

Modelo transiente para recetores externos tubulares de saís fundidos para centrais solares de torre

Jéssica Maria Moreira Lima

Dissertação para obtenção de Grau de Mestre em

Engenharia e Gestão da Energia

Orientadores: Prof. Luís Filipe Moreira Mendes
Eng. João Pereira Cardoso

Júri:

Presidente: Prof. Jorge de Saldanha Gonçalves Matos
Orientador: Prof. Luís Filipe Moreira Mendes
Vogal: Dr. Jorge Manuel Resende Vieira Facão

Julho 2024

Declaração

Declaro que o presente documento é um trabalho original da minha autoria e que cumpre todos os requisitos do Código de Conduta e Boas Práticas da Universidade de Lisboa.

Agradecimentos

Primeiramente, gostaria de agradecer aos orientadores, Professor Luís Filipe Mendes e Engenheiro João Pereira Cardoso. Pela dedicação, disponibilidade e disciplina apresentada para me guiar e aconselhar durante todo este processo.

Adicionalmente gostaria de agradecer ao Professor José Manuel Pereira pelos seus conselhos no campo de dinâmica dos fluidos computacional. E ao Professor Ramiro Joaquim Neves pela sua constante disponibilidade para debater ideias relativas à transferência de energia e massa.

Por fim, um agradecimento especial à minha mãe, irmã e avó.

Resumo

Atualmente, torres solares com misturas de sais fundidos e sistemas de armazenamentos de longa duração são usadas comercialmente e têm-se destacado como alternativa de produção de eletricidade despachável, com elevados fatores de capacidade.

Esta dissertação tem como objetivo o desenvolvimento computacional de um modelo térmico transiente para recetores externos tubulares de mistura de sais fundidos em sistemas de torres solares. O modelo utiliza dinâmica dos fluidos computacional unidimensional e contém um módulo secundário de ligação ao programa Tonatiuh, permitindo obter as matrizes de irradiância, adaptado de um código pré-existente. O objetivo deste modelo é permitir a análise térmica transiente do recetor, com custo computacional reduzido, podendo ser utilizado no dimensionamento de recetores cilíndricos ou planos e na análise de estratégias operacionais.

O modelo foi verificado em regime estacionário, comparando os seus resultados com os obtidos com um modelo tridimensional, implementado no programa ANSYS Fluent, disponível na literatura. As diferenças relativas máximas obtidas foram +5.68% e +0.95% para o rendimento térmico e temperatura do fluido, respetivamente.

O modelo transiente foi utilizado para dimensionar um recetor constituído por um painel plano, com mistura de carbonatos, a ser estudado na plataforma de testes do LNEG. O recetor foi simulado num período de arranque, demorando ~46,5 minutos a atingir a temperatura do fluido desejada na saída (~600 °C); num período de passagem de nuvens, verificando a sua influência no funcionamento do recetor; e num período de céu limpo e centrado no ponto nominal, em que manteve uma temperatura do fluido na saída de ~600°C.

Palavras-chave: Energia solar com concentração, recetor central externo tubular, sais fundidos, modelo de transferência de calor unidimensional, regime transiente, campo de helióstatos.

Abstract

Currently, solar towers with molten salt mixtures and long-term storage systems are used commercially and have emerged as an alternative to produce dispatchable electricity, with high-capacity factors.

This dissertation aims to develop a computational model for the transient thermal analysis of external tubular receivers using molten salt mixtures in concentrating solar tower systems. The model employs one-dimensional computational fluid dynamics and includes a secondary module for integration with the Tonatiuh software, enabling the acquisition of irradiance matrices, adapted from a pre-existing code. The purpose of this model is to facilitate the transient thermal analysis of a receiver with reduced computational costs, allowing its use in the design of cylindrical or flat receivers and in the analysis of operational strategies.

The model was verified in a steady-state regime by comparing its results with those obtained from a three-dimensional model implemented in the ANSYS Fluent software, available in the literature. The maximum relative differences obtained were +5.68% and +0.95% for thermal efficiency and fluid temperature, respectively.

The transient model was used to design a receiver consisting of a flat panel working with a carbonate mixture, to be studied at the LNEG testing platform. The receiver was simulated during a startup period, taking approximately 46.5 minutes to reach the desired fluid temperature at the outlet (~ 600 °C); during a period of cloud passage, to assess its influence on the receiver's operation; and during a clear sky period at nominal point, where it maintained an outlet fluid temperature of ~ 600 °C.

Keywords: Concentrating solar power, external tubular central receiver, molten salt, one-dimensional heat transfer model, transient analysis, heliostat field.

Índice

Agradecimentos.....	iii
Resumo	iv
Abstract.....	v
Lista de tabelas	ix
Lista de figuras	x
Nomenclatura	xii
Capítulo 1	1
Introdução.....	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos.....	6
1.3 Metodologia	8
1.4 Estrutura da dissertação.....	8
Capítulo 2	9
Estado da arte	9
2.1 Centrais solares térmicas concentradas de torres solares	9
2.1.1 Sistema de central de recetor central tubular de mistura de sais fundidos	9
2.1.2 Sistema central de recetor central tubular de água/vapor	11
2.2 Sistema concentrador do campo de helióstatos	12
2.2.1 Alinhamento de espelhos e métodos de rastreamento	13
2.2.2 Rendimento do campo de helióstatos	14
2.2.3 Estratégias de foco.....	15
2.3 Recetores centrais.....	15
2.3.1 Recetores de partículas sólidas	15
2.3.2 Recetores a gás	16
2.3.3 Recetores líquidos.....	17
2.4 Recetores analisados no modelo térmico	19
2.4.1 Recetor central externo tubular cilíndrico de mistura de sais fundidos.....	19
2.4.2 Recetor central externo tubular de um painel retangular vertical plano.....	20
2.5 Fluidos de trabalho para recetores líquidos	21
2.6 Ciclos termodinâmicos do bloco de potência	23
2.7 Programas de simulação existentes	24
2.8 Modelos térmicos analisados	25
2.8.1 Modelos térmicos estacionários de María Rodríguez-Sánchez.....	25
2.8.2 Modelo térmico transiente unidimensional de Li Xu.....	27
2.9 Método dos volumes finitos	30
Capítulo 3	32
Modelo térmico	32
3.1 Configurações dos recetores implementadas.....	32

3.2 Fluido de trabalho, material dos tubos e restrições operacionais	33
3.3 Conceito geral do modelo térmico.....	34
3.4 Equações da conservação de energia na forma diferencial	36
3.4.1 Equações diferenciais tridimensionais gerais	36
3.4.2 Equações diferenciais simplificadas para o modelo unidimensional CFD-1D	37
3.5 Trocas de calor pela superfície lateral	43
3.5.1 Radiação solar incidente e refletida	43
3.5.2 Trocas de calor por radiação.....	44
3.5.3 Trocas de calor por convecção externa	45
3.5.4 Trocas de calor por convecção interna	46
3.6 Método dos volumes finitos	46
3.6.1 Discretização do domínio espacial e temporal.....	46
3.6.2 Semi-discretização das equações diferenciais parciais	47
3.6.3 Esquema espacial do fluxo difusivo	50
3.6.4 Esquema espacial do fluxo advectivo	52
3.6.5 Esquema temporal	53
3.6.6 Condições iniciais e de fronteira	54
3.6.7 Sistema de equações algébricas discretizadas finais	54
3.6.8 Condições de estabilidade	56
3.7 Temperatura de saída, taxas de calor totais e Rendimentos.....	57
Capítulo 4	58
Validação do modelo térmico	58
4.1 Validação dos resultados do regime estacionário: comparação com os modelos estacionários de María Rodríguez-Sánchez	59
4.2 Validação dos resultados do período transiente: comparação com o modelo transiente de Li Xu	66
Capítulo 5	68
Caso de estudo do LNEG.....	68
5.1 Introdução do caso	69
5.2 Dimensionamento do recetor	69
5.3 Análise de sensibilidade	73
5.4 Análise de períodos horários específicos.....	75
Capítulo 6	79
Conclusão.....	79
6.1 Futuro trabalho	80
Bibliografia	80
Anexo A	84
A.1 Propriedades fluidos de trabalho	84
A.2 Propriedades do material dos tubos	85
Anexo B	86
B.1 Anexos da validação do modelo	86

ANEXO C.....	87
Coeficiente de transferência de calor por convecção externa para recetores cilíndricos.....	87
C.1 Coeficiente de convecção externa forçada	88
C.2 Coeficiente de convecção externa natural	90
Anexo D.....	91
Coeficiente de transferência calor por convecção externa para recetores de um painel	91
D.1 Coeficiente de convecção externa forçada	91
D.2 Coeficiente de convecção externa natural	92
Anexo E	93
Coeficiente de transferência de calor por convecção interna	93
E.1 Regime laminar	93
E.2 Regime transitório	94
E.3 Regime turbulento.....	95
Anexo F	96
Funcionamento do programa	96
F.1 Algoritmo e dados de entrada do modelo computacional térmico	96
F.2 Algoritmo e dados de entrada do modelo de conexão ao Tonatiuh	99

