria situada no Sudeste da Escócia com uma duração de ciclo de 6 horas. A vermelho estão sombreadas as etapas que necessitam de calor para aquecimento e a azul as etapas que

requerem calor para arrefecimento. Para melhor compreensão do processo de produção, estão também indicados os lotes correspondentes de cada ciclo aquando a transferência do fluido.

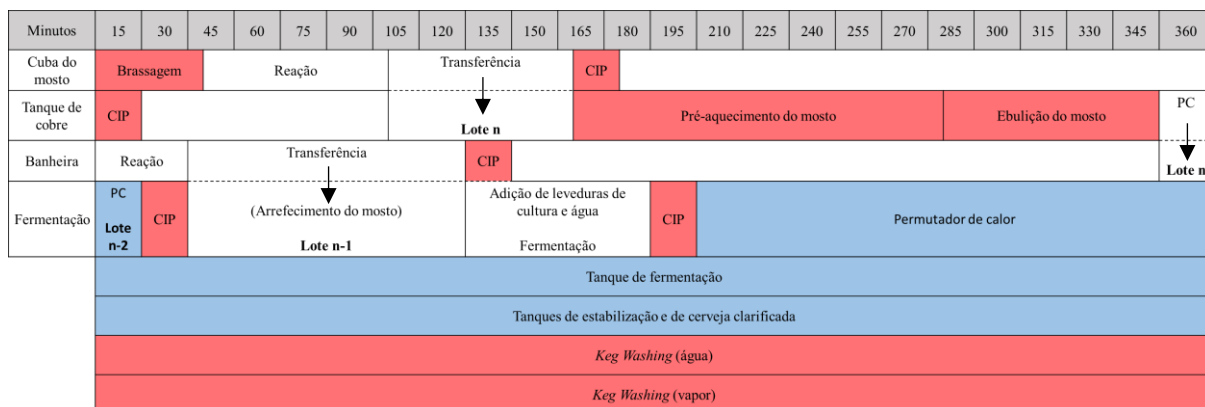


Figura 22- Digrama do processo de produção em lote (6 horas) com respectivas etapas e potências de consumo em MW [60, 61].

A Tabela 3 indica a potência térmica de consumo correspondente a cada etapa presente no processo de produção de cerveja na cervejaria situada no sudeste da Escócia [60]. Na coluna “Potência SBG (MW)” encontram-se as potências para cada etapa depois de multiplicadas pelo fator da razão calculado anteriormente (equação 3.2), obtendo assim a estimativa da necessidade energética de cada etapa na produção de cerveja do SBG.

Tabela 3- Potências de cada etapa presente no processo de produção de cerveja.

	Potência calorífica (kW)	Potência calorífica SBG (MW)
Brassagem	2651	47,72
CIP	445	8,01
Pré-aquecimento do mosto	368	6,62
Ebulição do mosto	438	7,88
Permutador de calor	81	1,46
Tanque fermentação	60	1,08
Tanques de estabilização e de cerveja clarificada	81	0,36
Keg washing água	104	1,87
Keg washing vapor	27	0,49

A Figura 23 representa as diferentes curvas de consumo de potência calorífica para aquecimento e arrefecimento resultantes do diagrama apresentado na Figura 22. As curvas correspondem a um ciclo de produção em lote de 6 horas, com uma resolução temporal de 5 minutos.

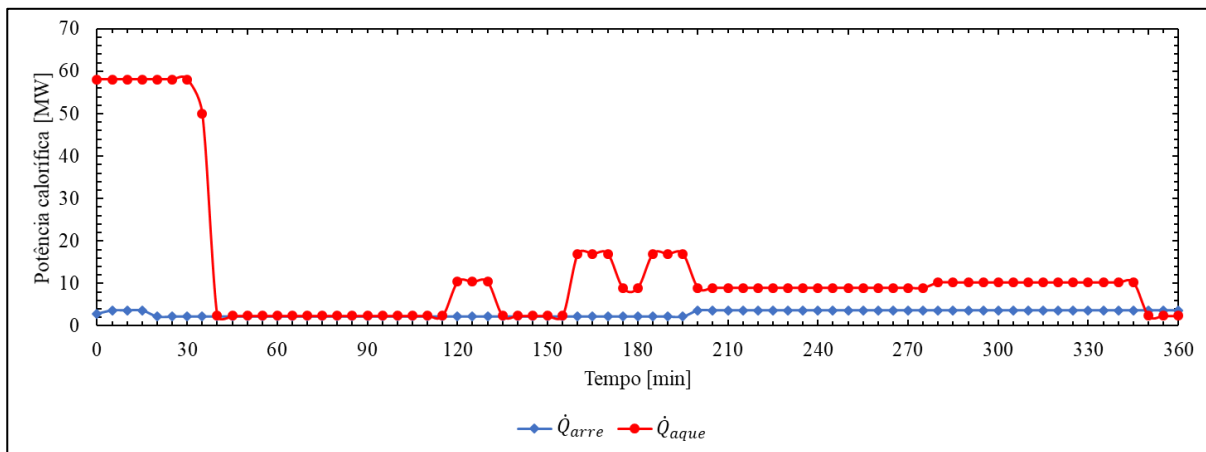


Figura 23- Curva de consumo de potência calorífica para aquecimento e arrefecimento do ciclo de 6 horas de produção de cerveja.

Em termos de distribuição das curvas de consumo de potência calorífica para aquecimento e arrefecimento, e comparando as duas curvas, é notório que o processo de produção de cerveja tem consumos consideravelmente superiores para aquecimento do que para arrefecimento. Por sua vez, a curva de aquecimento sofre maiores variações ao longo do tempo. Em sentido inverso, a curva de arrefecimento tem um comportamento praticamente constante no que toca ao seu consumo, derivado do funcionamento constante dos tanques de fermentação, estabilização e de cerveja clarificada.

Posto isto, o sistema solar térmico foi dimensionado para suprimir o consumo de potência calorífica para aquecimento, devido à maior dimensão dos seus consumos comparativamente com a curva de arrefecimento. Assim, a integração dos consumos da potência calorífica para arrefecimento será tida como uma melhoria para o sistema solar térmico, através da integração de um sistema de refrigeração de com ciclo ejeter, obtendo o arrefecimento necessário com recurso à energia desperdiçada pelo sistema solar térmico e assim melhorar o desempenho técnico do sistema solar térmico.

Analisado em particular a curva de consumo de aquecimento (ver Figura 23), verifica-se que o pico de potência (cerca de 58MW) ocorre logo no início do ciclo, tendo uma duração de 35 minutos. Após o pico de consumo, há um decréscimo abrupto para 2,4MW mantendo-se constante durante 75 minutos. De seguida, ocorrem acréscimos de consumo de 10,4MW e 17MW, estabilizando a partir do minuto 200 em 9 e 10,2MW. Finalmente, após o minuto 345 o consumo decresce novamente para 2,4MW.

A Tabela 4 apresenta o consumo de calor em cada hora no ciclo de produção em lote da cerveja, demonstrando os respetivos cálculos, por intermédio da curva de consumo de potência calorífica para aquecimento no ciclo de produção da cerveja (ver Figura 23).

Tabela 4- Cálculo do calor para aquecimento consumido em cada hora do ciclo de produção em lote.

Horas	Cálculo do consumo de calor	Calor [MWh]
1	$58,09 \cdot \frac{30}{60} + 50,08 \cdot \frac{5}{60} + 2,36 \cdot \frac{25}{60}$	34,20
2	$2,36 \cdot \frac{55}{60} + 10,37 \cdot \frac{5}{60}$	3,03
3	$10,37 \cdot \frac{10}{60} + 2,36 \cdot \frac{25}{60} + 16,99 \cdot \frac{15}{60} + 8,98 \cdot \frac{10}{60}$	8,46
4	$16,99 \cdot \frac{15}{60} + 8,98 \cdot \frac{45}{60}$	10,98
5	$8,98 \cdot \frac{35}{60} + 10,24 \cdot \frac{25}{60}$	9,51
6	$10,24 \cdot \frac{45}{60} + 2,36 \cdot \frac{15}{60}$	8,27
Calor consumido ao fim de 6 horas		74,44
Calor consumido num dia		297,77
Calor consumido num ano (365 dias)		108.685

De acordo com os valores obtidos, é possível verificar que na primeira hora do ciclo ocorre o maior consumo de calor (34,1MWh). Em sentido oposto, na segunda hora dá-se o menor consumo (3,03MWh) em todo o ciclo de produção. Anualmente, a estimativa do consumo de calor para aquecimento no SBG é de 109GWh/ano, equivalente a 391.266GJ/ano.

Comparando o valor da estimativa obtida (109GWh/ano) com a energia anual necessária para a produção de cerveja e refrigerante no SBG (146GWh/ano), conclui-se que o valor estimado não deverá ser muito díspar da realidade, dado que ambos os valores são da mesma ordem de grandeza e que o calor necessário para aquecimento na produção de cerveja no SBG deverá ser ligeiramente inferior, dado que, esta empresa produz maioritariamente cerveja e esse mesmo valor (146GWh/ano) tem em conta a energia gasta em eletricidade para operações de enchimento e refrigeração.

3.2 greenius

O greenius é um *software* de simulação poderoso gratuito, desenvolvido pelo Instituto de Investigação Solar do Centro Aeroespacial Alemão (DLR) [56]. Este *software* permite simular e calcular de forma célere e intuitiva o desempenho técnico e económico de diferentes centrais que operam utilizando recursos energéticos renováveis. Assim, é possível obter uma combinação de previsões técnicas e económicas de um determinado projeto energético

necessárias para, em particular, analisar e avaliar a pré-viabilidade da integração de um sistema solar térmico num processo industrial.

O greenius permite analisar e simular três diferentes tipos de tecnologias renováveis, nomeadamente, produção de calor através de tecnologias solares concentradoras e não concentradoras para produção de eletricidade ou calor; centrais fotovoltaicas e parques eólicos. Este programa é principalmente aplicado a sistemas solares térmicos para produção de eletricidade.

A interface do programa é bastante intuitiva e de fácil utilização, dividindo-se em quatro principais secções: Local do projeto, Tecnologia, Economia e Resultados. Nas primeiras três secções referidas, são definidos os parâmetros técnicos e económicos do sistema energético a integrar. Já na secção dos resultados, tal como o nome indica, são apresentados os resultados técnicos e económicos obtidos a partir da simulação gerada. Os resultados podem ser consultados em diferentes resoluções temporais, permitindo ao utilizador uma análise mais detalhada ou global. A Figura 24 apresenta o diagrama estrutural do greenius descrita anteriormente

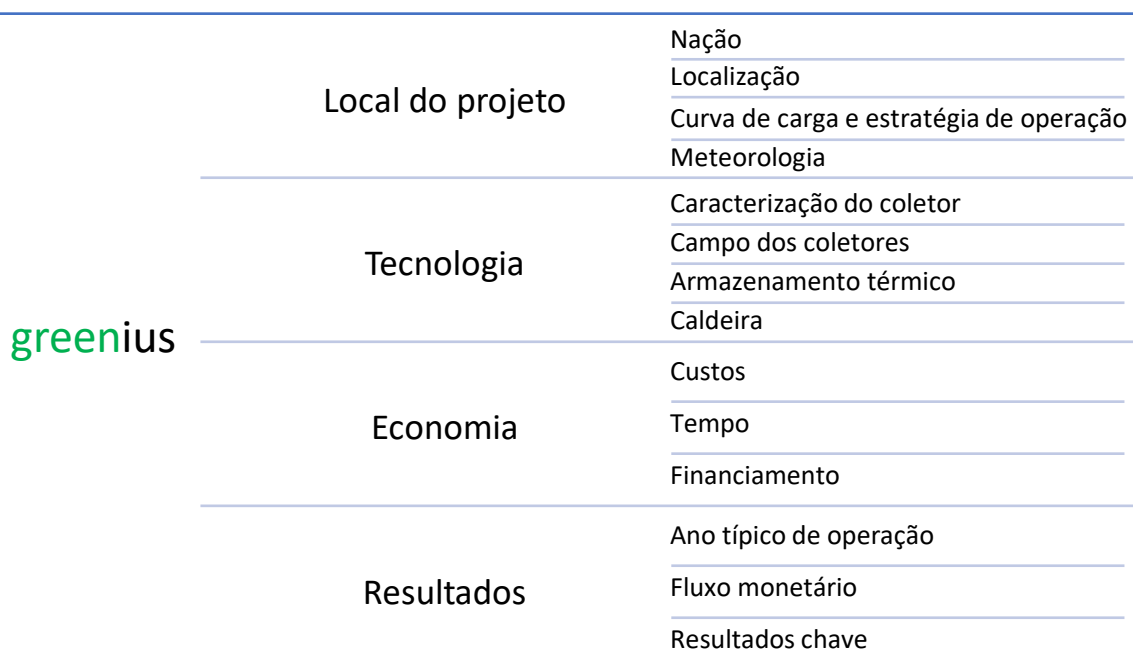


Figura 24- Diagrama estrutural do greenius.

3.2.1 Local do projeto

No Local do projeto é possível definir um conjunto de parâmetros económicos característicos do país onde está localizado o processo industrial, tais como, tarifas remuneratórias de

eletricidade e calor, preço do custo de consumo do combustível e da eletricidade, entre outros, para permitir de certos indicadores de desempenho económico. Além disso, são também definidos os parâmetros relativos às características geográficas (latitude, longitude e altitude), bem como a curva de carga do processo industrial, cuja resolução temporal tem de ser coincidente com a informação meteorológica disponibilizada. Finalmente, são fornecidos os dados meteorológicos do local onde está situado o processo industrial.

- ***Nação***

Nesta subsecção, podem ser definidos múltiplos parâmetros económicos, dos quais importa destacar para o presente projeto, o preço do combustível e a taxa de desconto (i). Para os sistemas solares térmicos, a taxa de desconto representa o custo médio ponderado do capital do projeto [62]. Este valor depende do custo do capital, incluindo o balanço entre o financiamento da dívida e o financiamento do capital próprio [63]. Quanto maior for o risco do investimento no projeto, maior o valor da taxa de desconto atribuída. Tipicamente, para sistemas solares térmicos, o valor mínimo atribuído é de 4% [64].

- ***Localização***

A localização da fábrica de produção de cerveja do SBG é em Leça do Balio, distrito do Porto. Como tal, foram definidas as coordenadas geográficas (latitude, longitude e altitude) para o distrito do Porto (Tabela 5).

Tabela 5- Coordenadas geográficas Porto

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

- ***Curva de consumo de calor para aquecimento e estratégia de operação***

A curva de consumo de calor para aquecimento pelo processo industrial em estudo (Figura 25) foi definida na resolução horária para ano inteiro, com base nos valores apresentados na Tabela 4. Importa realçar, que no greenius é possível alterar a resolução temporal da curva de carga do processo industrial, sendo que, a resolução mínima é de 10 minutos. Tendo em conta que, a resolução temporal mais adequada relativamente à variação da potência calorífica no ciclo de produção é de 5 em 5 minutos, seria desejável a adaptação da curva de aquecimento com uma resolução temporal de 5 minutos para 10 minutos. No entanto, caso seja definida uma resolução temporal inferior a 1 hora, o greenius sobre dimensiona a curva, na proporção equivalente ao

número de vezes que a resolução temporal definida iguala a hora, ou seja, se for definida uma resolução temporal de 10 minutos, a curva é sobre dimensionada seis vezes. Assim, foi definida uma resolução temporal de 1 hora, num ciclo de 6 horas para 365 dias.

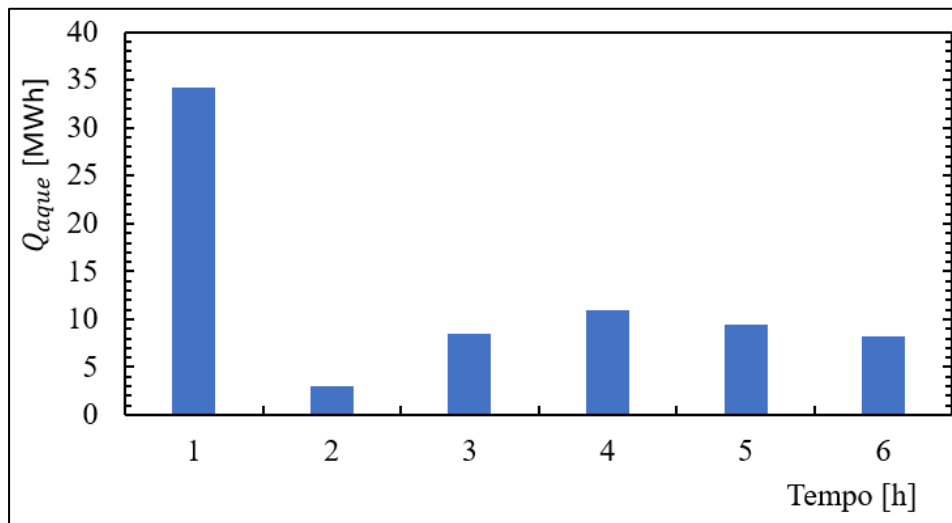


Figura 25- Curva de consumo de calor para aquecimento para um ciclo de 6 horas de produção da cerveja.

A estratégia de operação, tal como o nome indica, estabelece a estratégia de operação do sistema solar, mas que, no greenius está essencialmente desenvolvida para centrais solares elétricas. Para um sistema solar térmico, pode definir-se a atuação de uma caldeira auxiliar ao sistema, ou seja, se o sistema solar térmico atua apenas em modo solar ou com auxílio da caldeira. Assim, para os sistemas solares térmicos foi integrada uma caldeira auxiliar, atuando sempre que o sistema não tenha capacidade para responder às necessidades do processo industrial, devido à falta de capacidade de produção ou por não atingir a temperatura necessária no fluido térmico de transferência de calor.

- **Meteorologia**

Os dados meteorológicos foram obtidos através do programa METEONORM [65] para a cidade do Porto na resolução temporal horária.

A Figura 26 apresenta as médias mensais das radiações incidentes normal direta ($\dot{I}_{dir,n}$), global horizontal ($\dot{I}_{g,H}$) e difusa ($\dot{I}_{dif}$).

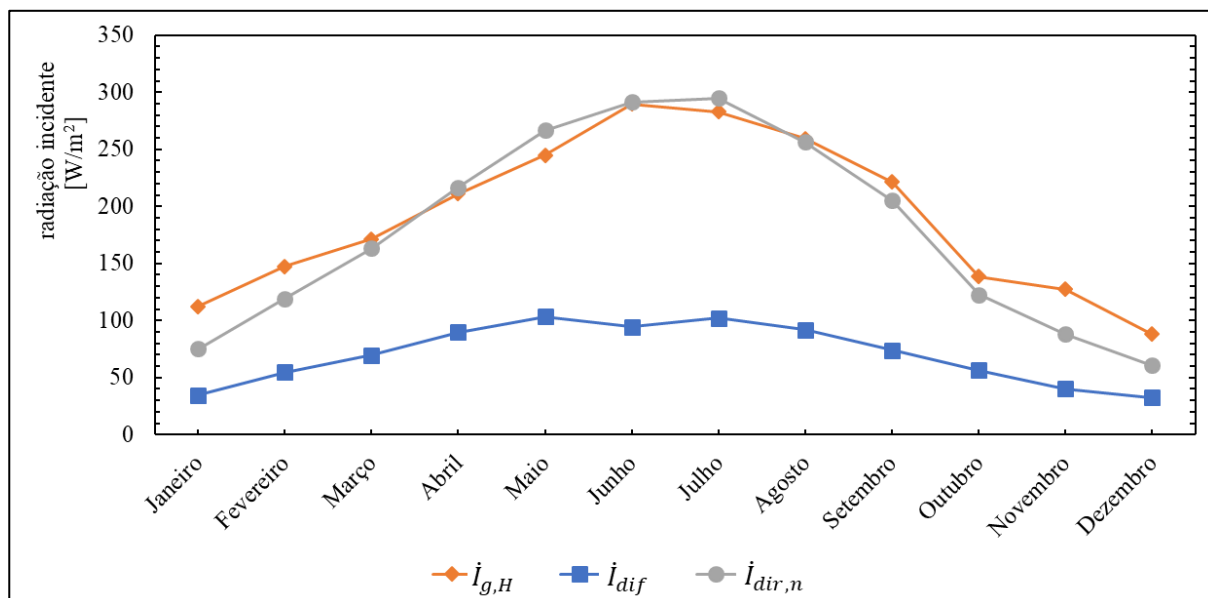


Figura 26- Médias mensais das diferentes radiações incidentes.

Com base no gráfico, verifica-se que nos meses de verão (junho, julho e agosto) as quantidades de radiações incidentes são mais elevadas e, como tal, os sistemas solares térmicos terão maior capacidade de produção de calor.

A Tabela 6 resume os dados meteorológicos mais relevantes para o projeto, nomeadamente, a temperatura média anual, temperatura máxima e mínima anuais e radiações anuais totais.

Tabela 6- Dados meteorológicos anuais relevantes.

Temperatura média anual (°C)	15,1
Temperatura máxima no ano (°C)	32,9
Temperatura mínima no ano (°C)	1,9
Soma anual de $\dot{I}_{dir,n}$ (kWh/m²/ano)	1681
Soma anual de $\dot{I}_{g,H}$ (kWh/m²/ano)	1581
Soma anual de $\dot{I}_{dif}$ (kWh/m²/ano)	616

3.2.2 Tecnologia

Tal como foi referido anteriormente, neste campo são definidas as características dos coletores solares, campo solar, armazenamento térmico e caldeira auxiliar.

- **Coletor solar**

No trabalho desenvolvido, foram testados dois tipos de coletores solares, concentradores (denominados no greenius como *Parabolic Troughs for Process Heat*) e não concentradores (*Process Heat with non-concentrating collectors*). A decisão de analisar dois tipos de coletores teve como intuito analisar as diferenças relativamente ao comportamento técnico e económico

dos sistemas solares térmicos. Ainda, os coletores permitem diferentes tipos de integração na cobertura, i.e. os concentradores estão usualmente limitados a superfícies planas, e os não concentradores permitem a instalação em coberturas inclinadas.

○ Concentrador

O coletor solar concentrador escolhido é do tipo LFR e designa-se por LF-11 (Figura 27), pertencendo à marca Industrial Solar [66]. A escolha deste tipo de coletor solar deve-se ao facto de ter custos ligeiramente inferiores comparativamente com o PTC e por ser uma tecnologia solar recente desenvolvida especificamente para calor de processo, com elevado potencial de utilização.

Estruturalmente cada módulo do coletor tem uma largura de 7,5m e um comprimento de 4,06m, tendo uma área efetiva refletora primária de 22m². Cada módulo é constituído por um total de 11 refletores primários. De acordo com o fabricante [66], o comprimento de cada linha do coletor pode variar de acordo com o número de módulos, mas é recomendado um comprimento standard de 65m com um total de 16 módulos. É também aconselhado pelo fabricante, por questões económicas, que o número de *loops* de coletores seja múltiplo de 16.

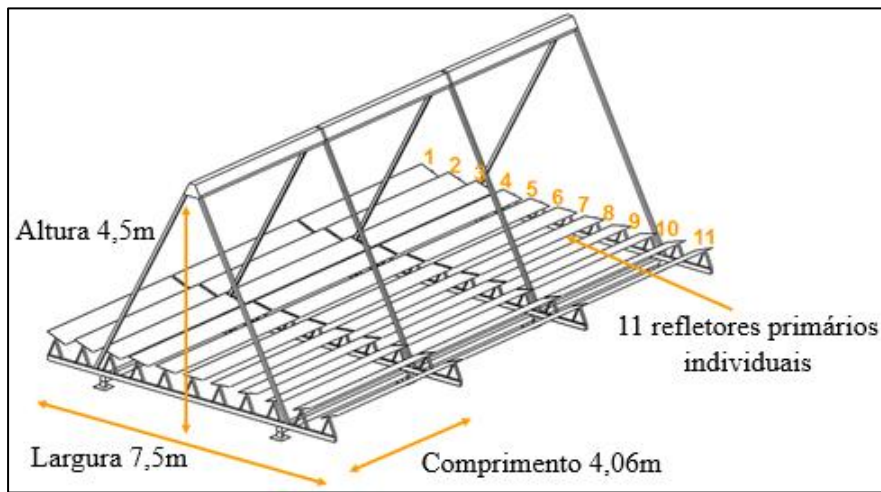


Figura 27- Módulo do coletor LF-11, adaptador de [67].

Este coletor é capaz de operar até uma temperatura máxima de 400°C. No greenius, o rendimento de um coletor LFR é caracterizado pela equação 3.3 [68]:

$$\eta_{col} = K \cdot \eta_o \cdot \eta_{limp} - \left(K \cdot b_0 \cdot \Delta T + \frac{b_1 \cdot \Delta T + b_2 \cdot \Delta T^2 + b_3 \cdot \Delta T^3 + b_4 \cdot \Delta T^4}{I_{dir,n}} \right) \quad (3.3)$$

Em que,

η_{col} : rendimento do coletor;

η_o : rendimento ótico;

η_{limp} : índice de limpeza dos refletores;

b_i : perdas térmicas dos tubos recetores do coletor [$W/(m^2K^2)$];

ΔT : diferença de temperatura entre a temperatura média do fluido no coletor e a temperatura ambiente [$^{\circ}C$];

$\dot{I}_{dir,n}$: radiação incidente normal direta no coletor solar [W/m^2];

K : fator de correção do ângulo de incidência modificado.

Assim, em particular para o coletor LF-11, $\eta_{oti} = 0,635$ [66]; $\eta_{limp} = 0,97$ (valor predefinido pelo greenius); $b_2 = 0,00043$ e restantes fatores são nulos [66].

O fator de correção do ângulo de incidência modificado, expressa a dependência entre o rendimento ótico no ângulo de incidência da radiação solar (θ_i). Este parâmetro é calculado de acordo com a equação 3.4:

$$K = IAM \cdot \cos(\theta_i) \quad (3.4)$$

Em que,

K : fator de correção do ângulo de incidência modificado;

IAM : ângulo de incidência modificado;

θ_i : ângulo de incidência da radiação solar.

Tendo em conta que a geometria do coletor Fresnel é biaxial (Figura 28), o ângulo da incidência da radiação solar (θ_i) é dividido nas respetivas componentes transversal (θ_{trans}) e longitudinal (θ_{long}) [69].

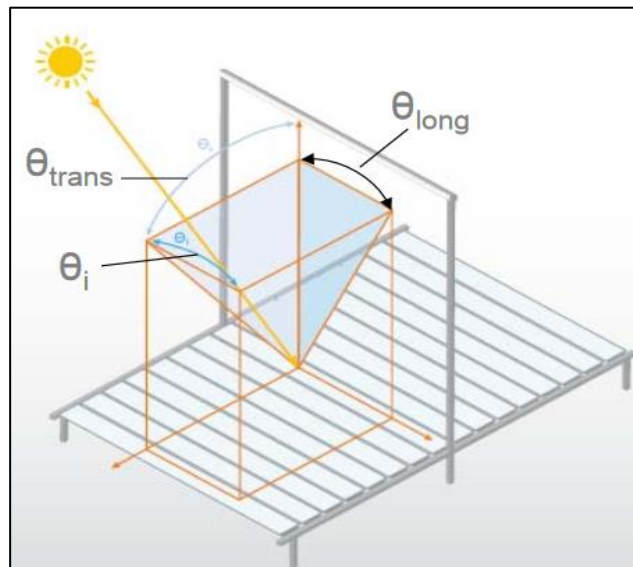


Figura 28- Principais ângulos de caracterização de um LFR, [70].

Assim, o fator de correção do ângulo de incidência modificado é calculado de acordo com a equação 3.5:

$$K = K_{\theta T} \cdot K_{\theta L} \quad (3.5)$$

Em que,

K : fator de correção do ângulo de incidência modificado;

$K_{\theta T}$: fator de correção do ângulo de incidência transversal modificado;

$K_{\theta L}$: fator de correção do ângulo de incidência longitudinal modificado.

Os valores de $K_{\theta T}$ e $K_{\theta L}$ (Tabela 7) são fornecidos na ficha técnica do coletor [66].

Tabela 7- $K_{\theta T}$ e $K_{\theta L}$ do coletor LF-11 [66].

θ_i	$K_{\theta T}$	$K_{\theta L}$
0	1.000	1.000
5	1.044	0.962
10	1.000	0.937
15	1.034	0.907
20	0.996	0.867
25	1.015	0.821
30	0.998	0.768
40	0.956	0.640
50	0.951	0.485
60	0.784	0.311
70	0.553	0.141
80	0.300	0.022
90	0.075	0.000

A Figura 29 apresenta as curvas de rendimento do coletor LF-11 para diferentes valores de radiação direta incidente e para um ângulo de incidência de 0° [66].

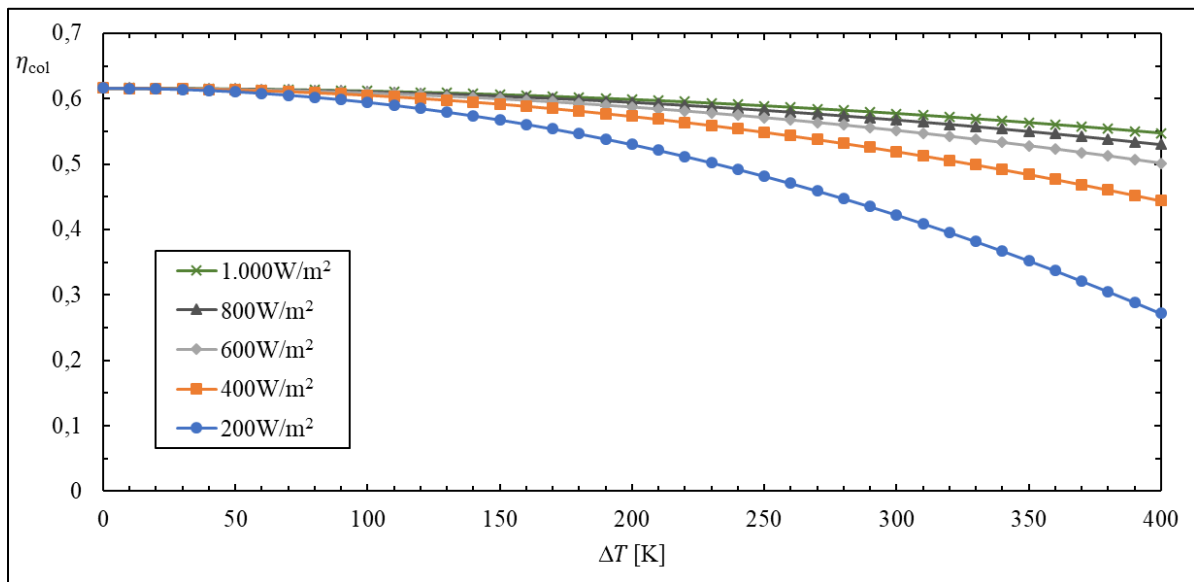


Figura 29- Curvas de rendimento do coletor LF-11 para um ângulo de incidência de 0°, adaptado de [66].

○ Não-concentrador

O coletor solar não-concentrador escolhido foi um MT-Power v4 (Figura 30), produzido pela TVP Solar SA [71]. A escolha deste UHV-FPC teve em conta a sua tecnologia inovadora e perdas térmicas reduzidas.

Ao nível da geometria do coletor, apresenta um comprimento de 0,975m e uma largura 2,015m, perfazendo uma área efetiva de 1,84m² [72].

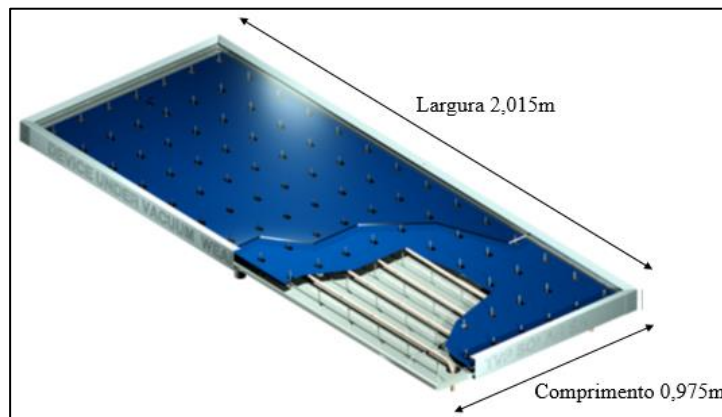


Figura 30- Coletor solar MT-Power v4, adaptado de [25].

O coletor é capaz de operar até uma temperatura máxima de 200°C, o qual se adequa ao processo industrial em estudo. No greenius, o rendimento deste tipo de coletores planos é caracterizado pela equação 3.6 [68]:

$$\eta_{col} = \eta_o - \left(\frac{k_1 \cdot \Delta T + k_2 \cdot \Delta T^2}{\dot{I}_\beta} \right) \quad (3.6)$$

Em que,

η_{col} : rendimento do coletor

η_o : rendimento ótico;

k_i : coeficiente de perdas térmicas;

ΔT : diferença de temperatura entre a temperatura média do fluido no coletor e a temperatura ambiente [°C];

$\dot{I}_\beta$: radiação global incidente no coletor solar com uma inclinação β [W/m²];

F' : fator de eficiência do coletor.

Assim, em particular para o coletor MT-Power v4, $\eta_o = 0,737$ [72]; $k_1 = 0,504$ e $k_2 = 0,006$ [72].

Por sua vez, F' , que representa a razão entre o calor ganho e o calor que seria ganho se a placa coletora estivesse à temperatura local do fluido [31], é calculado no greenius de acordo com a equação 3.11 [68]:

$$F' = \frac{\eta_o}{0,85 \cdot IAM_{dir}(\theta_i = 15^\circ) + 0,15 \cdot IAM_{dif}} \quad (3.7)$$

Em que,

F' : fator de eficiência do coletor

η_o : rendimento ótico;

$IAM_{dir}(\theta_i = 15^\circ)$: ângulo de incidência modificado para a radiação direta para $\theta_i = 15^\circ$;

IAM_{dif} : ângulo de incidência modificado para a radiação difusa.

Esta fórmula de cálculo é definida segundo a norma EN 12975-2 [73], em que, é assumido que a radiação direta representa 85% da radiação global incidente e a radiação difusa 15%. Esta distribuição é típica para um dia de céu limpo num dia de Verão. A norma também define um ângulo de incidência de 15° para o ângulo de incidência modificado direto.

Tendo em conta que este coletor é do tipo FPC, o IAM_{dir} é apresentado na Tabela 8 [72].

Tabela 8- IAM do coletor solar MT-Power v4 [72].

θ_i	10	20	30	40	50	60	70	80	90
IAM_{dir}	1,00	1,00	0,99	0,98	0,95	0,88	0,72	0,36	0,00

Por sua vez o IAM_{dif} assume o valor de 0,957 de acordo com a ficha técnica do coletor [72].

Assim, o valor obtido para F' é de 0,742.