Lista de tabelas

Tabela 1- Custo total instalação, fator de capacidade e LCOE por tecnologia. Modificado de [4].	1
Tabela 2- Comparação das tecnologias de CSP. Expeto o LCOE e maturidade, os restantes dados são de 2012. **35% obtido para ciclo combinado. *565 °C é o máximo para a mistura de sais comercialmente mais usada.	4
Tabela 3- Fluxo de pico permitido e temperatura máxima saída permitida no recetor para diferentes categorias de recetores centrais e os seus meios de transferência de calor. *Pode ser limitado pelos materiais do recetor. Modificado de [14].	6
Tabela 4- Características dos tipos de misturas de sais fundidos. "sal solar": (60%-40%pp NaNO ₃ -KNO ₃). "Carbonatos": (32.12%-33.36%-34.52%pp Li ₂ CO ₃ -Na ₂ CO ₃ -K ₂ CO ₃). "Cloretos" é a média das 5 misturas [38]. "Fluoretos" é a média das 4 misturas [38].	23
Tabela 5- Resumo de características das mistura de sais utilizados e combinações com materiais dos tubos.	33
Tabela 6- Condições operacionais variáveis dos casos de estudo de Rodríguez-Sánchez, et al. [17].	59
Tabela 7- Número de volumes de controlo por tubo vertical e por caminho. Diferenças médias absoluta e relativa entre os perfis da temperatura do fluido entre hipóteses de 13, 26, e 52 volumes de controlo em relação a 104. Resultados do tempo computacional. (Caso A, caminho Oeste).	61
Tabela 8- Resultados do rendimento térmico do recetor, temperatura do fluido na saída e temperatura do tubo máxima, para os cinco casos e cinco modelos. Nos modelos SM e CFD-1D a temperatura do tubo é a média na direção angular, nos modelos HTM, HHFM e CFD-3D a temperatura do tubo considera variações na direção angular. Retirado de Rodríguez-Sánchez, et al. [17].	64
Tabela 9- Diferença absoluta e relativa dos resultados da Tabela 4, usando como referência o modelo CFD-3D.	64
Tabela 10- Comparação do tempo computacional médio das simulações dos casos de estudo. Dados retirados de Rodríguez-Sánchez, et al. [17].	66
Tabela 11- Análise de sensibilidade da duração do período transiente para o modelo de Xu e modelo CFD-1D. Análise de sensibilidade de TOL. Simulação de CFD-1D feita com a mesma taxa de fluxo de massa Xu. Para simulações com temperatura do fluido superior a 600°C o programa de CFD-1D interrompe a simulação pois as equações das propriedades termofísicas do fluido não foram encontradas para esse domínio. Dados retirados de Xu, et al. [20].	67
Tabela 12- Análise de sensibilidade da duração do período transiente para o modelo de Xu e modelo CFD-1D. Análise de sensibilidade de TOL. Simulação de CFD-1D feita com a mesma temperatura do fluido na saída de Xu de 565 °C. Dados retirados de Xu, et al. [20].	67
Tabela 13- Rácios em relação à energia solar incidente total no período transiente, para o modelo de Xu e modelo CFD-1D. ("–": não fornecido). Dados retirados de Xu, et al. [20].	68
Tabela 14- Rácios em relação à energia solar incidente no período estacionário, para o modelo de Xu e modelo CFD-1D. ("–": não fornecido). Dados retirados de Xu, et al. [20].	68
Tabela 15- Condições nominais usadas para dimensionamento.	70
Tabela 16- Gama de valores dos parâmetros de otimização.	71
Tabela 17- Características do recetor dimensionado e dados em funcionamento nominal.	73
Tabela 18- Resultados durante do período de simulação do rendimento do recetor, energia solar incidente, útil, perdida por radiação, perdida por convecção externa e perdida por reflexão do recetor. 1-período de arranque, 2-período centrado no ponto nominal, 3-período de eventos transientes (passagem de nuvens).	78
Tabela Anexo 1- Parâmetros de entrada dos modelos de Rodríguez-Sánchez, et al. [17] e CFD-1D.	86
Tabela Anexo 2- Parâmetros de entrada dos modelos de González, et al. [45], de Xu, et al [20] e de CFD-1D.	87
Tabela Anexo 3- Resumo dados de entrada do módulo térmico.	98
Tabela Anexo 4- Resumo dos dados de entrada do módulo de conexão ao Tonatiuh.	100

Lista de figuras

Figura 1 -Esquema geral do funcionamento do sistemas CSP. Modificado de [6].	2
Figura 2 -Tecnologias CSP. Modificado de [10].	3
Figura 3 -LCOE para projetos de CSP consoante tecnologia, capacidade, armazenamento. Modificado de [4].	4
Figura 4 - Evolução dos rendimentos com a temperatura do recetor e fator de concentração. Esquerda: Rendimento solar-térmica (concentrador e recetor) e rendimento térmica-elétrica (bloco potência). Direita: Rendimento total do sistema solar-elétrica. Equações (1.1) e (1.2) com: $\alpha_{rec} = \epsilon_{rec} = 0.95$; $h_{convExt} = 10Wm2K$; $\eta_{hel} = 0.6$; $DNI=800Wm2$; $T_{frio} = T_{amb} = 20^{\circ}C$. Modificado de [14].	6
Figura 5 -Esquema simplificativo do sistema da central Gemasolar. "Des."- desgasificador. Modificado de [23].	9
Figura 6 -Sistema central CSP de recetor externo tubular de água/vapor, com DSG e ciclo de Rankine. Modificado de [26].	11
Figura 7 -a) Vista aérea da central Gemasolar (37°33'29"N 5°19'45"W) [64]. b) Esquema helióstato convencional de grandes dimensões. Modificado de [27].	12
Figura 8 - a) Helióstato sem alinhamento de espelhos. b) Helióstato com alinhamento. Modificado de [27].	13
Figura 9 -a) Rastreamento de azimuth e elevação. b) Rastreamento com alinhamento do alvo. Modificado de [27].	13
Figura 10 -a) Esquema do efeito do ângulo de incidência θ numa central no hemisfério norte. b) Detalhe da área de reflexão efetiva. Modificado de [28].	14
Figura 11 -Estratégias de foco principais para recetores externos cilíndricos. Modificado de [16].	15
Figura 12 -Sistema de recetor central de partículas sólidas em queda livre. Modificado de [60].	16
Figura 13 -a) Recetor volumétrico a ar com material poroso metálico, modificado de [61]. b) Recetor de pequenas partículas a ar, modificado de [31].	17
Figura 14 -a) RAD-externa. b) RAD-interna. c) RAI. Modificado de [22].	18
Figura 15 -a) Recetor externo tubular. b) Recetor cavidade tubular. c) Vista abrindo o topo de b). Modificado de [30].	19
Figura 16 -a) Recetor central externo tubular cilíndrico. b) Painel individual do recetor. Modificadas de [16].	20
Figura 17 -a) Esquema do recetor central externo tubular cilíndrico, modificado de [62]. b) Ligação de dois painéis em série, modificado de [59]. c) Suporte de um tubo, modificado de [36].	20
Figura 18 -Esquerda: Representação de sistema de torre com recetor tubular externo de um painel retangular plano vertical (delimitado a vermelho). Direita: Exemplo de uma configuração do recetor de um painel.	21
Figura 19 -Porcentagem de nova capacidade instalada por tipo de fluido de trabalho e para diferentes tecnologias de sistemas de calor concentrado. Modificado de [5].	21
Figura 20 -Rendimento do bloco de potência total do sistema para os diferentes ciclos termodinâmicos do bloco de potência para pressão máxima de 20Mpa e 30MPa, com arrefecimento com água. Modificada de [7].	24
Figura 21 - Geometria de simulação de transferência de calor no recetor. Fluxos: q_0'' perdas radiação; q_c, l'' perdas convecção externa; qh'' irradiância incidente; qt'' transferido para o fluido de trabalho. Modificada de [17].	26
Figura 22 -Processo de aplicação do método dos volumes finitos.	30
Figura 23 -a) Configurações de escoamento para o recetor externo tubular cilíndrico, introduzidas no presente programa do modelo CFD-1D. Número de caminhos de escoamento. b) Detalhe C3. Modificado de Sánchez [34].	32
Figura 24 -Configurações embutidas no programa para recetores de um painel.	33
Figura 25 -Geometria de um troço diferencial do painel com o tubo em análise e dois tubos adjacentes. Taxas de calor diferenciais na metade frontal do tubo. Volume de controlo diferencial da metade da frontal do tubo (verde) e do fluido de trabalho (azul). Superfície fictícia da envolvente (transparente). Parede refratária e isolamento.	34