Definidos todos os parâmetros geométricos e termodinâmicos, é então possível definir a curva de rendimento do coletor (Figura 31).

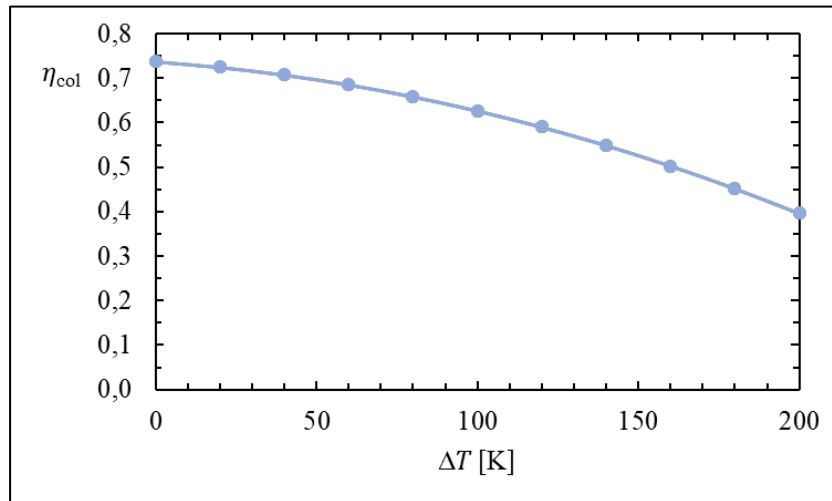


Figura 31- Curva de rendimento do MT-Power v4 para uma GHI de 1000W/m^2 [72].

- **Caldeira Auxiliar**

Conforme supracitado, a simulação e modelação de uma caldeira auxiliar deve-se à necessidade de colmatar as necessidades energéticas do processo, quando o calor produzido não o permite. De referir, que a caldeira definida no modelo representa as duas caldeiras do processo (ver Figura 21).

O dimensionamento consiste apenas em definir a sua capacidade de produção de calor (60000kW), sendo o dimensionamento efetuado da mesma forma para os dois tipos de coletores estudados. A caldeira opera a gás natural e a sua atuação consiste apenas na compensação do sistema solar térmico, quando este não tem capacidade para satisfazer as necessidades do processo industrial. O rendimento médio assumido para a caldeira foi de 90% (valor defeito greenius), sendo um valor típico para caldeiras de vapor a gás natural [64].

- **Campo solar**

Esta secção congrega o dimensionamento e caracterização do campo solar para os dois tipos de coletores, sendo efetuada de forma idêntica para ambos os casos.

- Dimensionamento

Relativamente ao dimensionamento, um dos parâmetros a estudar para ambos os casos de estudo é a capacidade de produção do campo solar. O dimensionamento deste parâmetro, define

a área ocupada pelo campo solar e custos associados. Em suma, o objetivo passa por perceber o efeito que a variação da capacidade de produção do campo solar tem, em determinados indicadores de desempenho técnico e económico do campo solar (apresentados na secção seguinte).

Assim, como ponto de partida para o dimensionamento em ambos os casos de estudo, foi definido um campo solar com uma capacidade semelhante à potência nominal do processo industrial, de 58MW (ver Figura 23), de forma a ter capacidade para responder aos picos de potência do processo industrial.

Tal como foi referido anteriormente, no campo solar com os coletores LF-11, o número de *loops* deve ser múltiplo de 16 (cada linha contém 16 módulos), tendo em conta as recomendações do fabricante do coletor solar [66].

Os valores relativos às características da tubagem do campo não foram alterados, ficando como valores defeito do programa, dado que, cada projeto necessita de uma análise bastante detalhada neste quesito [66].

A Tabela 9 apresenta os valores definidos para cada um dos campos solares, com uma radiação de referência de 750W/m².

Tabela 9- Dimensionamento dos campos solares.

	LF-11	MT-Power v4
Capacidade de produção (kW)	59.104	58.543
Área efetiva (m²)	135.168	165.600
Nº de loops	384	
Nº de coletores	6.144	90.000

Quanto à orientação e inclinação dos campos solares, o critério para a definição destes parâmetros, foi a maximização do calor solar fornecido anualmente para aquecimento ($Q_{aque, forn}$).

Assim, para o campo solar com coletores LF-11, foi definida uma orientação Norte-Sul (azimute de 0°) relativamente ao seu eixo de seguimento.

Com o objetivo de encontrar a melhor possível orientação do campo solar e inclinação dos coletores solares MT-Power v4, foram efetuadas várias simulações no greenius para o caso base apresentado na Tabela 9, variando à vez as diferentes variáveis (orientação e inclinação), até encontrar a melhor solução (Figura 32).

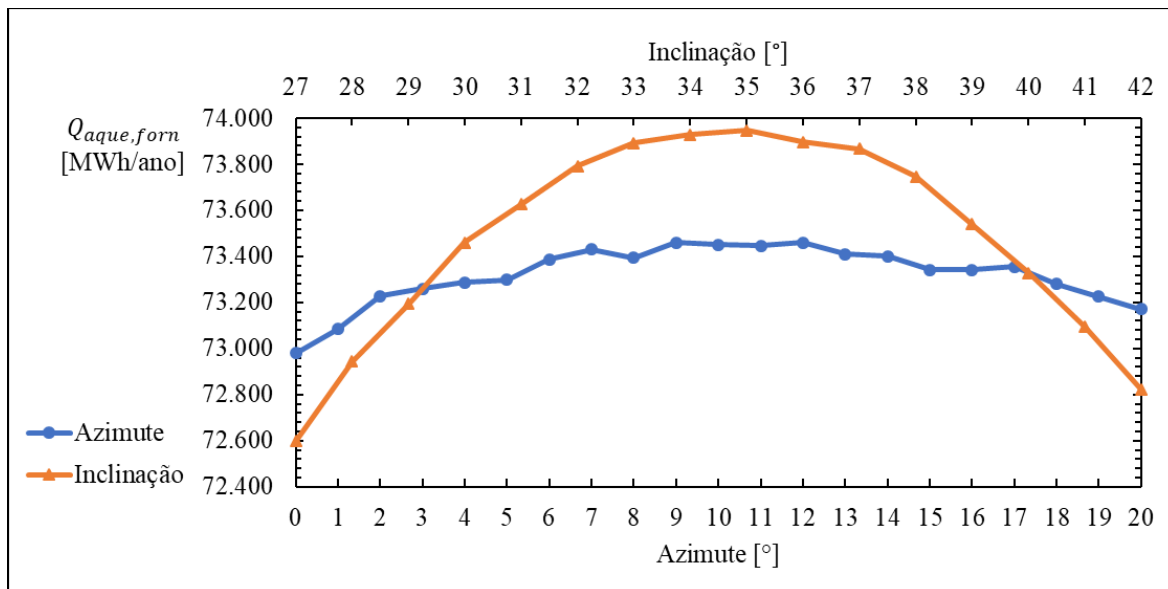


Figura 32- Efeito da variação do azimuth do campo solar e inclinação dos coletores solares no calor solar fornecido anualmente.

Com base nos resultados obtidos, a melhor solução estabelece um azimuth para o campo solar de 9° no sentido Sul-Oeste e uma inclinação dos coletores solares de 35°. Com esta solução foi obtido um fornecimento de calor pelo sistema solar térmico de 73.946MWh/ano.

Analisando o comportamento de cada curva, é possível concluir que a variação da inclinação dos coletores solares afeta significativamente o fornecimento anual de calor do sistema solar térmico, ao passo que, a variação do azimuth tem pouca influência no fornecimento anual de calor.

○ Caracterização

A caracterização do campo solar trata de definir o fluido térmico que circula nos campos solares e promove a transferência de calor entre o campo solar e o processo industrial. Assim, o fluido térmico escolhido foi o Therminol 54 para ambos os campos solares [74].

Este fluido permite uma operação entre temperaturas de -28°C a 280°C, não sendo corrosivo nos metais tipicamente utilizados para sistemas de transferência de calor e tendo um ponto de ebulição elevado (351°C à pressão atmosférica) [74].

A escolha deste óleo sintético advém do facto de poder ser utilizado à pressão atmosférica, não necessitando de tubagens mais robustas no campo solar e nos próprios coletores, permitindo uma modelação do sistema mais simples. Em contrapartida, este tipo de fluido é mais dispendioso comparativamente com a água, que também pode ser vista como uma alternativa para o sistema solar térmico. No entanto, para esta gama de temperaturas (cerca de 170°C), o sistema solar térmico necessita de ser pressurizado, acarretando maiores custos em termos de

tubagem e do coletor solar (ver secção 2.2.2), bem como uma modelação mais complexa do sistema solar térmico que tenha em conta estas características da água pressurizada.

A (Tabela 10) apresenta as principais propriedades termodinâmicas do Therminol 54 [74].

Tabela 10- Propriedades principais do Therminol 54 [74].

Temperatura mínima de operação (°C)	-28
Temperatura máxima de operação (°C)	280
Densidade a 170 °C (kg/m³)	770
Capacidade calorífica a 170 °C (Wh/(kgK))	0,667

3.2.3 Economia

Relativamente aos parâmetros económicos que caracterizam um sistema solar térmico, é necessário definir e contabilizar determinados custos de cada sistema solar térmico, para que seja possível calcular determinados indicadores de desempenho económico (detalhados na secção 3.4).

Assim, o primeiro parâmetro necessário definir é o *CAPEX*, que quantifica os custos associados ao investimento capital no sistema solar térmico. Este valor tem em conta múltiplos fatores, sendo que, a determinação de um valor exato é bastante difícil devido a todas variáveis envolvidas nos projetos de construção (custos do coletor solar e fluido térmico, instalação, financiamento, entre outros [64]) e como tal, é um valor que varia nas diferentes literaturas [25, 63].

No entanto, o valor de referência do *CAPEX* para o coletor LF-11 é de 800€/kW e para o coletor MT-Power v4 é de 1250€/kW [25]. Analisando os valores, fica claro que o coletor MT-Power v4 é mais dispendioso quanto à produção de calor, devido ao fator de inovação que este coletor apresenta, e, portanto, a sua produção em larga escala ainda não está otimizada e os custos de pesquisa ainda não estão inteiramente amortizados [64]. Assim, a sua maturidade comparativamente com o coletor LF-11 é bastante inferior, e como tal, o preço por cada kW produzido pelo coletor é superior.

Para proceder aos cálculos dos indicadores de desempenho económico, é mais conveniente que estes valores sejam convertidos para €/m² de área de referência do campo solar (área dos refletores primários (A_{rp}) para o coletor LF-11 e área do coletor (A_{col}) para o coletor MT-Power v4) [64]. Assim, a equação 3.8 apresenta o cálculo de conversão do *CAPEX* de €/kW para €/m²:

$$CAPEX^* = CAPEX \cdot \dot{Q}_{col} \quad (3.8)$$

Em que,

$CAPEX^*$: custos associados ao investimento capital no sistema solar [€/m²];

$CAPEX$: custos associados ao investimento capital no sistema solar [€/kW];

$\dot{Q}_{col}$: potência fornecida por unidade de área do coletor solar [W/m²].

Assim, a Tabela 11 apresenta os valores obtidos do $CAPEX^*$ para cada um dos coletores, para as condições de referências nas fichas técnicas de cada coletor [66, 71].

Tabela 11- Cálculo do $CAPEX^*$ dos coletores LF-11 e MT-Power v4, [66, 71].

	$CAPEX$ [€/kW]	$\dot{Q}_{col}$ [kW/m ²]	$CAPEX^*$ [€/m ²]
LF-11	800	0,562	450
MT-Power v4	1250	0,5	625

Com base nos valores obtidos, foi estudado o efeito da variação deste parâmetro nos indicadores de desempenho económico para os dois campos solares, dado que, neste tipo de projetos os valores do $CAPEX^*$ são negociados com o fornecedor, envolvendo múltiplas variáveis, as quais não são possíveis de quantificar. Efetivamente, para campos solares de elevada dimensão, o preço do $CAPEX^*$ face aos valores apresentados, deverá ser inferior, e, por isso, os valores apresentados na Tabela 11 são meramente indicativos. Como tal, foi considerada uma gama de valores de 150€/m² até 450€/m² que traduzem a variação do $CAPEX^*$ para os coletores solares. De facto, o valor do $CAPEX^*$ do coletor MT-Power v4 ultrapassa a gama de valores definidos, mas, futuramente, é expectável que o seu valor baixe à medida que esta tecnologia vá ganhando maior maturidade, sendo atualmente uma tecnologia nova e pouco utilizada neste tipo de projetos industriais.

Outro parâmetro igualmente importante é o $OPEX$ que quantifica os custos associados à operação e manutenção do sistema solar térmico [64].

Para o coletor LF-11, os custos associados ao $OPEX$ variam entre 4€/kW a 10€/kW [25], pelo que o valor assumido foi de 7€/kW. Seguindo o mesmo raciocínio de conversão deste valor para €/m², foi obtido um $OPEX^*$ de 3,93€/m².

Por sua vez, para o coletor MT-Power v4, o valor do $OPEX$ é igual 3€/kW [25], o que equivale a um $OPEX^*$ de 1,50€/m².

3.3 Indicadores de desempenho técnico

Através de um conjunto de indicadores é possível avaliar o desempenho técnico dos sistemas solares térmicos, permitindo comparar os desempenhos de diferentes tipos de sistemas solares térmicos. De seguida, são definidos os respetivos indicadores de desempenho técnico.

3.3.1 Razão de calor solar útil

O indicador referente à razão de calor útil ($R_{\text{útil}}$), define-se como a razão entre o calor solar útil ($Q_{\text{útil}}$), que representa o calor solar efetivamente consumido pelo processo industrial, e o calor solar fornecido para aquecimento ao processo industrial ($Q_{\text{aque,forn}}$), permitindo contabilizar a percentagem de calor solar que é fornecido pelo sistema solar térmico e que é efetivamente consumido pelo processo industrial (equação 3.9):

$$R_{\text{útil}} = \frac{Q_{\text{aque,útil}}}{Q_{\text{aque,forn}}} \cdot 100 \quad (3.9)$$

Em que,

$R_{\text{útil}}$: razão de calor solar útil [%];

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

$Q_{\text{aque,forn}}$: calor solar fornecido para aquecimento ao processo industrial anualmente [kWh/ano];

Para contabilizar o calor solar útil consumido pelo processo industrial é preciso ter em conta as seguintes condições: se o calor fornecido pelo sistema solar térmico for superior ao consumo de calor pelo processo industrial (Q_{aque}), então o calor solar útil é igual ao consumo de calor pelo processo industrial, dado que, este foi suprimido na totalidade pelo sistema solar térmico; em sentido oposto, se o calor fornecido pelo sistema solar térmico for inferior ao consumo de calor pelo processo industrial, então, o calor solar útil é igual ao calor solar fornecido para aquecimento ao processo industrial, sendo que, o calor em falta é fornecido pelo sistema de caldeiras.

Este indicador é particularmente importante no dimensionamento do campo solar, especialmente para campos que possam estar sobredimensionados. Nestes casos, em que existe elevada produção anual de calor solar, acompanhada de elevado desperdício desta energia, pode ser benéfico a introdução de um sistema de armazenamento térmico. Este tipo de situação pode ocorrer em processos industriais que tenham elevados picos de potência num curto espaço de tempo nos ciclos de produção. A situação descrita ocorre no processo industrial estudado na presente dissertação (ver Figura 23).

3.3.2 Fração solar

A fração solar representa a percentagem de calor solar útil no consumo de calor pelo processo industrial (equação 3.10) [64]:

$$f_{solar} = \frac{Q_{aque,útil}}{Q_{aque}} \cdot 100 \quad (3.10)$$

Em que,

f_{solar} : fração solar [%];

$Q_{aque,útil}$: calor solar útil anual [kWh/ano];

Q_{aque} : calor consumido para aquecimento pelo processo industrial anualmente [kWh/ano];

Por outras palavras, este indicador define a contribuição que o sistema solar térmico tem no consumo de calor para aquecimento no processo industrial.

3.3.3 Calor solar fornecido por unidade de área

O calor solar fornecido anualmente por unidade de área ocupada pelo campo solar é calculado de acordo com a equação 3.11 [64]:

$$Q_{solar} = \frac{Q_{aque,forn}}{A_{ref}} \quad (3.11)$$

Em que,

Q_{solar} : calor solar fornecido anualmente por unidade de área do sistema solar [kWh/m²/ano];

$Q_{aque,forn}$: calor solar fornecido para aquecimento ao processo industrial [kWh/ano];

A_{ref} : área de referência do campo solar [m²].

A área de referência do campo solar para os coletores LFC reflete-se na área dos refletores primários (A_{rp}) e para os coletores planos na área absorvora (A_{abs});

Este indicador pode ser útil para outros projetos de sistemas solares térmicos, dado que possibilita estimar a produção anual de um sistema solar térmico com base na área de referência disponível. No entanto, este valor é meramente indicativo, dado que, este tipo de projetos depende fortemente da localização, tecnologia dos coletores e temperatura de utilização da potência requerida pelo processo industrial [64].

3.3.4 Rendimento do sistema solar térmico

O rendimento do sistema solar térmico (η_{solar}), é outro indicador importante, que permite quantificar a percentagem de energia disponível na radiação incidente no sistema solar (Q_{disp}) que foi convertida pelo sistema solar térmico em calor solar fornecido para aquecimento ($Q_{aque,forn}$). A equação 3.12 define a fórmula de cálculo deste indicador:

$$\eta_{solar} = \frac{Q_{aque,forn}}{Q_{disp}} \cdot 100 \quad (3.12)$$

Em que,

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

$Q_{aque,forn}$: calor solar fornecido para aquecimento ao processo industrial [kWh];

Q_{disp} : energia solar disponível para o sistema solar [kWh].

A energia disponível na radiação incidente é calculada através das equações 3.13 e 3.14 para os campos solares com os coletores LF-11 e MT-Power v4, respetivamente:

$$Q_{disp} = \dot{I}_{dir,n} \cdot A_{rp} \cdot \Delta t \quad (3.13)$$

$$Q_{disp} = \dot{I}_{\beta} \cdot A_{abs} \cdot \Delta t \quad (3.14)$$

Em que,

$\dot{I}_{dir,n}$: radiação incidente normal direta [W/m^2];

$\dot{I}_{\beta}$: radiação incidente global [W/m^2];

A_{rp} : área dos refletores primários [m^2];

A_{abs} : área absorsora dos coletores solares [m^2];

Δt : intervalo de tempo [s].

3.4 Indicadores de desempenho económico

A análise do desempenho económico pode ser conseguida através de múltiplos parâmetros (período de retorno, taxa interna de retorno, valor atual líquido, entre outros) que caracterizam a rentabilidade, risco e sustentabilidade económica em projetos desta natureza, mas que, são aplicados em fases mais adiantadas do projeto, nomeadamente no estudo da viabilidade do projeto [75].

Em consequência, o parâmetro económico mais adequado para a fase de pré-viabilidade é o custo nivelado de calor (*LCOH*). Este parâmetro traduz o custo de produção de calor a partir do sistema solar térmico durante o seu tempo de vida [64].

O cálculo deste parâmetro foi feito com recurso ao programa MS Excel, pois a fórmula de cálculo do greenius não é a mais adequada de acordo com a literatura consultada. Assim, o cálculo do custo nivelado de calor é dado pela equação 3.15 [62, 64]:

$$LCOH = \frac{I_t + \sum_{t=1}^T \left[\frac{COM}{(1+i)^t} \right]}{\sum_{t=1}^T \left[\frac{Q_{aque,util} \cdot (1 - Degrag)^t}{(1+i)^t} \right]} \quad (3.15)$$

Em que,

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

I_t: investimento inicial do sistema solar térmico [€];

COM: custos associados aos custos de operação e manutenção do sistema solar térmico [€];

Q_{aque,util}: calor consumido para aquecimento pelo processo industrial anualmente [kWh/ano];

i: taxa de juro [%];

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

Degrag: taxa de degradação térmica anual do sistema solar térmico [%/ano].

Assim, temos *i* = 4, *T* = 25 e *Degrag* = 0,5. Estes valores assumidos, são típicos para sistemas solares térmicos [64].

Efetivamente, esta fórmula cálculo é exclusivamente aplicada aos sistemas solares térmicos. Por motivos de simplificação, os custos associados à caldeira não foram tidos em conta, dado que, seriam necessários dados adicionais (custa capital das caldeiras, manutenção, custo de operação, entre outros), os quais não estão disponíveis. Desta forma, o valor calculado pode ser comparado com o custo de gás natural e verificar se a introdução do sistema solar térmico, pode reduzir os custos da produção de calor para o processo industrial. Além disso, devido às limitações ao nível da informação disponível, não foi tida em conta a variação que as variáveis envolvidas no cálculo podem sofrer ao longo dos anos de funcionamento do sistema solar térmico, pelo que, foi assumido a constância das variáveis no período de tempo imposto.

4 Resultados obtidos

Nesta secção, os resultados da análise do caso de estudo são apresentados, e encontram-se divididos em três subsecções.

Na primeira subsecção são apresentados e comparados os resultados obtidos para os indicadores de desempenho dos sistemas solares térmicos. Esta análise foi feita com base na variação do calor solar fornecido para aquecimento ao processo industrial.

Na segunda subsecção, os resultados são analisados de forma detalhada, para os dois sistemas solares térmicos com calor útil de 60% na base anual. Esta análise tem o intuito de compreender o funcionamento do sistema solar térmico.

Na terceira e última parte, são estabelecidas as possíveis melhorias para o caso de estudo detalhado anteriormente.

4.1 Indicadores de desempenho dos sistemas solares térmicos

Tal como foi supracitado, para a análise dos indicadores de desempenho técnico e económico, foi definido como ponto de partida para o dimensionamento do sistema solar térmico, uma capacidade de produção nominal de calor capaz de suprimir os picos de potência do processo industrial para uma radiação incidente de 750W/m^2 .

4.1.1 Razão de calor solar útil e fração solar

A Figura 33 apresenta as curvas da razão de calor solar útil e fração solar de ambos sistemas solares em função do calor fornecido ($Q_{aque,forn}$). De forma a comparar ambos os sistemas solares (i.e., LFR e UHV-FPC), definiu-se como referência a mesma variação do calor fornecido pelos sistemas solares, ou seja, para cada ponto de análise, ambos os sistemas debitam o mesmo calor fornecido.

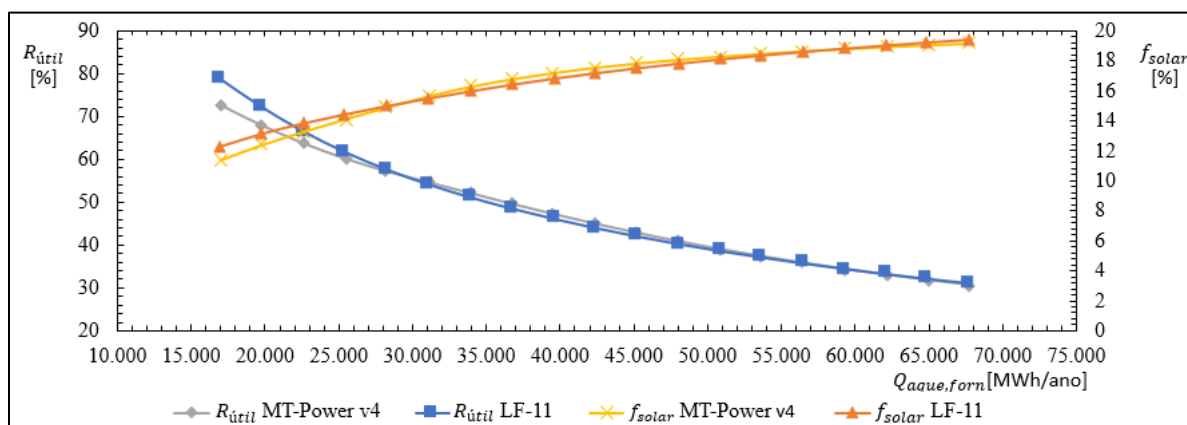


Figura 33- Variação da razão do calor solar útil e fração solar em função do calor solar fornecido.

A razão de calor útil ($R_{\text{útil}}$) apresenta a uma redução significativa expectável com o incremento do calor fornecido para aquecimento pelos sistemas solares ($Q_{\text{aque,forn}}$), ou seja, com o aumento da área do campo solar. Inversamente, a fração solar (f_{solar}) apresenta um crescimento gradual à medida que se aumenta o calor fornecido por ambos os sistemas solares térmico. Verifica-se também que o declive absoluto das curvas de razão de calor útil e fração decresce com o aumento do calor solar fornecido.

Este comportamento é justificado pelo aumento da área do campo solar permitir um incremento linear do calor fornecido para aquecimento ao processo industrial (ver Figura 34), mas, em contrapartida, o aumento do calor útil não aumenta na mesma proporção (crescimento muito reduzido). Por outras palavras, o acréscimo deste último parâmetro, promove ligeiros aumentos de calor útil, mas o calor solar desperdiçado aumenta linearmente.

O crescimento reduzido do calor solar útil, é consequência do perfil de consumo de calor do processo industrial (ver Figura 23), que durante o ciclo de produção de cerveja apresenta picos de consumo de potência calorífica (58.000MW) em curtos intervalos de tempo (dura apenas 17% do tempo total do ciclo de produção) e, no restante tempo, a potência de consumo varia entre 2,4MW e 17MW. Em consequência, há um desfasamento significativo entre a produção de calor solar e o consumo de calor do processo industrial, em especial nos meses de verão em que à maior fornecimento de calor solar.

Uma possível solução, seria a utilização de tanques de armazenamento térmico, permitindo o armazenamento do calor solar produzido no sistema solar e, como tal, um uso mais eficiente da mesma. No entanto, a utilização de armazenamento térmico também representa um custo adicional, e não foi considerada neste estudo.

Tendo em conta os parâmetros de dimensionamento inicial (ver Tabela 9), conclui-se que este dimensionamento é inadequado, devido ao reduzido aproveitamento do calor solar fornecido para o consumo do processo industrial, cerca de 30% anual.

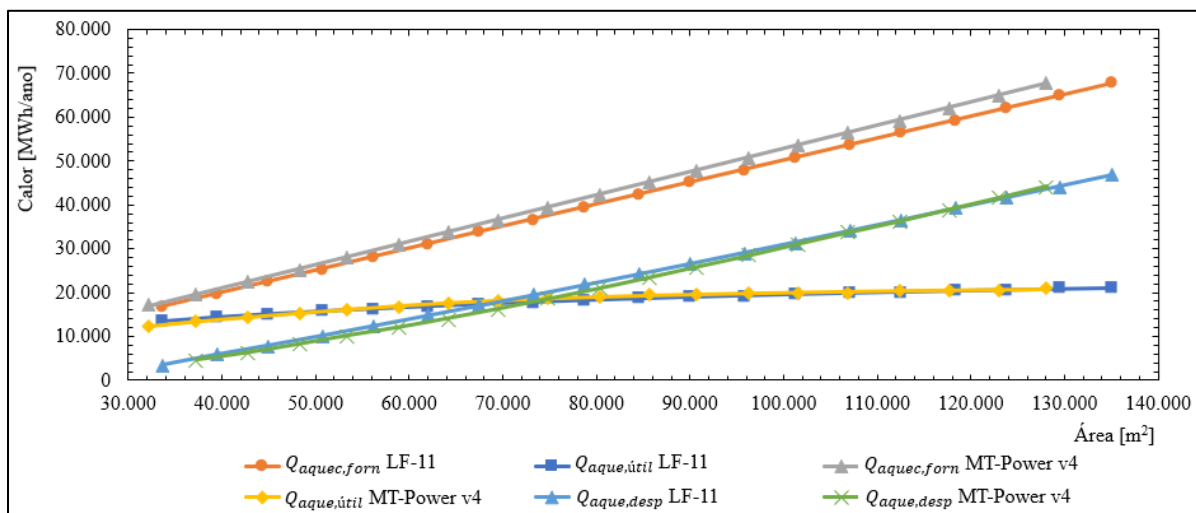


Figura 34- Variação do calor solar fornecido e calor solar útil para aquecimento em função da área coletora dos sistemas solares.

Comparando os valores apresentados por estes indicadores de desempenho técnico, o sistema solar LF-11 evidencia melhores resultados até 28.000MWh/ano (maior fração solar e maior razão de calor útil). A partir desse ponto, o sistema solar MT-Power v4 apresenta ligeiramente indicadores de desempenho técnico superiores até sensivelmente 50.000MWh/ano, a partir do qual, ambos os sistemas solares apresentam indicadores de desempenho técnico semelhantes até ao último ponto do gráfico. No entanto, as diferenças entre os valores apresentados para os dois sistemas solares são bastante reduzidas, em que, as maiores discrepâncias verificadas são até 30.000MWh/ano

De forma sumária, o aumento da área do campo solar e consequentemente da capacidade de produção de calor dos sistemas solares resulta em desperdícios significativos de calor solar.

4.1.2 Calor solar fornecido por unidade de área

Os resultados mostram que o sistema solar LF-11 apresentou um valor de calor fornecido por unidade de área de coletores primários de 502kWh/m²/ano, enquanto, o sistema solar MT-Power v4 apresentou um valor médio de 529kWh/m²/ano, evidenciando melhor resultado neste indicador de desempenho. Em suma, o sistema solar MT-Power v4 é capaz de fornecer mais calor por unidade de área.

4.1.3 Custo nivelado de calor

Nas Figura 35 e Figura 36 são apresentados os resultados obtidos para o custo nivelado de calor ($LCOH$) para os sistemas solares térmicos com coletores solares LF-11 e MT-Power v4, respetivamente.

Como referido anteriormente, e tendo em conta a elevada incerteza associada ao custo dos coletores solar, o *LCOH* foi analisado para diferentes valores do *CAPEX** foi variado esta entre 100€/m² até 450€/m², para diferentes configurações de pelos sistemas solares. De realçar, que analogamente, que a comparação entre os sistemas solares foi realizada para o mesmo calor (ver legenda das figuras). A escolha dos valores para o calor fornecido anualmente pelos sistemas solares térmicos, teve como base, os resultados obtidos na secção anterior, tendo sido escolhidos três casos com razões de calor útil superior a cerca de 50%.

De referir que nas figuras encontra-se definido o custo médio do gás natural para a indústria em Portugal, 0,0813€/kWh [64].

- Sistema solar térmico com coletores LF-11

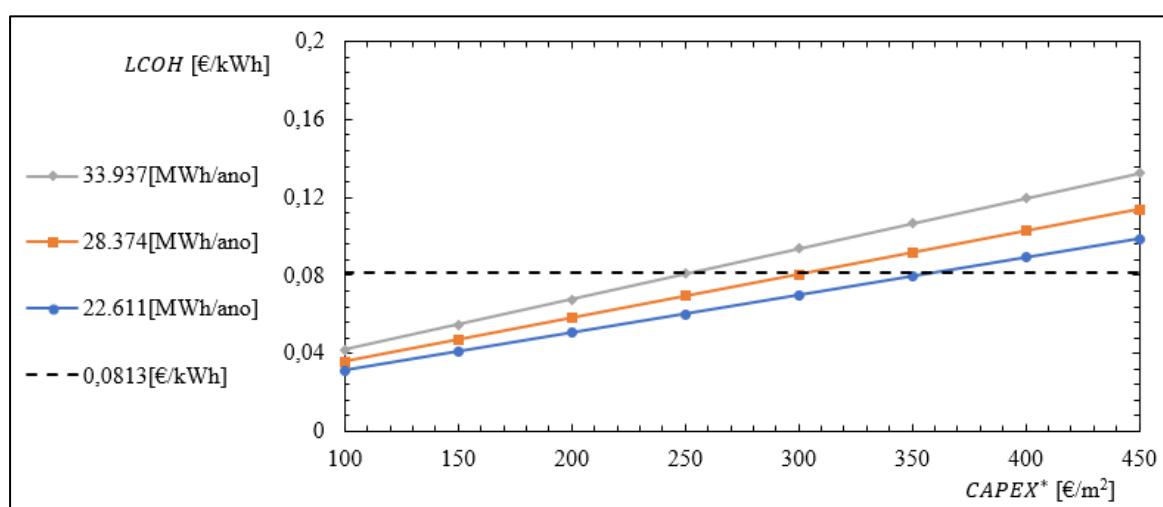


Figura 35- Custo nivelado de calor para o coletor LF-11 em função do calor solar fornecido e *CAPEX**.

- Sistema solar térmico com coletores solares MT-Power v4

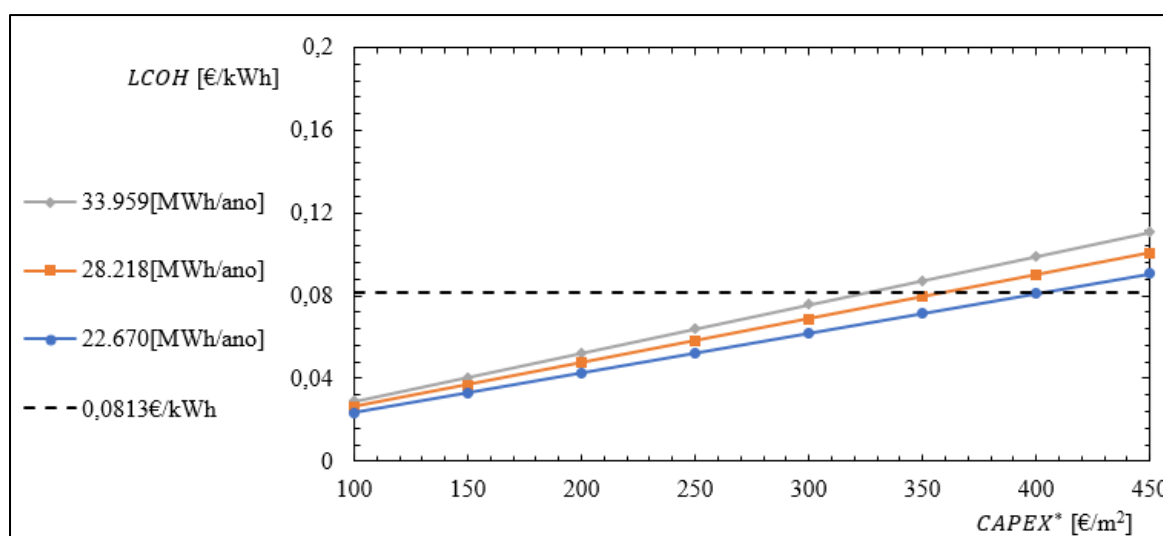


Figura 36- Custo nivelado de calor para o coletor MT-Power v4 em função do calor solar fornecido e *CAPEX**.

É possível concluir que, como esperado, o aumento quer do calor solar fornecido anualmente, quer do *CAPEX**, resultam num aumento no custo nivelado de calor. O incremento do calor fornecido pelo sistema solar (que também aumenta o calor útil), implica um consequente aumento da área do campo solar e, como tal, os custos do investimento inicial e os associados à operação e manutenção do sistema solar térmico também aumentam.