Figura 26- Representação dos tubos representativos dos caminhos Este e Oeste da configuração C3. Metade frontal (verde), metade traseira (cinza), fluido (azul). Esquema da esquerda alterado de [45].	35
Figura 27- Representação do balanço de energia nos volumes de controlo do fluido de trabalho (azul) e da metade frontal do tubo (verde). a) corte transversal do painel. b) corte lateral central no tubo central.	40
Figura 28- Representação da divisão do tubo representativo em volumes de controlo constantes. Verde: volume controlo metade frontal do tubo. Azul: volume controlo fluido. Preto: volume de controlo metade traseira tubo.	47
Figura 29- Representação do esquema de diferenças centrais no fluxo difusivo, [47].	51
Figura 30- Representação do esquema de diferenças centrais no fluxo advectivo [47].	52
Figura 31- Representação do esquema Upwind de 1ª ordem no fluxo advectivo [47].	53
Figura 32-a) Mapa de irradiância incidente no recetor, eixo central vertical a Norte, dados fornecidos diretamente por María Sánchez. b) Perfil longitudinal de irradiância incidente no caminho Oeste.	60
Figura 33- Perfis longitudinais da diferença da temperatura do fluido de trabalho entre hipóteses de 13, 26 e 52 volumes de controlo em relação a 104. (Caso A, caminho Oeste).	60
Figura 34- Perfis longitudinais da temperatura do fluido de trabalho e do tubo no caminho Oeste, para os modelos HTM e CFD-1D, para o caso A. Temperatura do tubo de HTM é para $\theta=0^\circ$ e na parede externa; para CFD-1D é a média da metade frontal do tubo na direção angular, e não considera variações na direção radial. Dados retirados de [17].	62
Figura 35- Perfis axiais da temperatura do tubo no início, meio e fim do 1º Painel do caminho Oeste, para o caso A. CFD-3D e HTM: temperatura varia na direção angular. CFD-1D: temperaturas médias angulares para as metades traseira e frontal, traseira à temperatura do fluido; sem variação radial. Figura modificada de Sánchez, et al. [17].	62
Figura 36- Perfis longitudinais do fluxo das taxas de calor útil no caminho Oeste, caso A. Área é a superfície lateral total do tubo. Dados retirados de Sánchez, et al. [17].	65
Figura 37- Representação do sistema de teste de torre solar do LNEG. a) Planta. b) Helióstato. c) Fotografia do local sem os helióstatos. Fonte, comunicação pessoal: Engenheiro João Cardoso, LNEG.	69
Figura 38-a) Sistema implementado no Tonatiuh. b) Representação das configurações de painéis analisadas P5, P6.	70
Figura 39- Mapas de irradiância incidente no recetor e resultados para os métodos de focagem.	71
Figura 40- Resultados dos 84 casos. Números indicados dentro dos gráficos são o número de tubos. a), b) Círculo a vermelho é o caso otimizado selecionado.	72
Figura 41- Análise sensibilidade para o recetor dimensionado. Influência de taxa de fluxo de massa e DNI na: potência útil, rendimento, temperatura do fluido na saída, e no instante de alcance do regime estacionário <i>test</i> .	74
Figura 42- Reação do recetor a eventos transientes (passagem de nuvem), com perturbação de DNI. Séries temporais para célula inicial e final, e para períodos de perturbação de 20 s e 320 s. a) e b) Série temporal das temperaturas do tubo e fluido de trabalho, c) Série temporal das potências na célula final para perturbação 320 s.	75
Figura 43- Resultados relevantes da simulação do período de arranque, 1 Julho 2022.	76
Figura 44- Resultados relevantes da simulação do período centrado no ponto nominal, 1 Julho 2022.	77
Figura 45- Resultados relevantes simulação período de eventos transientes (passagem de nuvens), 5 Junho 2022.	78
Figura Anexo 1- Diagrama de fluxo de resumo do funcionamento do módulo de conexão ao Tonatiuh.	100

Nomenclatura

A_{env}	Área da superfície fictícia que representa a envolvente [m^2]
$A_{ext,s}$	Área lateral externa do volume de controlo da metade frontal do tubo [m^2]
$A_{incSolar}$	Área de incidência solar por volume de controlo [m^2]
$A_{int,f}$	Área lateral interna do volume de controlo do fluido [m^2]
$A_{int,s}$	Área lateral interna do volume de controlo da metade frontal do tubo [m^2]
$A_{T,f}$	Área transversal do volume de controlo do fluido [m^2]
$A_{T,s}$	Área transversal do volume de controlo da metade frontal do tubo [m^2]
c_p	Capacidade térmica específica a pressão constante [$J/(Kg \cdot K)$]
d_{int}	Diâmetro interno tubo [m]
d_{ext}	Diâmetro externo tubo [m]
D_{rec}	Diâmetro recetor cilíndrico[m]
dif_a	Diferença absoluta
dif_r	Diferença relativa
dx	Passo espacial, Comprimento do volume de controlo infinitesimal [m]
$\dot{E}_{adv_z}$	Taxa de energia transferida pela advecção do fluido que entra no volume de controlo [W]
$\dot{E}_{adv_z+dz}$	Taxa de energia transferida pela advecção do fluido que sai do volume de controlo [W]
$\dot{E}_{arm,f}$	Taxa de aumento da energia armazenada nos volumes de controlo do fluido [W]
$\dot{E}_{arm,s}$	Taxa de aumento da energia armazenada no volumes de controlo da metade frontal do tubo [W]
F_{env-s}	Fator de forma da radiação que sai do envolvente e intercetada pelo tubo [-]
F_{s-env}	Fator de forma da radiação que sai do tubo e intercetada pela envolvente [-]
$\bar{h}_{cf}^t$	Coefficiente de transferência térmica médio por convecção externa forçada [$W/(m^2 \cdot K)$]
$\bar{h}_{cn}^t$	Coefficiente de transferência térmica médio por convecção externa natural [$W/(m^2 \cdot K)$]

$h_{d_{int}}$	Coeficiente convecção interna forçada local, dimensão característica d_{int} [$W/(m^2 \cdot K)$]
$\bar{h}_{mix}$	Coeficiente de transferência térmica médio e misto por convecção externa [$W/(m^2 \cdot K)$]
H_{rec}	Altura do recetor [m]
L_{cam}	Comprimento tubo representativo de um caminho [m]
L_{rec}	Largura recetor de um painel plano [m]
$\dot{m}_{cam}$	Taxa de fluxo de massa num tubo representativo de um caminho [Kg/s]
$\dot{m}_{totalCam}$	Taxa de fluxo de massa total num caminho [Kg/s]
$\dot{m}_{totalRec}$	Taxa de fluxo de massa total no recetor [Kg/s]
N_{cam}	Número de caminhos de escoamento principais no recetor [-]
$N_{painéisCam}$	Número de painéis totais num caminho [-]
$N_{painéisRec}$	Número de painéis totais no recetor [-]
$N_{série}$	Número de tubos em série num tubo representativo de um caminho [-]
$N_{tubosVert}$	Número de tubos verticais num painel individual [-]
N_{vc}	Número de volumes de controlo num tubo vertical [-]
N_{vc_cam}	Número de volumes de controlo num tubo representativo de um caminho [-]
$q_{cond,x}$	Taxa de calor por condução que entra do volume de controlo [W]
$q_{cond,x+dx}$	Taxa de calor por condução que sai do volume de controlo [W]
$q_{convInt}=q_{útil}$	Taxa de calor transferida do tubo para o fluido de trabalho por convecção interna [W]
$q_{convInt_rec}^t$	Taxa de calor transferido para o fluido por convecção interna total no recetor num instante [W]
$q_{convInt_rec_médiaTotalSim}$	Potência média de calor transferido para o fluido por convecção interna no recetor no período total da simulação [W]
$Q_{convInt_rec_totalSim}$	Calor transferido para o fluido convecção interna total no recetor na totalidade do período de simulação [J]
$q_{convInt_totalCam}^t$	Taxa de calor transferido para o fluido por convecção interna total no caminho num instante [W]
$q_{p,convExt}$	Taxa de calor perdida por convecção externa [W]
$q_{p,rad}$	Taxa de calor perdida por radiação [W]
q_{sol}	Taxa de calor de radiação incidente no recetor [W]
$\dot{q}_v$	Taxa de calor gerada por unidade de volume dentro do volume material [W/m^3]

r_{int}	Raio interno tubo [m]
r_{ext}	Raio externo tubo [m]
Δs	Espessura dos tubos [m]
Δt	Passo temporal de calculo do algoritmo [s]
Δt_{coc}	Duração do período de condições operacionais constantes [s]
t_{est}	Instante em que se atinge o regime estacionário [s]
$T_f^{t_0}$	Temperatura inicial do fluido [K]
$T_{f,entrada}$	Temperatura do fluido na entrada [K]
T_{filme}	Temperatura do filme [K]
T_{frio}	Temperatura reservatório de armazenamento frio
$T_{f,saída}^t$	Temperatura do fluido na saída num instante t num tubo representativo de um caminho [K]
$T_{f,saída,rec}^t$	Temperatura do fluido na saída num instante t no recetor, média de todos os caminhos [K]
$\Delta t_{max,CE_f}$	Passo temporal máximo admitido pelas condições de estabilidade do fluido [s]
$\Delta t_{max,CE_s}$	Passo temporal máximo admitido pelas condições de estabilidade do tubo [s]
T_{quente}	Temperatura reservatório de armazenamento quente
$T_s^{t_0}$	Temperatura inicial do tubo [K]
t_{sim}	Tempo total da simulação [s]
T_{sm}	Temperatura média na direção angular da metade frontal do tubo para uma posição axial [K]
$T_{sm,frontal}$	Temperatura média na direção angular da metade frontal do tubo para uma posição axial [K]
$T_{sm,traseira}$	Temperatura média na direção angular da metade traseira do tubo para uma posição axial [K]
$\bar{T}_{s,rec}^t$	Temperatura média da parede envolvente do recetor num instante [K]
Δt_{tr}	Duração do período transiente [s]
u_{ar}	Velocidade do ar/vento [m/s]
u_{fm}	Velocidade do fluido média na secção transversal do volume de controlo para uma posição axial [m/s]
$V_{c,f}$	Volume de controlo infinitesimal do fluido [m^3]
$V_{c,s}$	Volume de controlo da metade frontal do tubo [m^3]
Δx	Passo espacial, comprimento do volume de controlo finito [m]
$x_{rd,h}^t$	Comprimento da entrada hidrodinâmica num instante [m]

$x_{rd,t}^t$	Comprimento da entrada térmica num instante [m]
η_{s-t}	Rendimento solar-térmica (concentrador e recetor) [-]
η_{t-e}	Rendimento térmica-elétrica (bloco de potência) [-]
η_{carnot}	Rendimento ciclo Carnot
η_{hel}	Rendimento sistema concentrador de campo de helióstatos
η_{ref}	Rendimento relativo à refletividade do helióstato [-]
η_{θ}	Rendimento relativo ao ângulo de incidência no helióstato [-]
$\eta_{S\&B}$	Rendimento relativo às sombras e bloqueios para o helióstato [-]
η_{TA}	Rendimento relativo à transmissividade atmosférica para o helióstato [-]
η_{esp}	Rendimento relativo ao espelhamento do helióstato [-]
$\eta_{M\&D}$	Rendimento relativo à manutenção e degradação do helióstato [-]
η_{rast}	Rendimento relativo ao sistema de rastreamento solar do helióstato [-]
η_{θ}	Rendimento relativo ao ângulo de incidência no helióstato [-]
η_{cam}^t	Rendimento de um caminho num instante [-]
η_{rec}^t	Rendimento do recetor num instante [-]
$\eta_{rec_totalSim}$	Rendimento médio do recetor no período total da simulação [-]

- **Símbolos latinos:**

A	Área [m^2]
C	Fator de concentração
d	Variação infinitesimal
E	Energia [J]
$\dot{E}$	Taxa de energia [W]
f	Fator de fricção [-]
G	Irradiância solar incidente no recetor [W/m^2]
Ga	Número de Grashof [-]
h	Coeficiente de transferência térmica [$W/(m^2 \cdot K)$]
k	Condutividade térmica [$W/(m \cdot K)$]
$\dot{m}$	Taxa de fluxo de massa [Kg/s]
N	Número
Nu	Número de Nusselt [-]
P	Pressão [Pa]

Pr	Número de Prandtl [-]
Q	Calor, Energia Térmica [J]
$\dot{Q}$, q	Taxa de calor [W]
q''	Fluxo de calor por área [W/m^2]
r	Raio [m], Direção radial
Ra	Número de Rayleigh [-]
Re	Número de Reynolds [-]
T	Temperatura [K]
t	Instante temporal [s]
u	Velocidade [m/s]

- **Símbolos gregos:**

α	Absortividade [-], difusividade térmica [m^2/s]
Δ	Variação finita
ϵ	Emissividade [-]
η	Rendimento [-]
θ	Ângulo [°], Direção angular
λ	Viscosidade macroscópica [$Pa \cdot s$]
μ	Viscosidade dinâmica [$Pa \cdot s$]
ν	Viscosidade cinemática [m^2/s]
$\mathcal{O}$	Ordem de magnitude
ρ	Densidade [Kg/m^3], Refletividade [-]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [$W/(m^2 \cdot K^4)$]
τ	Transmissividade [-]

- **Subscritos:**

abs	absoluto
adv	Advecção
amb	Ambiente
ar	Ar
arm	Armazenada
cf	Convecção forçada
cn	Convecção natural

cond	Condução
convExt	Convecção externa
convInt	Convecção interna
D_{rec}	Diâmetro recetor
e	Este
env	Envolvente
est	estacionário
f	Fluido de trabalho do recetor
H_{rec}	Altura recetor
i	Centroide do volume de controlo
i,e	Faceta este do centroide i
i,o	Faceta oeste do centroide i
L_{rec}	Largura recetor
m	Média
max	Máximo, Máxima
<i>médiaTotalSim</i>	Média no período total da simulação
min	Mínimo, Mínima
nom	nominal
o	Oeste
p,convExt	Perdas calor por trocas por convecção externa
p,rad	Perdas calor por trocas de radiação
p,ref	Perdas calor por reflexão da radiação no recetor
r	relativo
rec	Recetor
s	Superfície sólida referente aos tubos
sol	Radiação solar incidente no recetor
totalCam	Total no caminho
<i>totalSim</i>	No período total da simulação

- **Sobrescritos:**

est	estacionário
t	Instante temporal [s]
Δt	Passo temporal de calculo do algoritmo [s]

t^0	Instante inicial de arranque da simulação [s]
Δt_{coc}	Duração do período de condições operacionais constantes [s]
tr	transiente

- **Acrónimos:**

1D	Unidirecional
2D	Bidirecional
3D	Tridimensional
AP	Alta pressão
BP	Baixa pressão
CE	Condições de Estabilidade
CFD ¹	Dinâmica dos Fluidos Computacional
CFD-1D	Dinâmica dos Fluidos Computacional Unidirecional
CSP ¹	Energia Solar de Concentração
DNI ¹	Irradiância Direta Normal
FVM ¹	Método dos Volumes Finitos
LCOE ¹	Custo Nivelado de Energia
LNEG	Laboratório Nacional de Energia e Geologia de Portugal
PV ¹	Fotovoltaico
PDE ¹	Equação Diferencial Parcial
RAD	Recetor de Absorção Direta
RAI	Recetor de Absorção Indireta
RE	Regime estacionário
TES ¹	Armazenamento de Energia Térmica
TOL	Tolerância

¹ Optada pela abreviatura anglo-saxónica, pelo seu uso generalizado na literatura, incluída na Portuguesa.

Capítulo 1

Introdução

Neste capítulo a motivação, objetivos, metodologia e estrutura da presente dissertação são apresentados.

1.1 Motivação

O aquecimento global resultante da emissão de gases de efeito de estufa, principalmente dióxido de carbono CO₂, constitui um problema de elevada relevância atual [1]. Em 2016 entrou em vigor o acordo de Paris entre 196 partes, no qual se delimitou planos individuais de transição energética com objetivo preferencial de limitar o aumento da temperatura média global até 1.5°C [2]. Os principais sectores de emissão de gases de efeito de estufa são o sector de produção de eletricidade, transporte, fabrico e construção [3]. A presente dissertação foca-se no setor de produção de eletricidade. No relatório de 2023 de IRENA [1] é projetado que para serem cumpridos os objetivos do acordo de Paris as emissões CO₂ anuais no setor energético têm de ser reduzidas em cerca de 37 Gt relativamente aos níveis de 2022 e atingir-se a neutralidade de carbono no sector de energia em 2050. Para tal, a capacidade total instalada de energias renováveis de 2020 (2813 GW) teria de quadruplicar até 2030 (11174 GW) e ser doze vezes superior até 2050 (33216 GW) [1].

Tabela 1- Custo total instalação, fator de capacidade e LCOE por tecnologia. Modificado de [4].

	Custo instalação (2022 USD/kW)			Fator de capacidade (%)			LCOE (2022 USD/kWh)		
	2010	2022	<i>dif_r</i> (%)	2010	2022	<i>dif_r</i> (%)	2010	2022	<i>dif_r</i> (%)
Bioenergia	2 904	2 162	-26	72	72	1	0.082	0.061	-25
Geotérmica	2 904	3 478	20	87	85	-2	0.053	0.056	6
Hídrica	1 407	2 881	105	44	46	4	0.042	0.061	47
Solar PV	5 124	876	-83	14	17	23	0.445	0.049	-89
CSP	10 082	4 274	-58	30	36	19	0.380	0.118	-69
Eólica offshore	2 179	1 274	-42	27	37	35	0.107	0.033	-69
Eólica onshore	5 217	3 461	-34	38	42	10	0.197	0.081	-59
Combustível fóssil	-	-	-	-	-	-	0.056	0.069-0.244	-

Na **Tabela 1** estão expostos para diferentes tecnologias de energias renováveis as variações entre 2010-2022 do custo total de instalação, fator de capacidade e do custo nivelado de produção de energia (LCOE) [4]. A tecnologia de energia solar de concentração (CSP) reduziu o seu custo médio de instalação em -58%, de 10082 para 4274 USD/kW; e reduziu o seu LCOE de 0.380 para 0.118 USD/kWh [4]. A redução do LCOE é atribuída à redução do custo de instalação, aumento do fator de capacidade, e redução dos custos de operação e manutenção [4]. No entanto, mantém-se uma das tecnologias com custo de instalação e LCOE mais elevados. O LCOE de CSP em 2022 foi 71% superior ao do combustível fóssil mais barato de 0.069 USD/kWh [4]. O seu o fator de capacidade aumentou 19%, sendo em 2022, ~2.1 vezes superior ao do painel solar fotovoltaico (PV) [4]. Este aumento do fator de capacidade é atribuído a desenvolvimentos da tecnologia, e à redução do custo e desenvolvimento do sistema de armazenamento de energia térmica (TES), que aumentou o seu tempo

de armazenamento de 3.5 para 11 horas entre 2010 e 2020 [4]. Em 2020, a total capacidade instalada acumulada globalmente era de 7694 GW, com uma capacidade instalada de energias renováveis de 2813 GW [1], com apenas 6.5 GW desta pertencente a CSP [4]. Entre 2020 e 2022 a reduzida adição de nova capacidade instalada e encerro de uma central CSP, levou a que no fim de 2022 a capacidade cumulativa se manteve de 6.5 GW [4]. Entre 2010 e 2020 a capacidade média dos projetos de CSP aumentou de 54 MW para 75 MW, com o aumento de instalação de torres solares [5].

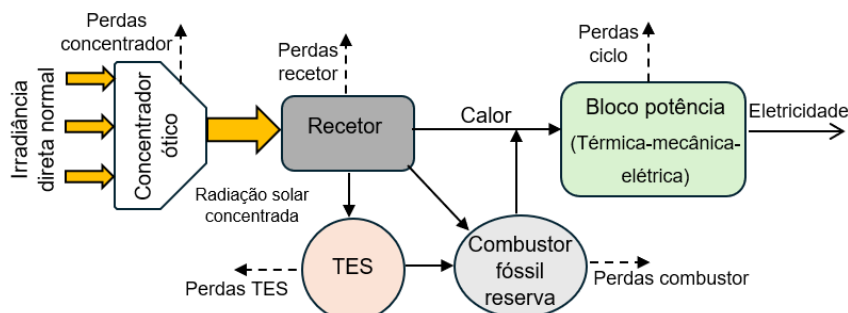


Figura 1-Esquema geral do funcionamento do sistemas CSP. Modificado de [6].