Comparando os valores de *LCOH* entre os dois sistemas solares, verifica-se que o sistema solar MT-Power v4 é menos dispendioso do que o sistema solar LF-11, devido aos seus custos de operação e manutenção serem substancialmente reduzidos (1,5€/m²). É também possível verificar, que a discrepância entre os sistemas solares aumenta com a dimensão do campo solar.

A competitividade destes sistemas com tecnologias convencionais (i.e. combustíveis fósseis) requer um *LCOH* inferior ao que seria obtido com a utilização de combustíveis fósseis. Neste caso, o valor de 0,0813€/kWh representa o preço do gás natural em Portugal, e como tal, o custo nivelado de calor de uma caldeira a gás natural será superior a este valor. Para o sistema solar LF-11, a competitividade requer um *CAPEX** inferior a 350€/m², valor relativamente próximo ao valor indicativo calculado anteriormente (450€/m²). Para o sistema solar MT-Power v4, a competitividade seria possível com valores de *CAPEX** inferiores a 400€/m², sendo um valor mais distante relativamente ao valor indicativo calculado anteriormente (625€/m²).

Estes resultados permitem inferir que a competitividade dos sistemas solares com sistemas convencionais pode ser possível, sendo que, a implementação de mais sistemas pode permitir a redução do custo dos sistemas; ainda, o custo dos combustíveis fósseis tende a subir. Além disso, tendo em conta a dimensão significativa do campo solar e o custo indicativo (ver Tabela 9), os valores obtidos são mais plausíveis de obter.

Resultados preliminares mostram que o sistema solar MT-Power v4 apresenta um melhor custo-benefício em comparação com o sistema LF-11.

Existem outros fatores que nesta fase, podem influenciar a opção de escolha. A área e orografia do terreno disponível para a instalação do sistema solar térmico, podem ser determinantes para a decisão de escolha. Comparando os dois tipos de coletores nesta categoria, o coletor LF-11 torna-se mais limitado, dado que, apenas é possível ser instalado em terrenos horizontais, ao passo que, o coletor MT-Power v4 pode ser instalado em superfícies inclinadas, sendo, por isso, mais versátil desse ponto de vista.

Extrapolando os resultados obtidos, para o contexto europeu, e tentando prever o que poderá acontecer neste tipo de sistemas, importa agora analisar a Figura 37, que retrata a evolução do

preço do gás natural (excluindo impostos) para os consumidores residenciais e industriais na União Europeia [76].

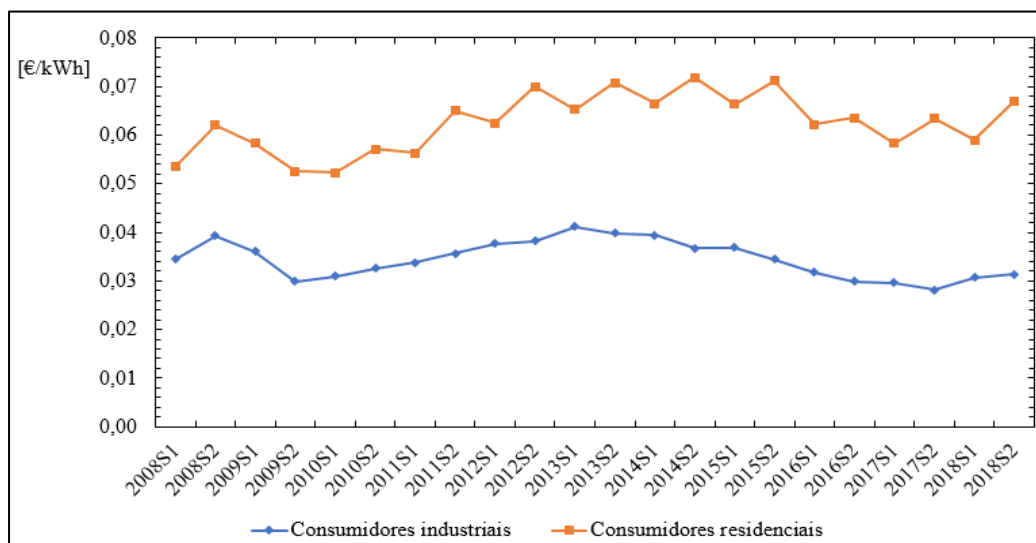


Figura 37- Evolução do preço do gás natural nos consumidores residenciais e industriais na União Europeia, adaptado de [76].

Focando na evolução da curva de consumidores industriais, 2008 e 2018, verifica-se que durante o período de crise económica (de 2009 a 2013), o preço do gás subiu consecutivamente ano após anos (atingiu um máximo de 0,0412€/kWh), tendo recuperado o seu valor anterior à crise de 2013 até 2018. A partir de 2018 verifica-se que o preço registou outra vez uma subida até ao final desse mesmo ano, superando os 0,03€/kWh.

Tendo em conta o panorama mundial conturbado no que toca às relações entre as grandes potências económicas mundiais, i.e. conflitos armados entre Ucrânia e Rússia (maiores exportadores de gás natural para a UE); tensões diplomáticas e económicas dos EUA contra China e Irão, é expectável que o preço do gás natural continue a registar subidas nos próximos anos. Esta previsão baseia-se nos acontecimentos registados na recente crise económica que abalou os mercados mundiais, e que, pode voltar a ganhar contornos semelhantes face aos acontecimentos expostos anteriormente.

De forma conclusiva, nos próximos anos poderão ser criadas condições favoráveis para que os sistemas solares térmicos para fornecimento de calor possam ser fomentados em processos industriais, competindo com os sistemas convencionais de fornecimento de calor. No entanto, atualmente a fomentação da tecnologia requer a criação de incentivos fiscais e subsidiários por parte dos governos, bem como a formação e divulgação deste tipo de sistemas solares, com vista a atingir os objetivos de Portugal na redução da dependência energética de 80% para 65% até 2030 [77].

4.2 Caso de estudo

Com base nos resultados obtidos anteriormente, foi escolhido um caso para um determinado calor fornecido pelos sistemas solares, com o objetivo de analisar e comparar em detalhe o comportamento técnico entre os dois sistemas. O critério de escolha teve como base a razão de calor útil, tendo sido escolhido um caso com um calor fornecido de cerca 25MWh/ano (razão de calor útil aproximadamente 60% para ambos os sistemas solares). Posteriormente à presente análise deste caso para ambos os sistemas solares térmicos, foi estudado o aproveitamento do calor solar desperdiçado (cerca de 40%) para os sistemas de arrefecimento.

Para garantir o fornecimento de calor solar de 25MWh/ano, é necessária uma área de 50.688m² para o sistema solar LF-11, e 48.208m² para o MT-Power v4 (Tabela 12).

Tabela 12- Características e parâmetros dos sistemas solares térmicos LF-11 e MT-Power v4.

	LF-11	MT-Power v4
Soma anual de $\dot{I}_{dir,n} \dot{I}_{\beta}$ [kWh/m²/ano]	1.681	1.834
Nº de coletores	2.304	26.200
Nº de loops	144	
Área coletora [m²]	50.688	48.208
Q_{disp} [MWh/ano]	85.207	88.414
Potência nominal da caldeira [kW]	60.000	
Eficiência da caldeira	90%	

Na Tabela 13, encontram-se os principais resultados na base anual dos dois sistemas solares térmicos.

Em conformidade com os resultados expostos na Figura 33, os indicadores de desempenho técnico são bastante idênticos em ambos os sistemas solares térmicos. O rendimento anual do sistema solar LF-11 (29.87%) é ligeiramente superior à do MT-Power v4 (28.83%). Esta ligeira diferença justifica-se pelo facto de a energia disponível por unidade de área ser superior no sistema solar MT-Power v4 (9% superior), devido à participação radiação incidente difusa, cujo sistema solar LF-11 não absorve. Desta forma, o sistema solar MT-Power v4 necessita de uma área menor (5% inferior) relativamente à área do campo solar do sistema solar LF-11. A fração solar é de cerca de 14% em ambos casos e a razão de calor solar útil no sistema solar LF-11 cifra-se nos 62% e no sistema solar MT-Power v4 nos 60.

Tabela 13- Resultados técnicos anuais chave do sistema solar térmico.

	LF-11	MT-Power v4
$Q_{aque,forn}$ [MWh/ano]	25.442	25.493
$Q_{aque,cal}$ [MWh/ano]	92.982	93.345
Q_{aque} [MWh/ano]	108.685	
$Q_{aque,útil}$ [MWh/ano]	15.703	15.340
η_{solar} [%]	29,87	28,83
$R_{útil}$ [%]	61,72	60,17
f_{solar} [%]	14,45	14,11

4.2.1 Análise mensal

De forma a compreender o comportamento dos sistemas solares térmicos, foi realizada uma análise detalhada dos vários parâmetros que caracterizam o desempenho dos sistemas solares (e.g. calor solar fornecido, calor solar útil), bem como os indicadores de desempenho (fração solar e razão de calor útil), na base mensal e horária.

As Figura 38 e Figura 39 mostram a variação mensal do calor solar fornecido, calor solar útil, calor fornecido pela caldeira, energia solar disponível no sistema solar térmico e consumo de calor do processo industrial.

- Sistema solar LF-11

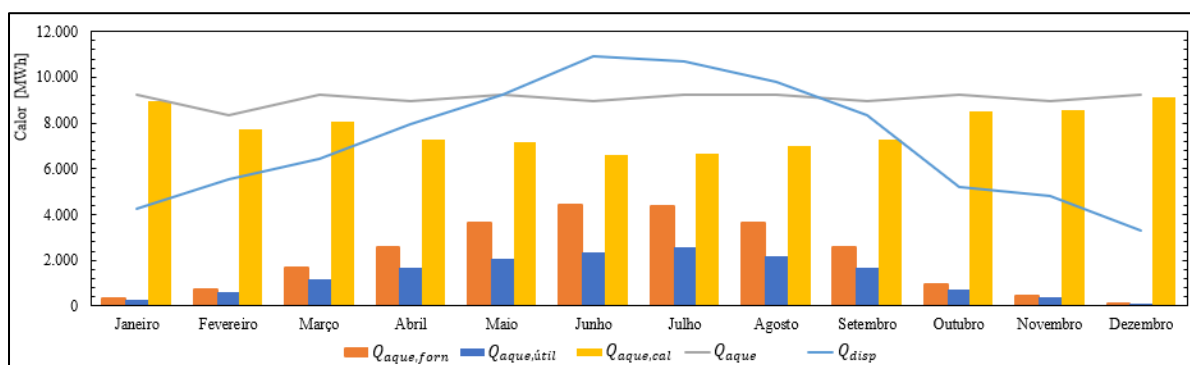


Figura 38- Variação mensal do calor solar fornecido, calor solar útil, calor fornecido pela caldeira e calor consumido pelo processo industrial para o sistema solar LF-11.

- Sistema solar MT-Power v4

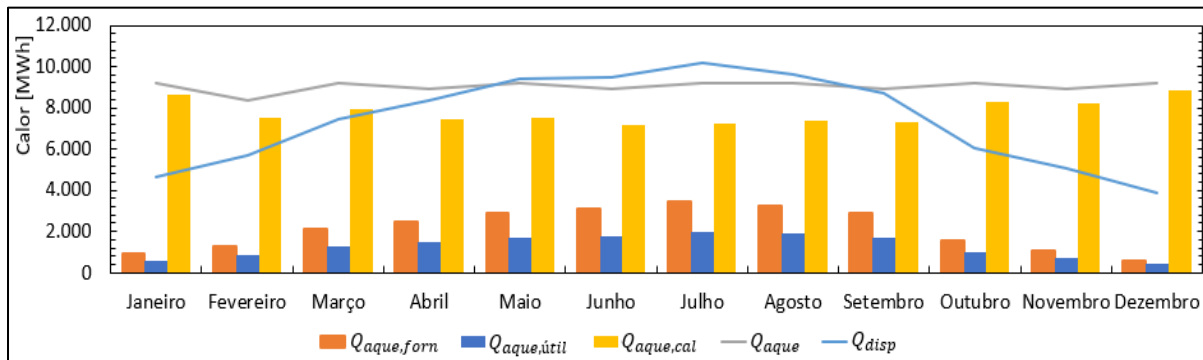


Figura 39- Variação mensal do calor solar fornecido, calor solar útil, calor fornecido pela caldeira e calor consumido pelo processo industrial para o sistema solar MT-Power v4.

Como esperado, para ambos os casos o maior fornecimento de calor ocorre nos meses com maior energia disponível proveniente da radiação incidente, ou seja, meses de verão (junho, julho e agosto). O pico de calor solar fornecido ao processo industrial no sistema solar LF-11 acontece em junho (4.439MWh). Por sua vez, o pico de calor solar fornecido no sistema solar MT-Power v4 ocorre em julho (3.432MWh). Em sentido oposto, nos meses de Inverno (janeiro, fevereiro, novembro e dezembro), o fornecimento de calor solar ao processo industrial é substancialmente reduzido, sendo o processo industrial aprovisionado praticamente pelas caldeiras. O valor mínimo, em ambos os sistemas solares, ocorre no mês de dezembro, com 109MWh para o sistema solar LF-11 e 585MWh para o sistema solar MT-Power v4. Cumpre ainda ser dito, que em nenhum mês do ano o calor solar fornecido ultrapassa o consumo de calor do processo industrial.

Comparando a variação dos valores mensais nos dois sistemas solares, verifica-se que o sistema solar MT-Power v4 apresenta um fornecimento de calor de maior regularidade ao longo do ano, ou seja, apesar de nos meses de verão fornecer menores quantidades de calor solar, no inverno a sua capacidade é consideravelmente superior ao sistema solar LF-11. Percentualmente, o sistema solar MT-Power v4 fornece mais 60% de calor solar ao processo industrial no inverno relativamente ao sistema solar LF-11. No verão, o sistema solar LF-11 fornece mais 20% de calor solar ao processo industrial. Estes resultados são justificados com base na radiação incidente nos sistemas solares, nas épocas do ano referidas. De facto, o sistema solar LF-11 tira maior proveito da elevada radiação direta normal incidente nos meses de verão, operando com rendimentos mais elevados. Em contrapartida, nos meses de inverno em que a radiação normal direta incidente é menor face à radiação difusa incidente, o sistema solar MT-Power v4 consegue providenciar maiores quantidades de calor solar, dado que, aproveita radiação direta e difusa.

A Figura 40 representa a comportamento ao longo do ano da razão de calor solar útil e da fração solar.

- Sistema solar LF-11

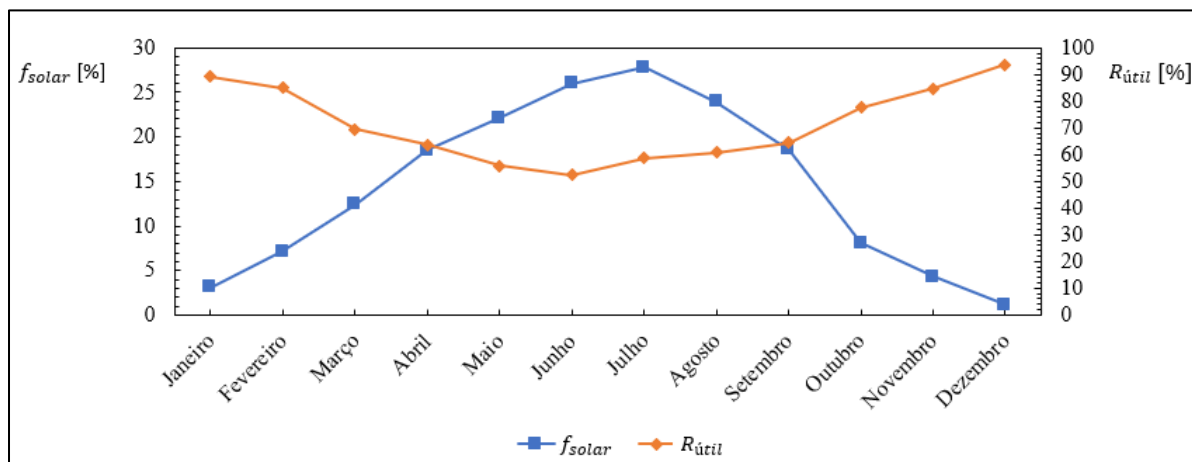


Figura 40-Variação mensal da razão do calor solar útil e da fração solar do sistema solar LF-11.

- Sistema solar MT-Power v4

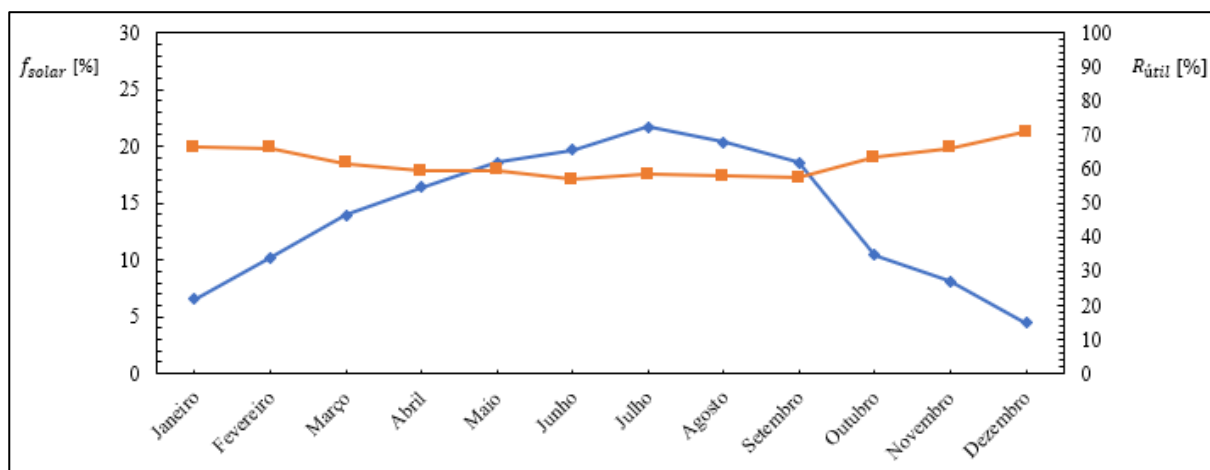


Figura 41- Variação mensal da razão do calor solar útil e da fração solar do sistema solar MT-Power v4.