Focando-se nas tecnologias CSP, o princípio geral de funcionamento dos sistemas de centrais de CSP está representado na **Figura 1** [6]. Sistemas CSP têm funcionamento e resultados económicos mais viáveis em locais em que a irradiância direta normal (DNI) média anual é de pelo menos 2000 kWh/(m²ano) [4]. Os sistemas concentradores de refletores concentram parte da DNI no recetor, com um rendimento associado [6]. Este recetor absorve parte radiação incidente, refletindo uma porção, e tem perdas calor como por exemplo por convecção externa e trocas de radiação, sendo apenas parte do calor transferido para o meio de transferência térmica usado [6]. O meio de transferência térmica portador do calor pode-se e dirigir para o sistema de armazenamento, onde pode ser armazenado de forma direta, sendo o próprio usado como meio de armazenamento; ou de forma indireta usando outro meio de armazenamento [7]. Ou pode-se dirigir para o bloco de potência, onde pode ser utilizado diretamente ou transferir o seu calor, num permutador, para um fluido de trabalho do ciclo termodinâmico. No bloco de potência ocorre a transformação de energia térmica em energia mecânica, com o recurso a turbinas, e de energia mecânica em energia elétrica, com uso de geradores [8]. O uso de um sistema de reserva de combustão de combustíveis fósseis é opcional, conectado ao sistema de armazenamento, para garantir capacidade despachável e auxiliar o processo de arranque se necessário [6]. Existe também a possibilidade de integração de sistemas completamente híbridos de combustíveis fósseis com um impulsionador de CSP, em que o sistema de combustíveis fosseis está sempre a trabalhar e o sistema CSP fornece calor ao mesmo durante o período de existência de DNI [6].

As diferentes tecnologias de CSP, podem ser divididas em: calha parabólica, refletor linear de Fresnel, disco parabólico, e recetor central, **Figura 2** [9]. As quatro tecnologias podem ser categorizadas consoante o tipo de foco do sistema concentrador e a mobilidade do recetor [9]. O tipo de foco pode ser: foco linear, em que sistema concentrador executa o rastreamento da posição solar com um eixo (predominantemente eixo horizontal Norte-Sul [10]) e reflete a radiação solar para um recetor linear; ou foco pontual, em que o rastreamento é feito com dois eixos e reflete a radiação solar

para um ponto que constitui o recetor [9]. Os recetores podem ser fixos, ou moveis acompanhando o movimento do sistema concentrador [9]. Os recetores normalmente têm uma superfície externa revestida por uma tinta de elevada absorvidade [9].

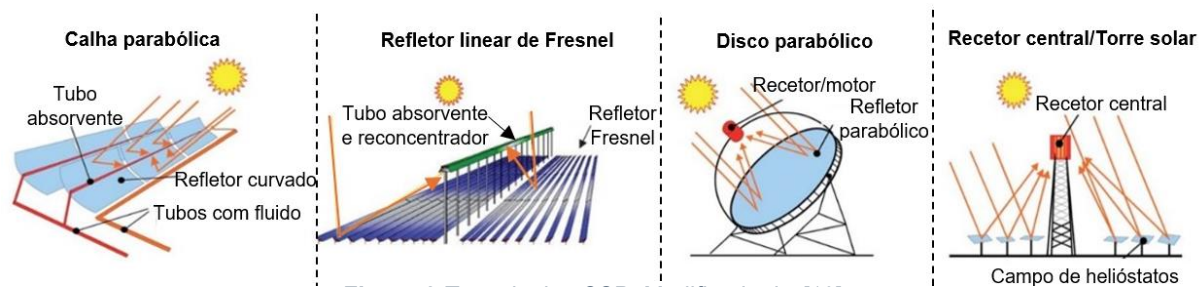


Figura 2-Tecnologias CSP. Modificado de [10].

- **Sistema calha parabólica (foco linear; recetor móvel):** consiste num conjunto de filas paralelas de refletores com curvatura concava parabólica ao longo do seu eixo axial, com focagem linear [10]. Em cada fila existe um recetor linear móvel, neste caso um tubo que no seu interior escoia um fluido de trabalho [10], predominante óleos minerais sintéticos com temperaturas máximas operacionais de $\sim 400^{\circ}\text{C}$ [5]. As filas podem ter até 100m de comprimento e refletores com uma largura de abertura de 5 a 6m [9]. Sem armazenamento tem um fator de capacidade $\sim 25\text{-}30\%$ não sendo despachável, com armazenamento é possível atingir fatores de capacidade $>50\%$ podendo ser despachável [10]. É a tecnologia mais madura [10] e com mais capacidade instalada [4].
- **Sistema refletor linear de Fresnel (foco linear; recetor fixo):** apresenta um conjunto de filas compridas de refletores de Fresnel, planos ou ligeiramente curvados [9], próximas do chão, com um sistema de foco linear [10]. Estes refletem radiação para o recetor linear fixo, um ou múltiplos tubos cobertos por um reconcentrador [10]. O fluido de trabalho geralmente é água/vapor, mas também são usadas misturas de sais fundidos [5]. A simplicidade dos refletores e do recetor fixo levam a menores custos de investimento comparado com a calha parabólica [9]. No entanto, o rendimento do sistema concentrador é inferior e o uso predominante de água/vapor dificulta o armazenamento de energia [9].
- **Sistema de disco parabólico (foco pontual; recetor móvel):** tem um refletor de forma parabólica concava composto por diversos refletores individuais, com sistema de foco pontual [10]. O recetor móvel é suportado e conectado ao próprio refletor. Este tem na sua constituição um gerador independente como um motor de Stirling ou de Brayton [10]. O rácio de concentração elevado >1300 [11] permite elevada temperatura operacional do recetor e rendimento total (solar-elétrica) [10] [10]. Os fatores de capacidade são reduzidos $\sim 25\text{-}30\%$, e os requerimentos de água são reduzidos [10].
- **O sistema de recetor central/torre solar (foco pontual; recetor fixo):** consiste num campo concentrador de helióstatos, com sistema de foco pontual, que refletem a radiação solar para um recetor fixo suportado por uma torre [9]. Os recetores centrais, fluidos de trabalho, e bloco de potência podem ser de diversos tipos [10]. O rácio de concentração elevado >1000 , permite

elevada temperatura operacional do recetor e rendimento total (solar-elétrica) [10]. Os fatores de capacidade são elevados ~55% com TES de 10h [11].

A **Tabela 2** apresenta um resumo comparativo entre as tecnologias CSP. No entanto, os dados são maioritariamente do artigo de 2012 de IRENA [11], pelo que podem estar desatualizados. Os dados do LCOE são atuais, retirados do relatório de 2022 de IRENA [5].

Tabela 2-Comparação das tecnologias de CSP. Expeto o LCOE e maturidade, os restantes dados são de 2012. **35% obtido para ciclo combinado. *565 °C é o máximo para a mistura de sais comercialmente mais usada.

	Calha parabólica	Torre Solar	Fresnel Linear	Disco parabólico
Maturidade [12]	Comercial	Comercial	Comercial	2 Projetos
Capacidade típica (MW) [11]	10-300	10-200	10-200	0.01—0.025
Temperatura operacional recetor (°C) [11], [13]	350-550	290-565*	250-390	550-750
Rendimento anual médio (solar-eletricidade) (%) [11]	11-16	7-20	13	12-25
Rendimento pico central (%) [11]	14-20	23-35**	18	30
Fator de capacidade com TES (%) [11]	29-43 (7h)	55 (10h)	-	-
Fator de capacidade sem TES (%) [11]	25-28	-	22-24	25-28
Fator de concentração [11]	70-80	>1000	>60	>1300
Ciclo bloco potência [11]	Vapor superaquecido Rankine	Vapor superaquecido Rankine	Vapor saturado Rankine	Stirling
Vapor entrada turbina (°C, bar) [11]	380-400, 100	540, 100-160	260, 50	-
Arrefecimento água (m³/MWh) [11]	3	2-3	3	0.05-0.1
TES com mistura de sais fundidos [11]	Comercial	Comercial	Possível	Possível
LCOE 2010-2020 (2022 USD/kWh) [5]	0.346-0.108	0.303-0.158	0.379-0.112	-

A **Figura 3** mostra a variação do LCOE entre 2010-2022 para as diferentes projetos de tecnologias CSP, capacidade, e horas de armazenamento de energia.



Figura 3-LCOE para projetos de CSP consoante tecnologia, capacidade, armazenamento. Modificado de [4].

A redução do LCOE foi anteriormente discutida. Na **Figura 3** pode-se observar que a capacidade instalada maioritária pertence a sistemas de calha parabólica. A tendência inicial em 2010 era de instalação de sistemas de calha parabólica de menores capacidades e horas de armazenamento. Com o desenvolvimento da tecnologia e do sistema de armazenamento superiores a 10 horas, a tendência atual alterou-se para a instalação de torres solares com armazenamento superior a 8 horas e superiores fatores de capacidade.