Comparando o comportamento das curvas nos dois sistemas solares, verifica-se que estas têm uma variação inversa, ou seja, à medida que a fração solar aumenta a razão de calor útil diminui, e vice-versa. Este facto é justificado pelo maior fornecimento de calor solar ao processo industrial nos meses de verão, resultando no aumento da fração solar do sistema solar (pico de 28% de fração solar para o sistema solar LF-11 e 22% para o sistema solar MT-Power v4, ambos em julho); em contrapartida, diminui a percentagem da razão de calor útil (menor valor em junho de 52% para o sistema solar LF-11 e 57% para o sistema solar MT-Power v4), ou seja, existe maior desperdício do calor fornecido. Em oposição, durante o inverno, a pouca quantidade de calor solar que é fornecido ao processo industrial é consumido praticamente na

totalidade, traduzindo-se em elevados valores da razão de calor útil (maior valor em dezembro com 94% para o sistema solar LF-11 e 71% para o sistema solar MT-Power v4), mas em reduzidas frações solares (menor valor em dezembro com 1% para o sistema solar LF-11 e 5% para o sistema solar MT-Power v4).

O sistema solar MT-Power v4 apresenta um maior equilíbrio no que respeita à razão de calor solar útil (variações pouco acentuadas), sendo que, nos meses de verão a fração solar é inferior relativamente ao sistema LF-11, mas nos meses de inverno os valores deste indicador de desempenho são superiores. Este comportamento expectável justifica-se pelo facto de o sistema solar MT-Power v4 apresentar um fornecimento de calor com maior regularidade ao longo do ano comparativamente com o sistema solar LF-11.

4.2.2 Análise horária

De forma ilustrar o comportamento e perceber o funcionamento do sistema solar face ao processo industrial, encontra-se representados na Figura 42 e Figura 43, o consumo de calor pelo processo industrial, calor solar fornecido, calor solar útil e energia disponível no sistema solar térmico para um dia típico de verão (21 de junho) e um dia típico de inverno (22 de dezembro), respetivamente. Dada a similaridade entre os sistemas solares, apenas são apresentados os resultados para o sistema solar LF-11. Os referentes ao MT Power v4 encontram-se no anexo A.

• Dia 21 de junho

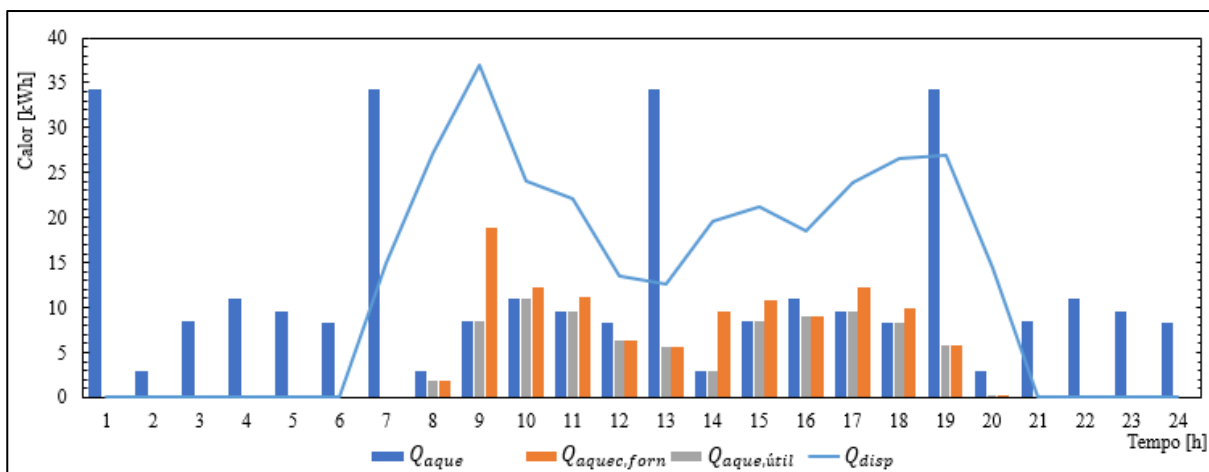


Figura 42- Variação horária das energias de carga, solar térmica fornecida, solar térmica útil e desperdiçada no dia 21 de junho.

- **Dia 22 de dezembro**

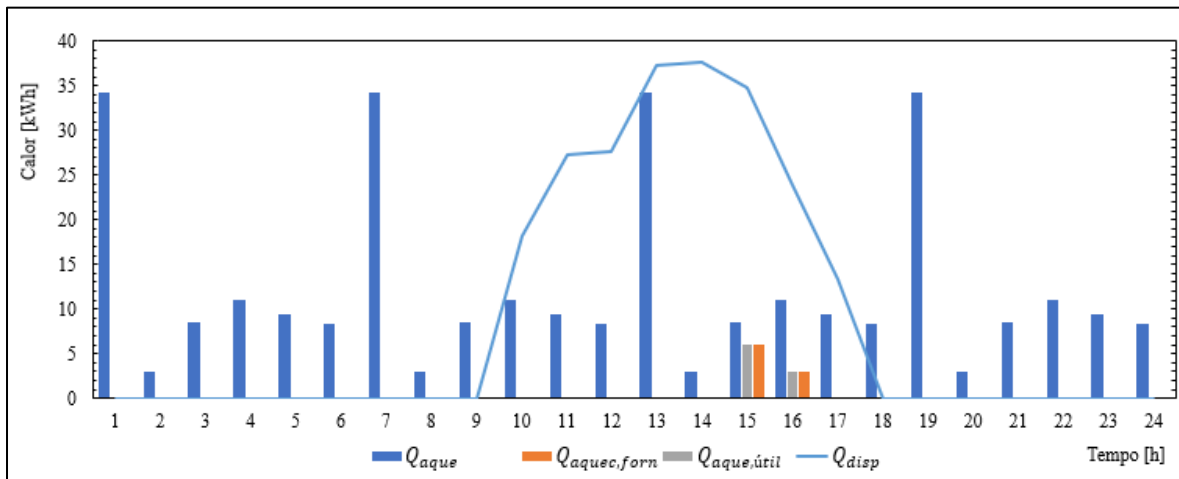


Figura 43- Variação horária das energias de carga, solar térmica fornecida, solar térmica útil e desperdiçada no dia 21 de dezembro.

Comparando os dois dias, verifica-se notoriamente que existe uma diferença assinalável no calor solar fornecido pelo sistema solar. De facto, e sendo expectável, no dia 21 de junho existe uma quantidade de calor solar fornecido ao processo industrial (114MWh) substancialmente superior ao dia 22 de dezembro (9MWh), não sendo aproveitada na sua totalidade, havendo por isso desperdício de calor solar (27MWh). Este desperdício pode ser atenuado através da introdução de sistema de armazenamento térmico ou com recurso ao aproveitamento para operar um sistema de refrigeração térmico.

A Figura 44 apresenta a variação da temperatura média do fluido, o calor fornecido e o calor absorvida pelo campo de coletores no dia 21 de junho. É possível compreender a influência que a temperatura média do fluido exerce no calor solar fornecido ao processo industrial. É notório que em determinadas horas do dia (e.g. das 6h até 8h) a energia solar absorvida pelos coletores (Q_{abs}), não permite elevar a temperatura do fluido térmica até às condições de consumo (170°C), inviabilizando o fornecimento de calor solar ao processo industrial.

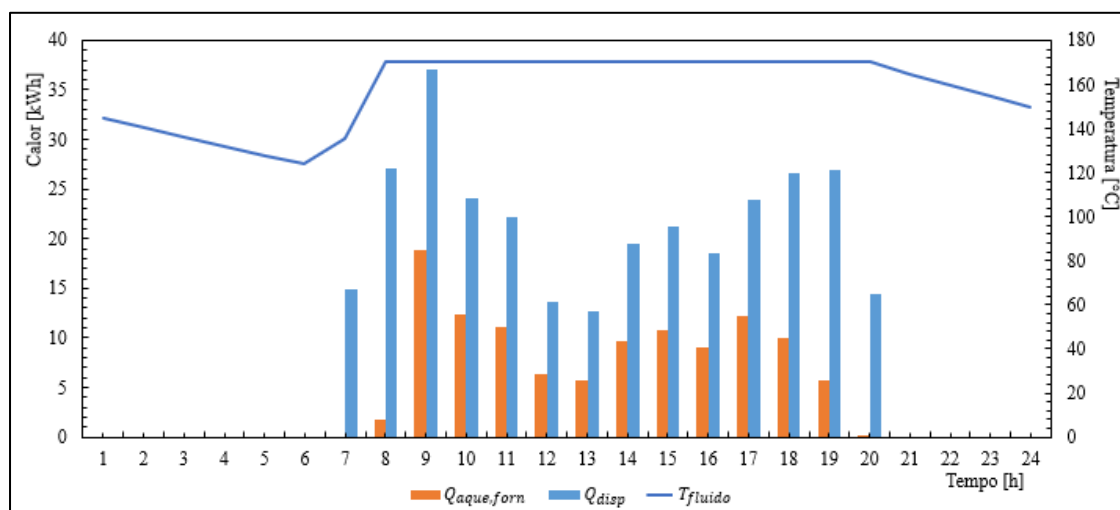


Figura 44- Variação da temperatura média do fluido, o calor fornecido e o calor absorvida pelo campo de coletores no dia 21 de junho.

4.2.3 Análise dos desperdícios térmicos

A Figura 45 representa o fluxo do calor, desde o momento em que a energia solar está disponível no campo solar (Q_{disp}) até ao momento em que é fornecida ao processo industrial ($Q_{aque,forn}$) e posteriormente consumida ($Q_{aque,útil}$). O desperdício de calor pode dever-se a dois motivos, nomeadamente, perdas térmicas e óticas (Q_{perdas}) ou excesso de calor face ao consumo de calor para aquecimento no processo industrial ($Q_{desp,exc}$).

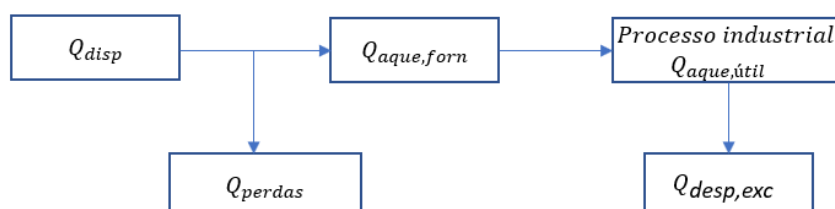


Figura 45- Fluxo do calor solar.

Na Tabela 14 são apresentados os valores correspondentes a cada etapa presente no fluxo do calor solar para ambos os sistemas solares térmicos.

Tabela 14- Valores de cada etapa presente no fluxo do calor solar para os sistemas solares térmicos.

	LF-11	MT-Power v4
Q_{disp} [MWh/ano]	85.189	88.410
Q_{perdas} [MWh/ano]	59.747	62.917
$Q_{aque,forn}$ [MWh/ano]	25.442	25.493
$Q_{aque,útil}$ [MWh/ano]	15.703	15.340
$Q_{desp,exc}$ [MWh/ano]	9.739	10.153

É notório que o sistema solar MT-Power v4 dispõe de uma quantidade superior de energia solar térmica (88.189MWh/ano), relativamente ao sistema solar LF-11 (85.189MWh/ano), devido à contribuição da radiação difusa. Comparando as perdas térmicas e óticas entre os dois sistemas solares, verifica-se que o sistema solar MT-Power v4 apresenta maiores perdas (62.917MWh/ano), justificadas pelo menor rendimento do coletor MT-Power v4 (ver Figura 30 e Figura 31). Ambos os sistemas solares apresentam perdas por excesso de calor solar fornecido cerca de 10MWh/ano.

4.3 Proposta de melhoria do sistema solar térmico

O principal problema dos sistemas solares térmicos encontra-se na quantidade elevada de calor solar desperdiçado.

Tendo em conta que o processo industrial também requer energia térmica com temperaturas reduzidas (1°C), a inclusão de um sistema de refrigeração acionado termicamente pode representar uma possível solução para a redução do calor desperdiçado e do consumo de combustíveis fósseis. De forma a demonstrar a melhoria proposta, o desempenho técnico foi analisado para o sistema solar MT-Power v4.

Outra solução mais comum, é a implementação de sistemas de armazenamento térmico, que permitem o aumento da fração solar do sistema térmico.

4.3.1 Sistema de refrigeração acionado termicamente

O processo de produção de cerveja tem necessidades de arrefecimento após iniciar a fase de fermentação. Na Figura 23 pode ser visto que estas necessidades para o presente processo industrial, são praticamente constantes e de baixo valor comparativamente com as necessidades de aquecimento. Relativamente às temperaturas de arrefecimento, a temperatura mais baixa no processo industrial é de 1°C.

No SBG, o arrefecimento necessário para o processo industrial é conseguido através de sistemas de refrigeração acionados eletricamente (e.g. sistema a compressão a vapor) [59]. Assim, a proposta de melhoria passa pela implementação de um sistema de refrigeração com recurso ao ciclo ejetor, substituindo o sistema de refrigeração acionado eletricamente. O sistema de refrigeração de ejeção (Figura 46) pode ser acionado pelo calor solar desperdiçado pelo sistema solar e pelo sistema de caldeiras, em caso de falta de calor solar.

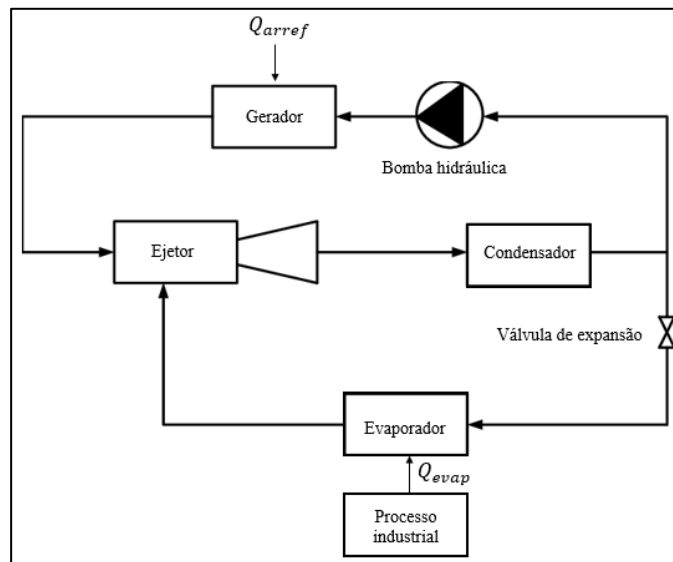


Figura 46- Sistema de refrigeração de ejeção standard

Dada a complexidade da modelação de um sistema de refrigeração para as presentes condições, foi assumido um COP constante de 0,25 e uma temperatura do calor solar fornecido ao gerador superior a 140°C, permitindo que o sistema de refrigeração atinja temperaturas de evaporação negativas face à temperatura mínima de arrefecimento do processo industrial (1°C). Estes valores foram escolhidos com base na literatura [78], sendo evidentemente uma forma de cálculo grosseira e simplista, mas que, apenas tem como objetivo perceber o efeito do aproveitamento da energia solar no desempenho técnico.

O COP representa a razão entre a energia proveniente do efeito refrigeração do evaporador e a energia fornecida ao ciclo (trabalho da bomba desprezável). Para simplificação da modelação deste sistema, foi considerada a igualdade entre as energias fornecida ao gerador (Q_{arref}) e a debitada por este, bem como, as energias de consumo de arrefecimento do processo industrial e a energia proveniente do efeito refrigeração do evaporador (Q_{evap}), ou seja, os permutadores não foram modelados.

Desta forma, a Figura 47 apresenta na base horária, a energia fornecida ao gerador sob a forma de calor para um período de tempo equivalente ao ciclo de produção de cerveja (6 horas).

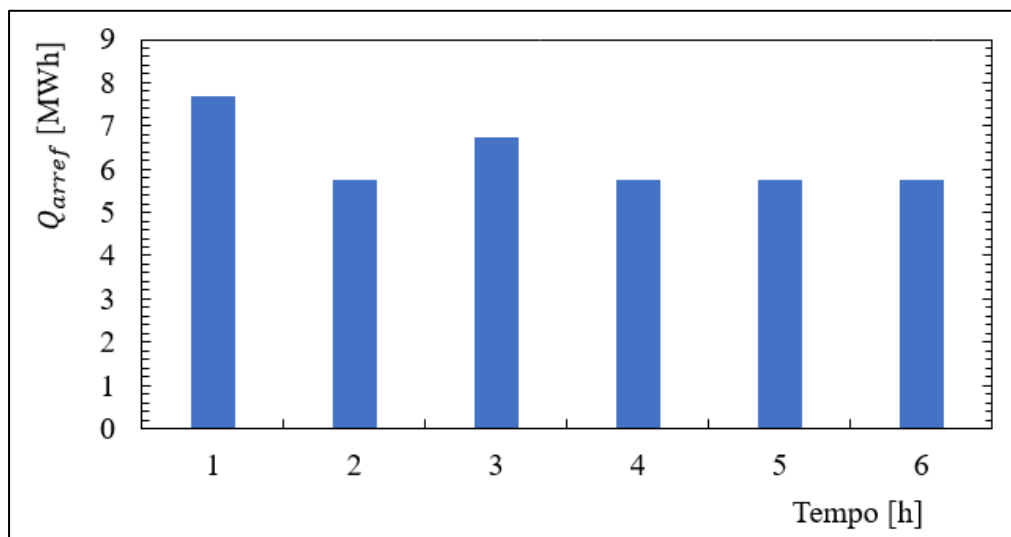


Figura 47- Energia fornecida ao gerador num ciclo de 6 horas.

Os valores apresentados correspondem à energia necessária a fornecer ao sistema de refrigeração em cada hora, por parte do sistema solar térmico ou pelo sistema de caldeiras, para que sejam supridas as necessidades de arrefecimento do processo industrial. Na base anual, é necessário fornecer ao sistema de refrigeração de ejeção cerca de 54.715MWh/ano.

O desperdício por excesso de calor solar é de 10.153MWh/ano e pode ser utilizado na totalidade para o sistema de refrigeração, pois a temperatura associada a este calor é superior a 140°C.

A Figura 48 apresenta os resultados obtidos para cada mês no ano, relativamente ao calor solar útil aproveitado a partir dos desperdícios térmicos e fornecido ao gerador ($Q_{arref,util}$), à carga de calor necessária para arrefecimento (Q_{arref}), calor fornecido pela caldeira ao gerador ($Q_{arref,cald}$) e, finalmente, ao calor solar fornecido para arrefecimento proveniente dos desperdícios térmicos ($Q_{arref,forn}$).

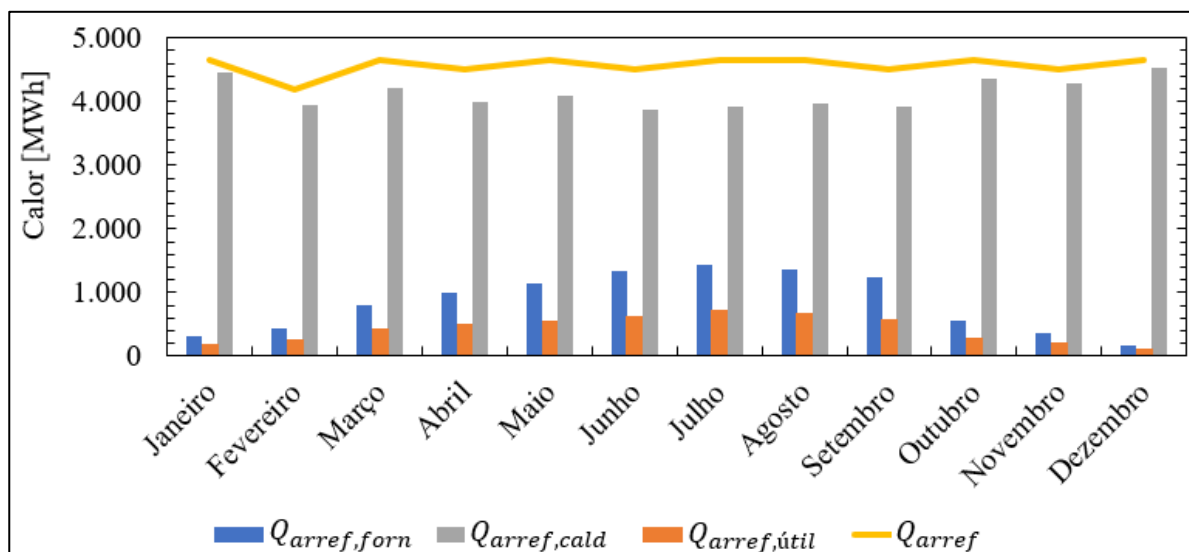


Figura 48- Resultados mensais da implementação do sistema de refrigeração de ejeção.

Através deste aproveitamento de calor solar, houve um decréscimo da fração solar do sistema, que passou de 14,1% para 12,5%, mas houve um elevado incremento da razão de calor útil, de 60% para 80%. Estes resultados são meramente indicativos, mas é expectável que num sistema de refrigeração com esta elevada dimensão, deverá ter um COP superior, o que implica menores necessidades de fornecimento de calor para arrefecimento. Como tal, estes indicadores de desempenho técnico deverão ser superiores. Assim, é possível concluir que a introdução de um sistema de refrigeração deverá melhorar o sistema solar térmico do ponto de vista do desempenho técnico, permitindo uma redução do consumo de combustível.

5 Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros

5.1 Conclusões

A presente dissertação teve como principal objetivo a análise da viabilidade técnica e económica da utilização de sistemas solares térmicos em processos industriais de temperatura elevada ($>150^{\circ}\text{C}$) em Portugal. O caso de estudo considerado, foi a indústria da produção de cerveja. Igualmente objetivo deste trabalho, foi o desenvolvimento de um modelo numérico que permitisse realizar estudos de pré-viabilidade para a integração de sistemas solares térmicos em processos industriais.

O processo de produção de cerveja analisado tem um ciclo de produção de 6 horas, dividindo-se em duas fases distintas: aquecimento e arrefecimento. A temperatura requerida para o processo de aquecimento é de 170°C . As necessidades de calor para aquecimento foram extrapoladas para a produção de cerveja do SBG, sendo necessário fornecer uma quantidade de calor anual de 108.685MWh. Relativamente ao arrefecimento, as suas necessidades não foram tidas em conta para o desenvolvimento do modelo numérico, pois seria necessário um estudo aprofundado para desenvolver um sistema de refrigeração acionado termicamente.

Foram estudados e comparados dois sistemas solares térmicos com diferentes tipos de coletores utilizados, nomeadamente, um sistema com coletores solares LF-11 e outro com coletores solares MT-Power v4. O primeiro é um coletor tipo LFR, capaz de operar com temperaturas até 400°C e possui um rendimento ótico de 63,5%. O segundo coletor é do tipo UHV-FPC, com capacidade de operar até 200°C e tem um rendimento ótico de 73,7%.

O modelo numérico foi desenvolvido com o auxílio do *software* greenius, o qual permite analisar o comportamento técnico-económico de diferentes tecnologias. O modelo teve como base a análise de múltiplos parâmetros técnicos e económicos. Relativamente aos parâmetros técnicos foram analisados os seguintes: calor consumido pelo processo industrial, calor solar fornecido ao processo industrial, calor solar útil, energia solar disponível no sistema solar, área do campo solar, temperatura média do fluido térmico. No que concerne aos parâmetros económicos, foram analisados os seguintes: *CAPEX** e *OPEX** referente a cada tipo de coletor.

Através da análise destes parâmetros, foram definidos indicadores de desempenho técnico e económico para o sistema solar térmico para avaliar a pré-viabilidade da integração de um sistema solar térmico. Relativamente aos indicadores de desempenho técnico existem três indicadores fundamentais na avaliação do desempenho do sistema solar industrial, sendo eles: razão de calor solar útil, fração solar e calor solar fornecido por unidade de área. No que diz respeito à análise económica, o indicador mais relevante nesta fase é o custo nivelado de calor.

De facto, se o valor apresentado por este último indicador for distante dos valores típicos dos sistemas convencionais de calor, dificilmente será equacionado a integração do sistema solar térmico.

A grande valência deste modelo de base de pré-viabilidade é a possibilidade de obter resultados indicativos de desempenho para um sistema solar térmico num curto período de tempo, com o auxílio do greenius. No entanto, sendo esta área de pesquisa do calor de processos industrial relativamente recente, comparativamente com a área dos painéis fotovoltaicos, verificou-se algumas limitações e problemas no *software* utilizado e que, ao nível dos resultados obtidos requer algum cuidado e critério na sua análise. Como tal, o greenius ainda carece de melhorias e otimização nesta área de simulação, especialmente nos coletores linear Fresnel ou Parabólicos.

Analizando os resultados obtidos nos indicadores de desempenho técnico, o aumento da área do sistema solar e consequentemente do calor solar fornecido ao processo industrial, permite o aumento da fração solar, mas, em contrapartida, resulta em desperdícios significativos de calor produzido no sistema solar. Globalmente, os dois sistemas solares apresentaram resultados similares para a fração solar e razão de calor útil. Foram verificadas maiores discrepâncias entre os dois sistemas para valores do calor anual fornecido ao processo até 30.000MWh/ano, com o sistema solar LF-11 a evidenciar melhores resultados até esse ponto. O sistema solar MT-Power v4 permite obter um melhor desempenho relativamente à quantidade anual de calor por unidade de área (529MWh/m²/ano) comparativamente com o sistema solar LF-11 (502MWh/m²/ano).

Relativamente ao custo nivelado de calor, para a competitividade dos sistemas solares com as tecnologias convencionais, o sistema solar LF-11 requer um *CAPEX** inferior a 350€/m² e o sistema solar MT-Power v4 necessita de um *CAPEX** inferior a 400€/m². Tendo em conta os valores indicativos do *CAPEX** e a elevada dimensão dos campos solares, os valores obtidos são plausíveis de serem atingidos. Ainda, o sistema solar MT-Power v4 apresenta um custo nivelado de calor inferior (0,023-0,11€/kWh) do que o sistema solar LF-11 (0,031-0,13€/kWh) para as diferentes condições de calor solar fornecido.

No que respeita à análise mensal para o caso de estudo escolhido (calor fornecido de cerca 25MWh/ano), conclui-se que durante os meses de verão (junho, julho e agosto) existe maior fornecimento de calor solar para os dois sistemas solares, e consequentemente maior fração solar (pico de 28% para o sistema solar LF-11 e 22% para o sistema solar MT-Power v4, ambos em julho). Em contrapartida, nestes meses existem maiores desperdícios de calor solar (razão

de calor útil mínima em junho com 52% para o sistema solar LF-11 e 57% para o sistema solar MT-Power v4). Verifica-se que o sistema solar MT-Power v4 apresenta um fornecimento de calor com maior regularidade ao longo do ano, evidenciando menores variações na fração solar e razão de calor útil.

Quanto à análise horária, para os dias 21 de junho e 22 de dezembro, verificou-se que existe uma diferença acentuada no fornecimento de calor solar para o processo industrial (114MWh no dia 21 de junho e 9MWh no dia 22 de dezembro). Para além disso, conclui-se que a temperatura média do fluido térmico, tem uma grande influência no calor solar fornecido.

Os resultados demonstram melhor desempenho técnico e económico do sistema solar MT-Power v4. Para além de ser capaz de fornecer maior quantidade anual de calor por unidade de área, a sua versatilidade é bastante maior no que toca à sua disposição na área disponível para a instalação. Finalmente, para todas as variáveis consideradas no cálculo do custo nivelado de calor, este sistema apresentou valores mais reduzidos, em consequência dos seus custos de operação e manutenção serem significativamente inferiores aos do LF-11. Todavia, tendo em conta os valores de referência para cada um dos sistemas (450€/m² para o sistema LF-11 e 625€/m² para o sistema MT-Power v4), é possível concluir que a competitividade dos sistemas solares com sistemas convencionais pode ser possível, possibilitando a massificação da integração destes sistemas em processos industriais.

De acordo com os resultados indicativos obtidos, o desempenho do sistema pode ser melhorado através do aproveitamento do excesso de calor solar para operar um ciclo de refrigeração com recurso a um ciclo ejetor. A fração solar teve uma ligeira redução de 14,1% para 12,5% e a razão de calor solar útil teve elevado acréscimo de 60% para 80%, possibilitando uma elevada poupança de combustível. O aumento da utilização do calor, permite reduzir o consumo e custos associados com a refrigeração. No entanto, o desenvolvimento de um sistema de refrigeração com ciclo de ejetor para a escala deste caso de estudo (54.715MWh/ano de necessidade para arrefecimento) e a diferença de temperaturas (170°C para 1°C) representa um desafio considerável. Outra possível solução é a utilização de ciclos de refrigeração de absorção, os quais já se encontram disponíveis comercialmente.

Relativamente ao mercado em que estes sistemas se inserem, é importante que haja divulgação e formação sobre esta área, pois este mercado ainda é um nicho e com muito potencial de utilização. Numa era em que cada vez se procura mais atingir a sustentabilidade ambiental das economias mundiais, é muito importante a aposta na investigação nos coletores solares, de forma a encontrar soluções cada vez mais eficazes e competitivas economicamente.

5.2 Perspetivas de trabalhos futuros

Foi notório que a integração de calor solar na indústria da cerveja resulta em elevados desperdícios de calor, e como tal, o rendimento do sistema solar é reduzido. Tal facto, deve-se à elevada variabilidade da curva de consumo de calor referente ao processo de produção de cerveja.

Como tal seria interessante, analisar possíveis soluções que permitissem a redução do desperdício de energia. A integração no modelo, de um sistema de armazenamento térmico, permitia melhorar a fração solar do sistema e desacoplar o fornecimento de calor solar do processo industrial. A análise deve ser estendida ao custo inerente do armazenamento, dado os tanques de armazenamento térmico representam um custo acrescido e ainda requerem um campo solar de dimensões superiores.

O processo de produção de cerveja requer calor a reduzida temperatura, necessidades usualmente colmatadas com recurso a energia elétrica. Uma possível alternativa seria utilização de um sistema de refrigeração com recurso ao ciclo de ejctor, melhorando o aproveitamento de energia solar e a redução do consumo elétrico. Seria interessante a elaboração de um modelo detalhado de um sistema de refrigeração, e analisar os benefícios do sistema incluindo os custos associados à inclusão deste tipo de sistemas.

Igualmente apropriado, seria o desenvolvimento de um sistema híbrido integrado no processo, e.g.um sistema solar térmico auxiliado por um sistema de caldeiras a biomassa [79], possibilitando descarbonização completa do processo industrial.

Referências

1. European Commission. *Heating and cooling | Energy*. 2015 [Acedido a 16 de Fevereiro 2019]; Disponível em: <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/heating-and-cooling>.
2. Eurostat. *Renewable energy statistics - Statistics Explained*. 2019 [Acedido a 21 de Fevereiro 2019]; Disponível em: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Renewable_energy_statistics#Almost_one_fifth_of_energy_used_for_heating_and_cooling_from_renewable_sources.
3. European Commission, *SWD(2016) 24 final PART 1/2 | EU Strategy for Heating and Cooling*. 2016: Brussels.
4. Hemeleers, N., P. Dumas, and S. Lambertucci, *Renewable heat sources: the best available solution to decarbonise the heating sector*. 2017, Bioenergy Europe Association, European Geothermal Energy Council and European Solar Thermal Industry Federation.
5. Comissão Europeia, *Comunicação (COM(2011) 112 final) — Roteiro de transição para uma economia hipocarbónica competitiva em 2050*. 2011: Bruxelas.
6. Stryi-Hipp, G., W. Weiss, D. Mugnier, and P. Dias, *Strategic Research Priorities for Solar Thermal Technology*, European Solar Thermal Technology Panel, Editor. 2012, European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling.
7. Horta, P., *Process Heat Collectors: State of the Art and available medium temperature collectors | Technical Report A.1.3*. 2015, IEA Solar Heating & Cooling Programme and Solar Power and Chemical Energy Systems.
8. Weiss, W. and M. Spörk-Dür, *Solar Heat Worldwide 2018*. 2018, International Energy Agency Solar Heating & Cooling Programme.
9. Epp, B., *Investment Opportunities in Solar Heat for Industry (SHIP)*. 2017, Solrico.
10. International Renewable Energy Agency and International Energy Agency-Energy Technology Systems Analysis Program, *Solar Heat for Industrial Processes - Technology Brief*. 2015.
11. Eisentraut, A. and A. Brown, *Heating Without Global Warming- Market Developments and Policy Considerations for Renewable Heat* 2014, International Energy Agency: France.

12. Horta, P. and F. ISE, *Process Heat Collectors: State of the Art and available medium temperature collectors- Technical Report A.1.3*. 2015, Solar Heating and Cooling Technology Collaboration Programme.
13. Saygin, D., R. Kempener, and D. Gielen, *Renewable energy options for the industry sector: global and regional potencial until 2030*. 2015, International Renewable Energy Agency.
14. Solar Heat Europe. *Solar Heat for Industrial Processes - Solar Heat Europe*. 2019 [Acedido a 27 de Fevereiro 2019]; Disponível em: <http://solarheateurope.eu/about-solar-heat/solar-heat-industrial-processes/>.
15. SHIP Plants. *FASA Valladolid | Solar Heat for Industrial Processes (SHIP) Plants Database*. 2019 [Acedido a 27 de Fevereiro 2019]; Disponível em: <http://ship-plants.info/solar-thermal-plants/141-fasa-valladolid-spain>.
16. SHIP Plants. *Hofmühl Brewery | Solar Heat for Industrial Processes (SHIP) Plants Database*. 2019 [Acedido a 27 de Fevereiro 2019]; Disponível em: <http://ship-plants.info/solar-thermal-plants/85-hofmuhl-brewery-germany>.
17. Integrating National Research Agendas on Solar Heat for Industrial Processes. *WP3 Technology and applications to medium temperature SHIP (150°C to 400°C)*. 2019 [Acedido a 5 de Março 2019]; Disponível em: <http://www.inship.eu/tasks.php>.
18. Gielen, D., R. Gorini, N. Wagner, R. Leme, L. Gutierrez, G. Prakash, X. Casals, B. Parajuli, M. Renner, S. Lozo, A. Khalid, Á. López-Peña, and R. Ferroukhi, *Global Energy Transformation: A Roadmap to 2050*. 2018, International Renewable Energy Agency.
19. International Renewable Energy Agency, *REmap: Roadmap for a Renewable Energy Future*. 2016.
20. Sharma, A. K., C. Sharma, S. C. Mullick, and T. C. Kandpal, *Solar industrial process heating: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **78**: p. 124-137.
21. Fleiter, T., R. Elsland, M. Rehfeldt, J. Steinbach, U. Reiter, G. Catenazzi, M. Jakob, R. Harmsen, C. Rutten, F. Dittmann, P. Rivière, and P. Stabat, *Deliverable 3.1: Profile of heating and cooling demand in 2015 data annex*. 2017, Heat Roadmap Europe.
22. Naegler, T., S. Simon, M. Klein, and H. C. Gils, *Quantification of the European industrial heat demand by branch and temperature level*. International Journal of Energy Research, 2015. **39**(15): p. 2019-2030.