Relativamente ao sistema de torres solares, a relação entre a temperatura de máxima operacional do recetor com o rendimento do recetor e rendimento do bloco de potência deve ser analisada. O aumento da temperatura do recetor permite o aumento da Rendimento do bloco de potência, e possibilita o uso de ciclos termodinâmicos mais eficientes como variações do ciclo de Brayton [14], [15]. No entanto, o aumento desta temperatura leva à redução do rendimento do recetor, devido a maiores perdas de calor por radiação e convecção externa [14], [15]. O rendimento total do sistema é o produto entre o rendimento dos seus subsistemas, pelo que na seleção da temperatura operacional do recetor tem de se analisar a relação de compromisso entre o rendimento do recetor e rendimento do bloco de potência [14], [15]. O artigo de Ho [14] expõe esta relação através da aplicação de equação simplificada (1.1) para o rendimento solar-térmica do campo de helióstatos e recetor η_{s-t} , e equação simplificada (1.2) para o rendimento térmica-elétrica do bloco de potência η_{t-e} :

$$\eta_{s-t} = \alpha_{rec} - \frac{\sigma \epsilon_{rec} T_{rec}^4 + h_{convExt} (T_{rec} - T_{amb})}{\eta_{hel} * DNI * C} \quad (1.1)$$

$$\eta_{t-e} = 0.7 \eta_{carnot} = 0.7 \left(1 - \frac{T_{frio}}{T_{quente}} \right) \quad (1.2)$$

Com α_{rec} a absorvidade dos recetor; ϵ_{rec} a emissividade do recetor; σ a constante Stefan-Boltzmann $\sigma = 5.670 * 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$; $h_{convExt}$ o coeficiente de transferência de calor por convecção externa; η_{hel} o rendimento do campo de helióstatos; DNI a irradiância direta normal; C o fator de concentração; T_{rec} e T_{amb} as temperaturas do recetor e ambiente; e η_{carnot} o rendimento do ciclo de Carnot reversível, com T_{frio} e T_{quente} as temperaturas dos reservatórios frio e quente. A **Figura 4** mostra os resultados da aplicação destas equações e a relação de compromisso explicada anteriormente. O rendimento total aumenta com a temperatura do recetor até a um ponto de inversão em que as perdas de rendimento no recetor excedem os ganhos de rendimento do bloco de potência. Quanto maior o fator de concentração do recetor, maior é o rendimento do recetor e do bloco de potência para a mesma temperatura, e consequentemente, maior é o rendimento total. Recetores centrais podem ter fatores de concentração >1000, no entanto os fluxos de pico são restringidos pelas atuais temperaturas operacionais máximas do recetor <600°C, limitando assim o rendimento total do sistema [14]. Na **Tabela 3** estão valores típicos dos fluxos de pico permitidos para diferentes tipos de recetores centrais e meios de transferência de calor. Atualmente investigações de desenvolvimento dos recetores e meios de transferência de calor têm sido realizadas com objetivo de aumentar a temperatura operacional do recetor e consequentemente o rendimento total do sistema [14].

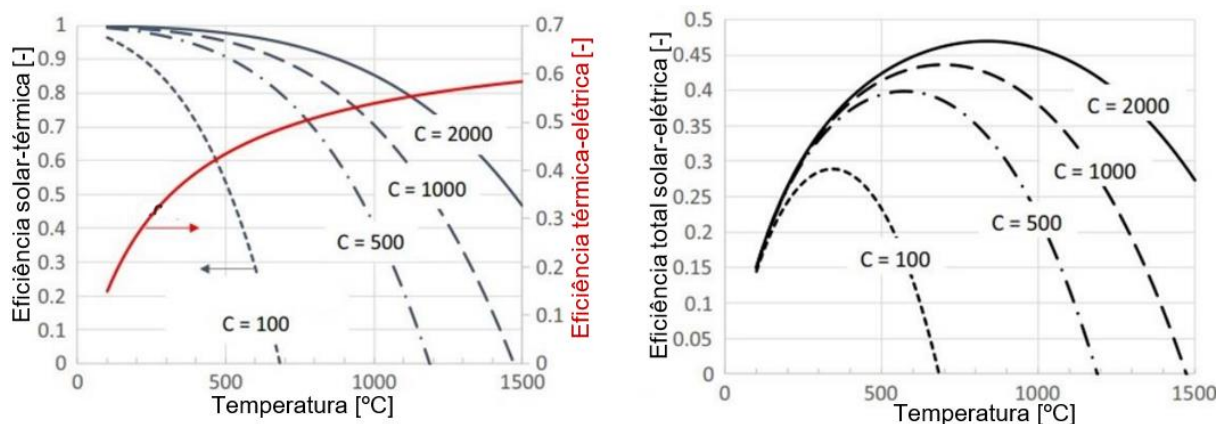


Figura 4- Evolução dos rendimentos com a temperatura do recetor e fator de concentração. Esquerda: Rendimento solar-térmica (concentrador e recetor) e rendimento térmica-elétrica (bloco potência). Direita: Rendimento total do sistema solar-elétrica. Equações (1.1) e (1.2) com: $\alpha_{rec} = \epsilon_{rec} = 0.95$; $h_{convExt} = 10 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$; $\eta_{hel} = 0.6$; $DNI = 800 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $T_{frio} = T_{amb} = 20^\circ C$. Modificado de [14].

Tabela 3- Fluxo de pico permitido e temperatura máxima saída permitida no recetor para diferentes categorias de recetores centrais e os seus meios de transferência de calor. *Pode ser limitado pelos materiais do recetor. Modificado de [14].

	Fluxo de pico permitido $\left(\frac{kW}{m^2} \right)$	Temperatura máxima saída recetor ($^\circ C$)
Tubular com água/vapor	~600	~390-560
Tubular mistura sal nitratos	~1000	~600
Recetor volumétrico ar	~1000	~800
Recetor partículas cerâmicas	~3000*	>1000

Assim, com o aumento da competitividade das tecnologias CSP desde 2010, aliada ao avanço tecnológico da mesma e do sistema de armazenamento de longa duração que pode permitir a produção de energia elétrica despachável 24/7 em zonas de elevado DNI, as tecnologias CSP podem desempenhar um papel cada vez mais importante no futuro [4]. Principalmente os sistemas de torres solares, por apresentarem: superiores fatores de capacidade aliados a sistemas de armazenamento de longa duração; elevados fatores de concentração aliados a recetores que permitem elevadas temperaturas máximas operacionais que levam a superiores rendimento do bloco de potência e rendimento total. Estes fatores motivaram a presente dissertação, que se foca em sistemas de torres solares, especificamente no desenvolvimento de um modelo de análise térmica para recetores centrais tubulares externos de misturas de sais fundidos.

1.2 Objetivos

O propósito da presente dissertação é a realização de um “programa” de um modelo térmico numérico de dinâmica dos fluidos computacional unidimensional (CFD-1D) transiente, para recetores centrais tubulares externos de mistura de sais fundidos. O objetivo é proporcionar uma ferramenta de fácil utilização que permita a análise térmica dos tubos e do fluido de trabalho, com um custo computacional reduzido em relação a modelos de dinâmica dos fluidos computacional tridimensionais (CFD-3D). Este pode ser utilizado para a análise da otimização do design do recetor ou para a obtenção de resultados médios em períodos extensos, como é feito nos modelos estacionários encontrados na

literatura [16], [17]. No entanto, o fator de maior destaque é possibilidade de analisar o comportamento transiente do recetor, podendo este ser utilizado na análise e otimização de estratégias operacionais. Inicialmente o objetivo era apenas desenvolver o modelo para recetores centrais externos tubulares cilíndricos, mas dada a generalidade do modelo térmico e a sua estrutura modular foi possível adaptar o modelo para analisar adicionalmente o recetor central externo tubular de um painel retangular vertical plano com mistura de sais fundidos. O programa desenvolvido tem dois módulos principais, que podem ser utilizados em conjunto ou individualmente:

- **Módulo do modelo térmico:** o seu desenvolvimento em MATLAB constitui o principal objetivo da presente dissertação. Contém 8 configurações de recetores cilíndricos e 18 configurações de painéis verticais, 2 tipos de misturas de sais fundidos (nitratos e carbonatos), e 2 tipos de materiais dos tubos, o utilizador apenas tem de seleccionar o desejado como dado de entrada. No fim da simulação o mesmo devolve um conjunto de gráficos mais significantes e uma pasta de resultados com todos os dados calculados para cada passo temporal da evolução da temperatura do fluido e tubo, dos diversos tipos de fluxos de calor, e do rendimento. O modelo térmico é desenvolvido de forma modular em grupos de subfunções, o que facilita a possível adição de novos fluidos de trabalho e materiais do tubo pelo utilizador. Se o utilizador não tiver os mapas de irradiância a-priori, pode ativar a utilização do módulo de conexão ao Tonatiuh e os mapas de irradiância são produzidos e transferidos automaticamente para o módulo do modelo térmico.
- **Módulo de conexão ao Tonatiuh (sistema de concentração):** foi usado como base o programa desenvolvido em Python na dissertação de Gato [18], tendo sido adaptado de um recetor de cavidade para os dois tipos de recetores externos tubulares analisados na presente dissertação. Este módulo tem como objetivo obter os mapas de irradiância incidentes nos recetores para determinado sistema e posição solar. Recebe os dados de entrada do design, localização e alvo do campo de helióstatos, do design e localização da torre e do recetor, da definição das posições solares, dos parâmetros do modelo de Monte Carlo, e dos parâmetros de simulação, com os quais desenvolve um script de simulação que é transmitido para o programa comercial Tonatiuh [19]. O Tonatiuh simula o script transmitido e devolve os dados dos mapas de irradiância incidente no recetor em formato Binário e ASCII, os quais são tratados pelo módulo de conexão ao Tonatiuh, obtendo-se as matrizes dos mapas de irradiância finais.