23. Cottret, N. and E. Menichetti, *Technical Study Report on Solar Heat for Industrial Processes (SHIP) - State of the art in the Mediterranean region*. 2011.
24. Kalogirou, S. A., *Chapter 3 - Solar Energy Collectors*, in *Solar Energy Engineering (Second Edition)*, S.A. Kalogirou, Editor. 2014, Academic Press: Boston. p. 125-220.
25. RINA Consulting S.p.A., *Deliverable 2.1 – Use Cases for the Integration of Solar Heat in Industrial Processes Identification and Characterization*. 2018.
26. Stine, W. B. and M. Geyer. *Power From The Sun :: Chapter 8*. 2001 [Acedido a 31 de Março 2019]; Disponível em: <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter08/chapter08.html#8.4%20Reflection%20of%20Energy%20to%20the%20Receiver>.
27. Stine, W. B. and M. Geyer. *Power From The Sun :: Chapter5*. 2001 [Acedido; Disponível em: <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter05/chapter05.html#5.3.1%20Optical%20Efficiency>.
28. Jakob, U., A. Al-Maaita, M. H. Rittman-Frank, and F. Kiedaisch, *Handbook for solar industrial applications at 100-250°C*. 2016, FRESH NRG.
29. Alternative Energy Tutorials. *Evacuated Tube Collector for Solar Hot Water System*. 2019 [Acedido a 31 de Março 2019]; Disponível em: <http://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/evacuated-tube-collector.html>.
30. Benvenuti, C., *The SRB solar thermal panel*. Europhysics News, 2013. **44**(3): p. 16-18.
31. Kalogirou, S. A., *Solar thermal collectors and applications*. Progress in Energy and Combustion Science, 2004. **30**(3): p. 231-295.
32. Cabrera, F. J., A. Fernández-García, R. M. P. Silva, and M. Pérez-García, *Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **20**: p. 103-118.
33. Kutscher, C., F. Burkholder, and K. Stynes, *Generation of a Parabolic Trough Collector Efficiency Curve from Separate Measurements of Outdoor Optical Efficiency and Indoor Receiver Heat Loss* 2010, National Renewable Energy Laboratory.
34. Silva, R., M. Berenguel, M. Pérez, and A. Fernández-Garcia, *Thermo-economic design optimization of parabolic trough solar plants for industrial process heat applications with memetic algorithms*. Applied Energy, 2014. **113**: p. 603-614.

35. United States Environmental Protection Agency. *Solar Heating and Cooling Technologies*. [Overviews and Factsheets] 2019 [Acedido a 10 de Março 2019]; Disponível em: <https://www.epa.gov/rhc/solar-heating-and-cooling-technologies#Concentrating-solar-systems>.
36. Gouthamraj, K., K. Rani, and G. Satyanarayana, *Design and Analysis of Rooftop Linear Fresnel Reflector Solar Concentrator*. International Journal of Engineering and Innovative Technology, 2013. 2(11).
37. Ahmed, M. H. and A. M. A. Amin, *Thermal Analysis of the Performance of Linear Fresnel Solar Concentrator*. Journal of Clean Energy Technologies, 2015. 4(5): p. 316-320.
38. Wang, R. Z., Z. Y. Xu, and T. S. Ge, *Introduction to solar heating and cooling systems*, in *Advances in Solar Heating and Cooling*. 2016. p. 3-12.
39. Häberle, A., *Concentrating solar technologies for industrial process heat and cooling*, in *Concentrating Solar Power Technology*. 2012. p. 602-619.
40. Absolicon. *The best concentrated solar collector in the world | Absolicon Solar Collector*. 2018 [Acedido a 17 de Março 2019]; Disponível em: <http://www.absolicon.com/the-best-concentrated-solar-collector-in-the-world/>.
41. Institute for Solar Research of the German Aerospace Center. *DLR - Institute of Solar Research - Concrete collector*. 2019 [Acedido a 17 de Março 2019]; Disponível em: https://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-10649/18658_read-43430/.
42. Department for Business, E. a. I. S., *Evidence Gathering: Thermal Energy Storage (TES) Technologies*. 2016.
43. Muster, B., I. B. Hassine, A. Helmke, S. Heß, P. Krummenacher, B. Schmitt, and H. Schnitzer, *Solar Process Heat for Production and Advanced Applications-Integration Guideline | Deliverable B2*. 2015, IEA Solar Heating & Cooling Programme and Solar Power and Chemical Energy Systems.
44. Furbo, S., *Using water for heat storage in thermal energy storage (TES) systems*, in *Advances in Thermal Energy Storage Systems*. 2015. p. 31-47.
45. Tian, Y. and C. Y. Zhao, *A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications*. Applied Energy, 2013. 104: p. 538-553.
46. Hauer, A., *Thermal energy storage* 2013, International Energy Agency-Energy Technology System Analysis Programme

47. Stutz, B., N. Le Pierres, F. Kuznik, K. Johannes, E. Palomo Del Barrio, J.-P. Bédécarrats, S. Gibout, P. Marty, L. Zalewski, J. Soto, N. Mazet, R. Olives, J.-J. Bezian, and D. P. Minh, *Storage of thermal solar energy*. Comptes Rendus Physique, 2017. **18**(7-8): p. 401-414.
48. Mekhilef, S., R. Saidur, and A. Safari, *A review on solar energy use in industries*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. **15**(4): p. 1777-1790.
49. Alva, G., Y. Lin, and G. Fang, *An overview of thermal energy storage systems*. Energy, 2018. **144**: p. 341-378.
50. Pereira da Cunha, J. and P. Eames, *Thermal energy storage for low and medium temperature applications using phase change materials – A review*. Applied Energy, 2016. **177**: p. 227-238.
51. Dinker, A., M. Agarwal, and G. D. Agarwal, *Heat storage materials, geometry and applications: A review*. Journal of the Energy Institute, 2017. **90**(1): p. 1-11.
52. Alva, G., L. Liu, X. Huang, and G. Fang, *Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **68**: p. 693-706.
53. Fraunhofer ISE. *Innovations in thermal and electric storage systems: Fraunhofer ISE at the Energy Storage Europe*. 2019 [Acedido a 19 de Março 2019]; Disponível em: <https://idw-online.de/de/news711544>.
54. Frank, E., F. Mauthner, and S. Fischer, *Overheating prevention and stagnation handling in solar process heat applications - Technical Report A.1.2*. 2015, IEA Solar Heating & Cooling Programme and Solar Power and Chemical Energy Systems.
55. Laboratory, N. R. E. *System Advisor Model (SAM)*. 2019 [Acedido a 16 de Julho 2019]; Disponível em: <https://sam.nrel.gov>.
56. Institute for Solar Research of the German Aerospace Center, *DLR - Institute of Solar Research - greenius - The Green Energy System Analysis Tool*. 2019.
57. Banco de Portugal, *Análise das empresas da indústria das bebidas | Estudos da Central de Balanços* 2017.
58. Lusa, *Super Bock Group é a nova designação da Unicer | Empresas | PÚBLICO*. PÚBLICO, 2017.
59. Group, S. B., *O PODER DA TRANSFORMAÇÃO | Relatório de Gestão 2017*. 2018.

60. Eiholzer, T., D. Olsen, S. Hoffmann, B. Sturm, and B. Wellig, *Integration of a solar thermal system in a medium-sized brewery using pinch analysis: Methodology and case study*. Applied Thermal Engineering, 2017. **113**: p. 1558-1568.
61. Sturm, B., S. Hugenschmidt, S. Joyce, W. Hofacker, and A. P. Roskilly, *Opportunities and barriers for efficient energy use in a medium-sized brewery*. Applied Thermal Engineering, 2013. **53**(2): p. 397-404.
62. Louvet, Y., S. Fischer, S. Furbo, F. Giovanetti, F. Mauthner, D. Mugnier, and D. Philippen, *Guideline for levelized cost of heat (LCOH) calculations for solar thermal applications*. 2017.
63. Gabbrielli, R., P. Castrataro, F. Del Medico, M. Di Palo, and B. Lenzo, *Levelized Cost of Heat for Linear Fresnel Concentrated Solar Systems*. Energy Procedia, 2014. **49**: p. 1340-1349.
64. Commissariat à l'énergie atomique et aux énergies alternatives, *Deliverable 2.3 Key Performance Indicators to evaluate the integration of solar heating in industrial processes*. 2018.
65. Meteotest. *Meteonorm | Intro*. 2019 [Acedido a 10 de Junho 2019]; Disponível em: <https://meteonorm.com/>.
66. Industrial Solar, *Technical Data | Industrial Solar linear Fresnel collector LF-11*. 2017.
67. Solar, I. *Fresnel Collector - Industrial Solar - Renewables Onsite*. 2018 [Acedido a 2019-05-25; Disponível em: <https://www.industrial-solar.de/en/products/fresnel-collector/>].
68. Institute for Solar Research of the German Aerospace Center, *greenius Manual*. 2018.
69. Piccinetti, G., *Solar collectors*. 2015.
70. Feldhoff, J. F., *Linear Fresnel Collectors | A Technology Overview*. 2012.
71. TVP Solar, *Product Datasheet | MT-Power: Thermal Applications 100°C To 180°C*. 2017.
72. DIN CERTCO, *MT-Power v4 TVP Solar SA- DIN CERTCO*. 2017.
73. Kovacs, P., *A guide to the standard EN 12975*. 2012, Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology.
74. Eastman, *THERMINOL® 54 | heat transfer fluid*. 2017.

75. Giovannetti, F. and P. Horta, *Technical Report A.2.1 | Comparison of process heat collectors with respect to technical and economic conditions*. 2016, International Energy Agency Solar Heating and Cooling Programme.
76. Eurostat, *Natural gas prices for non-household consumers, second half 2018 (EUR per kWh)*. 2019.
77. Lusa. *Meta portuguesa de redução de dependência energética é "realística"*. Notícias ao minuto 2019 [Acedido a 18 de Junho 2019]; Disponível em: <https://www.noticiasao minuto.com/economia/1272751/meta-portuguesa-de-reducao-de-dependencia-energetica-e-realistica>.
78. Varga, S., A. C. Oliveira, and B. Diaconu, *Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning*. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2009. **4**(1): p. 2-8.
79. Soares, J., A. C. Oliveira, S. Dieckmann, D. Krüger, and F. Orioli, *Evaluation of the performance of hybrid CSP/biomass power plants*. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2018. **13**(4): p. 380-387.

ANEXO A: Análise horária ao sistema solar MT-Power v4

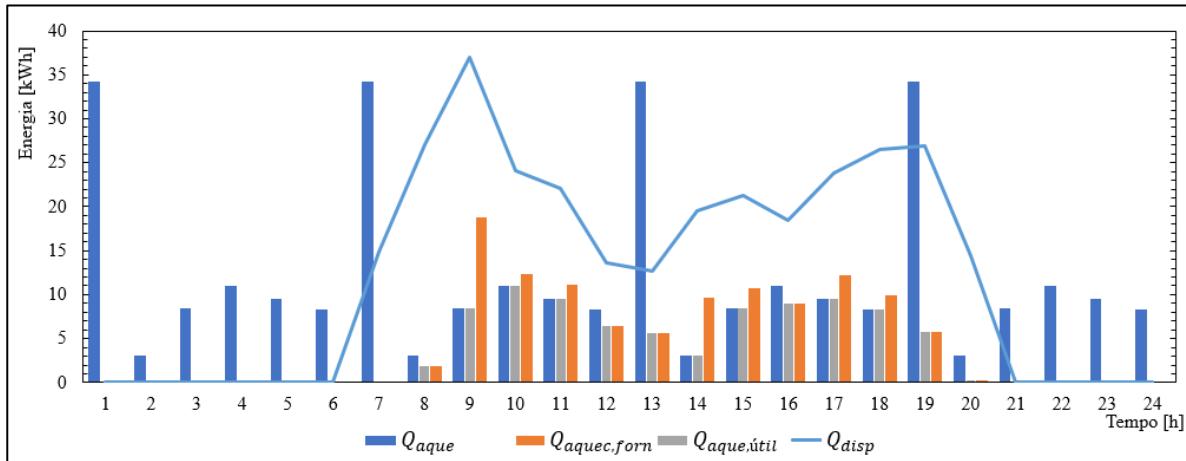


Figura AN.1- Variação horária das energias de carga, solar térmica fornecida, solar térmica útil e desperdiçada no dia 21 de junho.

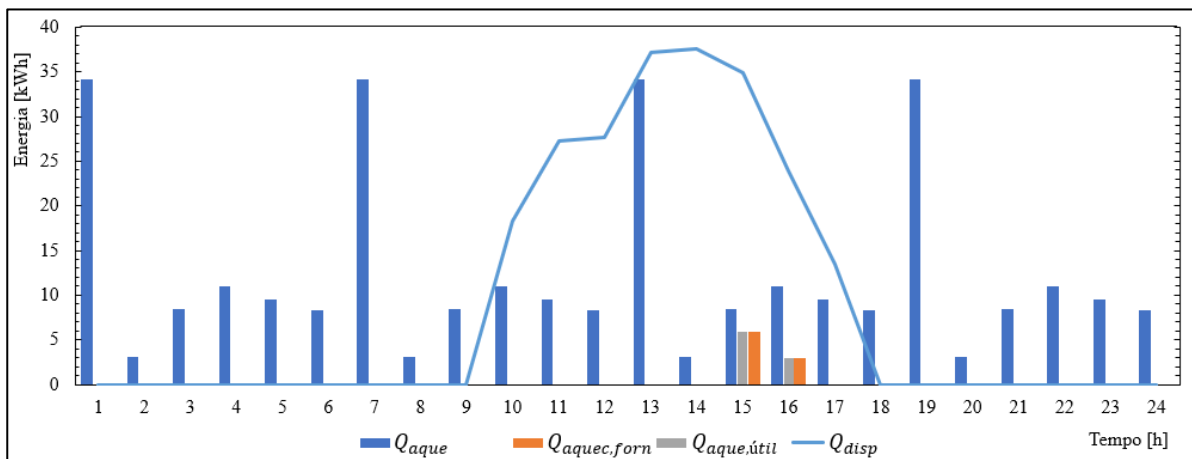


Figura AN.2- Variação horária das energias de carga, solar térmica fornecida, solar térmica útil e desperdiçada no dia 21 de dezembro.

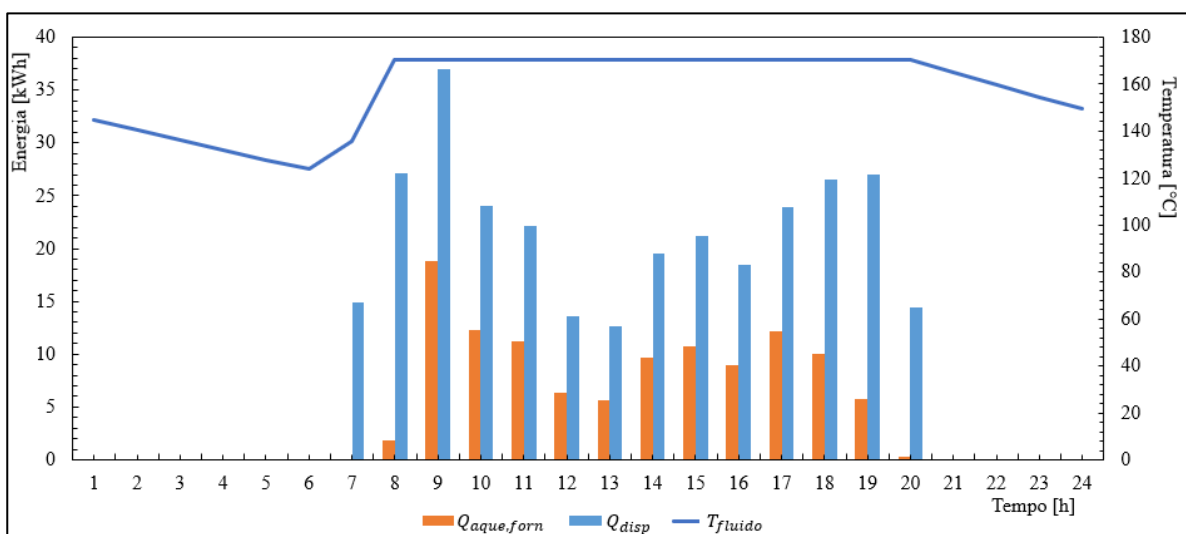


Figura AN.3- Variação da temperatura média do fluido, o calor fornecido e o calor absorvida pelo campo de coletores no dia 21 de junho.