No futuro o programa pode ser acoplado a um módulo de análise do bloco de potência e simular o sistema de forma mais completa. Não foi encontrado nenhum programa comercial de análise térmica transiente focado especificamente em recetores de torres solares. A gama de programas comerciais ANSYS permite uma análise térmica em maior detalhe do que é feita na presente dissertação, mas é um programa geral de CFD, que requer que o utilizador introduza manualmente o design do recetor e especificações dos parâmetros de simulação que requerem conhecimentos na área. Apenas dois modelos térmicos transientes foram encontrados na literatura [20], [21]. O desenvolvimento do presente programa tem assim uma justificação plausível.

1.3 Metodologia

Relativamente ao desenvolvimento do modelo térmico, no caso do recetor central externo tubular cilíndrico, em cada caminho de escoamento principal apenas um tubo de cada painel em série é selecionado. Estes tubos são ligados em série e formam um tubo representativo de cada caminho de escoamento, que é o que é efetivamente analisado. Este processo é realizado para reduzir o custo computacional, visto que cada painel pode ter dezenas de tubos. No caso o recetor central externo tubular de um painel retangular vertical plano todos os tubos são analisados.

O modelo térmico é unidimensional, com discretização axial, apenas considerando variações de temperatura e fluxos de calor nesta direção. A metade traseira dos tubos é considerada adiabática e a temperatura do fluido de trabalho, pelo que apenas a metade frontal dos tubos e o fluido de trabalho são analisados. As equações diferenciais parciais da conservação de energia para a metade frontal do tubo e para o fluido de trabalho são obtidas, e conectadas pelo termo de transferência de calor por convecção interna entre o tubo e o fluido de trabalho. O método dos volumes finitos é aplicado às equações diferenciais e é usado o esquema temporal explícito de Euler de 1ª ordem, o esquema espacial diferenças centrais para a condução axial no tubo e o esquema espacial Upwind de 1ª ordem para o fluxo advectivo do fluido de trabalho, resultando num sistema de equações algébricas discretas que são resolvidas por um método iterativo. A temperatura do fluido de trabalho varia bastante o que resulta numa diferença relativa máxima da densidade para a mistura de sais de nitratos de $\pm 9.18\%$ e para a mistura de sais de carbonatos de $\pm 3.14\%$. Apesar disto, a dedução das equações diferenciais e a aplicação do método dos volumes finitos é realizada considerando que a densidade é constante. No entanto, o valor da mesma é atualizado para cada volume de controlo discretizado e passo temporal, para a respetiva temperatura. Relativamente à componente temporal o modelo divide o período total da simulação em submúltiplos períodos de condições operacionais constantes. Nestes períodos de condições operacionais constantes, a irradiância incidente, a temperatura da envolvente e do ambiente, velocidade do ar e a taxa de fluxo de massa são atualizadas e consideradas constantes. O passo temporal do algoritmo, submúltiplo do período de condições operacionais, é calculado pelo programa para garantir as condições de estabilidade dos esquemas usados.

A validação dos resultados em regime estacionário do modelo CFD-1D são comparados com um modelo térmico estacionário para recetores cilíndricos da literatura [17]. O desenvolvimento transiente é validado comparando-o com um modelo transiente para recetores cilíndricos da literatura [20].

Por fim, o programa é aplicado a um caso de estudo, otimizando um hipotético recetor externo tubular de um painel plano para a torre experimental pertencente ao Laboratório Nacional de Energia e Geologia (LNEG) de Portugal. Adicionalmente são simulados três períodos de duração de 1 hora com períodos de condições operacionais constantes de 5 minutos: período de arranque, período centrado no ponto nominal, e período de passagem de nuvens.

1.4 Estrutura da dissertação

A dissertação está dividida em seis capítulos. No presente 1º Capítulo é introduzida a da posição atual geral das tecnologias CSP, motivação e metodologia de trabalho. O 2º Capítulo apresenta uma revisão do estado da arte do sistema de centrais de torres solares, do sistema de campo de helióstatos,

das tecnologias de recetores centrais, das misturas de sais fundidos, e do potencial uso de diferentes ciclos termodinâmicos. No 3º Capítulo o modelo térmico é desenvolvido. No 4º Capítulo o mesmo é validado. No 5º Capítulo o modelo térmico é aplicado ao caso de estudo do LNEG. Por fim, no 6º Capítulo apresenta a conclusão e reflexões de um possível futuro trabalho.

Capítulo 2

Estado da arte

Neste capítulo é apresentado o estado da arte sobre os tópicos relevantes para a presente dissertação. É introduzido o sistema de centrais CSP de torre solar, e os seus constituintes individualmente. Programas existentes de simulação ótica e térmica deste tipo de sistema são indicados. Os dois artigos da literatura que foram usados como forma de validação do presente modelo térmico são expostos. E por fim, o método dos volumes finitos é resumido.

2.1 Centrais solares térmicas concentradas de torres solares

O sistema de uma central CSP de torre solar é composto por quatro subsistemas principais: o sistema concentrador do campo de helióstatos; o sistema da torre solar e recetor; o sistema de armazenamento de energia térmica; e o sistema do bloco de potência [6].

Atualmente, os sistemas de torres solares mais usados utilizam recetores tubulares com água/vapor ou mistura de sais fundidos, limitados a uma temperatura máxima de 600°C no recetor, com um ciclo de Rankine subcrítico de vapor superaquecido [22], com reaquecimento e sistema de arrefecimento a água [15]. O rendimento total médio anual (solar-elétrica) típica de centrais de torres solares está entre 7-20% [11]. Com os sistemas concentrador do campo de helióstatos com rendimento médio anual entre 85%-92% [6], e os recetores tubulares líquidos com rendimento entre 80-90% [22]. No bloco de potência, o ciclo Rankine subcrítico de vapor superaquecido, com reaquecimento, e temperatura de entrada na turbina < 600°C tem rendimento (térmica-elétrica) entre 30%-40% [22].

2.1.1 Sistema de central de recetor central tubular de mistura de sais fundidos

Na **Figura 5** está um esquema representativo sistema da central CSP de torre solar da Gemasolar, que servirá como exemplo representativo [23].

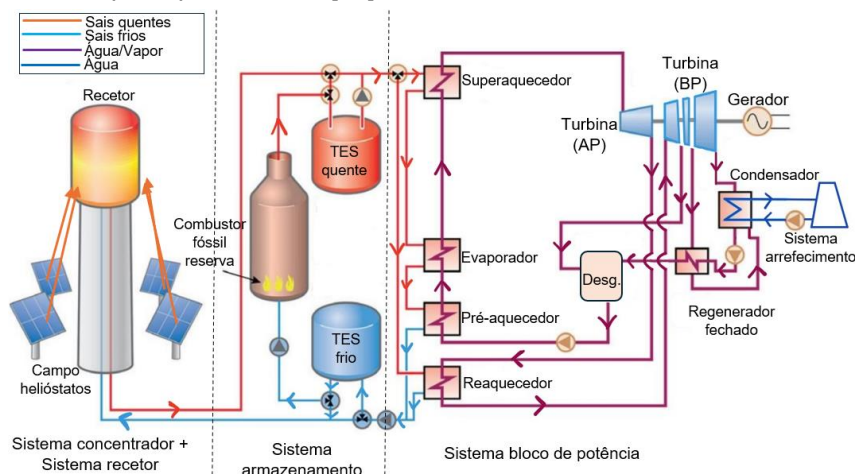


Figura 5-Esquema simplificado do sistema da central Gemasolar. "Des."- desgaseificador. Modificado de [23].

Gemasolar foi a primeira central CSP de torre solar comercial com sistema TES de mistura de sais fundidos e iniciou operação em 2011 [23]. A central ocupa uma área de ~185 hectares, tem uma capacidade nominal de 19.9 MW_e aliada a um sistema TES de 770 MWh_t e de 15 horas de armazenamento que permite um fator de capacidade de ~75%, ou seja, uma geração de eletricidade média anual de ~110 GWh/ano [23]. O sistema concentrador é formado por um campo de 2650 heliostatos com uma área refletiva total de ~318000 m² [23]. Este sistema concentrador tem um sistema de rastreamento da posição solar que reflete a DNI para o recetor de capacidade térmica de 120 MW_t, com um fator de concentração >1000 [23]. O recetor externo tubular cilíndrico tem 8.89 m de diâmetro e 14.22 m de altura, suportado por uma torre de 140 m de altura [24]. O fluido de trabalho do recetor é a mistura de nitratos “sal solar” (60%-40%pp NaNO₃-KNO₃) [23], com temperatura de estabilidade de 565 °C [25]. O sistema TES é direto, sendo usado o mesmo fluido [23]. São usados dois depósitos de armazenamento, um frio e outro quente, com temperaturas típicas de 290°C e 565°C [23], as temperaturas de fusão e de estabilidade do fluido, respetivamente [25]. Acoplado existe um combustor de combustível fóssil [23], que auxilia a geração de energia despachável em períodos de necessidade.

Da radiação solar concentrada incidente nos tubos do recetor, uma porção é absorvida pelos tubos que posteriormente perdem calor por trocas de radiação com a envolvente e por convecção externa com o ambiente, com apenas uma porção do calor a ser transferido para a mistura de sais fundidos. O fluido de trabalho pode-se dirigir para o sistema de armazenamento, ou pode-se dirigir para o bloco de potência, onde transfere o seu calor em permutadores para a água/vapor do ciclo termodinâmico. No bloco de potência ocorre a transformação de energia térmica em energia mecânica, com o recurso a turbinas, e de energia mecânica em energia elétrica, com uso de geradores [8]

Relativamente ao bloco de potência, é usado o ciclo de Rankine subcrítico² de vapor superaquecido, com sistema de reaquecimento, sistema de regeneração fechado, desgasificador aberto, e com sistema de arrefecimento a água [23]. A inclusão do pré-aquecedor, superaquecedor, reaquecedor e regenerador têm a finalidade de aumentar a temperatura média do fluido nos permutadores, e assim aumentar o rendimento do ciclo [8]. O desgasificador tem como objetivo purificar o fluido de trabalho e evitar corrosão [8]. A análise do ciclo em detalhe está fora do âmbito da presente dissertação. De forma simplificada, inicialmente existe troca de calor a pressão constante da mistura de sais fundidos do recetor para a água/vapor do ciclo de Rankine nos permutadores, neste processo a água comprimida transforma-se em vapor superaquecido. O vapor superaquecido entra na turbina de alta pressão (AP), na qual sofre um processo de expansão isentrópica, trabalho é realizado sobre a turbina fazendo rodar a o eixo de ligação ao gerador e este transforma a energia mecânica em energia elétrica. O vapor superaquecido sai da turbina de alta pressão e é reaquecido antes de entrar na turbina de baixa pressão (BP). Na turbina BP, porção do vapor é transferido para o regenerador fechado e para o desgasificador aberto, o vapor que se mantém na turbina sofre o mesmo processo isentrópico descrito na turbina AP. O vapor que sai da turbina BP é dirigido para o condensador, perde calor para o sistema de arrefecimento a água, e sai como líquido saturado. O líquido saturado entra na bomba, na qual trabalho é exercido sobre o fluido num processo de compressão isentrópica, e o ciclo repete-se [8].

² Subcrítico: pressão de água/vapor < 22.1MPa [8]

O artigo de Dunham, et al. [15] menciona que para este tipo de sistema de mistura de sais fundidos com temperaturas máximas no recetor de 565-600°C, tipicamente o ciclo Rankine subcrítico com superaquecedor produz vapor superaquecido a 540°C e 130 bar e o reaquecedor reaquece o vapor para 538°C e 28 bar. Resultando num típico rendimento do bloco de potência de ~42%, com arrefecimento com água. Menciona também que o uso de um ciclo de Rankine supercrítico permite superiores temperaturas do vapor na entrada da turbina e um rendimento do bloco máxima de ~45%. No entanto, para temperaturas de vapor superiores a 627°C é necessária uma substituição de materiais de aço ferrítico para ligas de níquel elevadas.

2.1.2 Sistema central de recetor central tubular de água/vapor

A **Figura 6** expõe um esquema representativo sistema da central CSP de recetor central tubular de água/vapor.

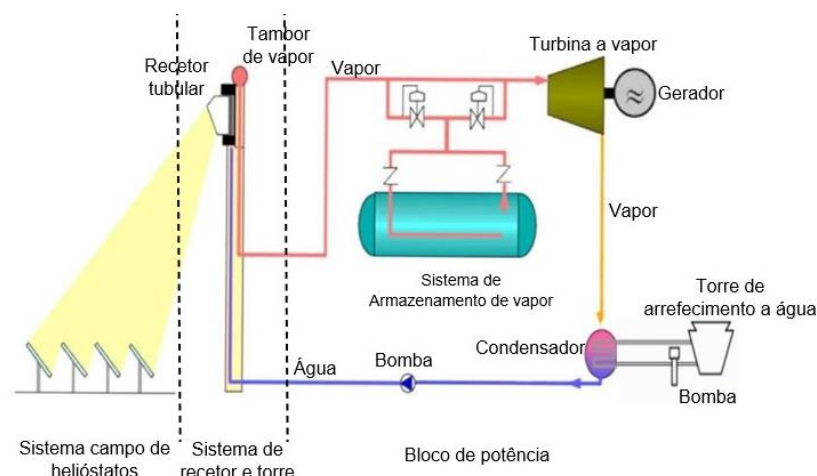


Figura 6-Sistema central CSP de recetor externo tubular de água/vapor, com DSG e ciclo de Rankine. Modificado de [26].

Tipicamente estes sistemas de recetores de água/vapor com geração direta de vapor (DSG), usam um ciclo de Rankine subcrítico de vapor superaquecido, com ou sem reaquecimento, operando a pressões de 100-170 bar e temperaturas do vapor superaquecido de 585-360°C [26]. A água entra no recetor, absorve parte da energia térmica e transforma-se em vapor superaquecido nos tubos do recetor. O uso de recetores de água/vapor em vez de misturas de sais fundidos tem as seguintes vantagens [26]: a água/vapor não tem a limitação da temperatura de estabilidade das misturas de sais fundidos, pelo que dependentemente da mistura de sais em comparação, pode-se atingir uma superior temperatura de saída no recetor e rendimento do bloco de potência; os custos de investimento do bloco de potência são inferiores, por não necessitar de sistema de geração de vapor; é usado o mesmo fluido de trabalho no recetor e bloco de potência, não sendo necessário um permutador; e a temperatura de fusão é inferior à das misturas de sais fundidos. Como desvantagem tem [26]: os tubos do recetor têm de ser mais robustos para suportarem as elevadas pressões do vapor; o sistema de controlo do recetor é mais complexo, pela existência de duas fases do fluido de trabalho nos tubos; a principal desvantagem é a não existência de um sistema TES competitivo [26], que resulta em reduzidos fatores de capacidade ~25-30% (sem reserva de combustível fóssil) [10].

2.2 Sistema concentrador do campo de helióstatos

O sistema concentrador do campo de helióstatos tem como objetivo refletir a maior quantidade de DNI possível para um determinado alvo definido no recetor. O custo do sistema de concentração pode constituir até 50% do investimento total das centrais de torres solares, pelo que estudos têm sido realizados com objetivo de reduzir este valor e tornar a tecnologia mais competitiva [27]. Desde 1970 até à atualidade houve uma tendência do aumento da dimensão do helióstato de aproximadamente 12m^2 para $150\text{-}200\text{m}^2$. No entanto, mais recentemente têm sido usados helióstatos de dimensões inferiores, não existindo um consenso comum neste aspeto [27]. O design dos helióstatos varia em diversas categorias como a forma, dimensão e materiais. O helióstato de vidro e aço, com pedestal fixo e mecanismo de rastreamento biaxial da posição solar com controlo do azimuth e elevação é atualmente o mais usado [27]. No caso recetores centrais externos cilíndricos é usual uma disposição do campo de helióstatos radial de 360° em torno da torre solar. No caso, por exemplo, de recetores de cavidade, os helióstatos passam a ter uma disposição radial de $\leq 180^\circ$.

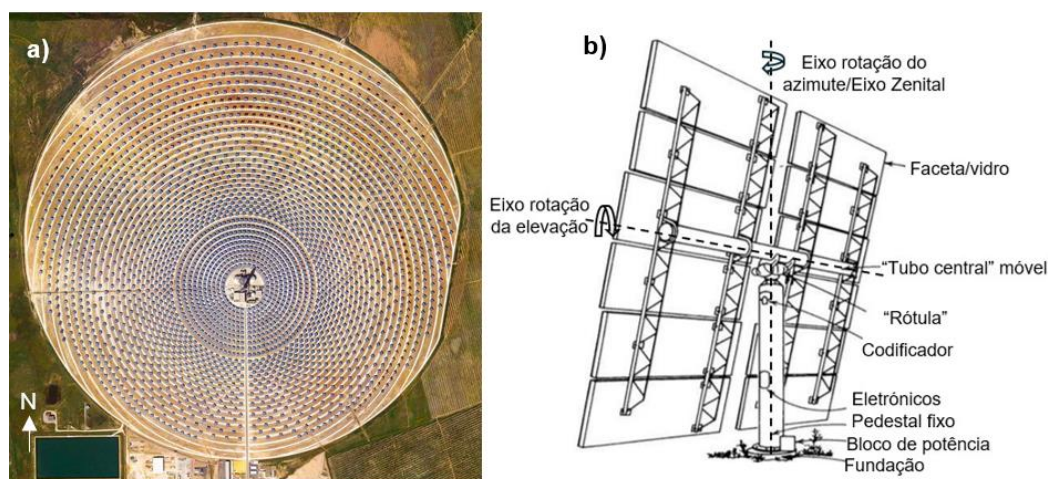


Figura 7-a) Vista aérea da central Gemasolar ($37^\circ 33' 29''\text{N}$ $5^\circ 19' 45''\text{W}$) [64]. b) Esquema helióstato convencional de grandes dimensões. Modificado de [27].

A **Figura 7 a)** mostra a vista aérea da central Gemasolar, que servirá como exemplo representativo. O seu sistema de concentração tem configuração radial de 360° , com 2650 helióstatos e uma área refletiva de 318000 m^2 e ocupa ~ 185 hectares [23]. Existe mais filas de helióstatos a norte da torre, devido ao fato do local da central ser a norte, com sol predominantemente a sul. Cada helióstato tem $\sim 120\text{m}^2$ ($10 \times 11\text{ m}$), com 35 facetas de 3 mm de espessura [23].

A **Figura 7 b)** apresenta um esquema de um helióstato de elevadas dimensões semelhante ao usado na central Gemasolar. Este é o comum helióstato de vidro e aço, com pedestal fixo e rastreamento biaxial com controlo do azimuth e elevação. O helióstato é composto por várias facetas iguais, mas poderia ter apenas uma [27]. Na altura do helióstato as facetas individuais são unidas por um suporte de aço [23], que se repete ao longo da largura do helióstato e conectados ao "tubo central". A forma como é feita esta ligação permite que cada faceta adote uma inclinação restringida, o que permite que o lado frontal do helióstato fique concavo, ou seja, possibilita o processo de alinhamento dos espelhos. Este tubo central é conectado ao pedestal de suporte fixo através de uma espécie de rótula. Esta rótula permite a movimentação do tubo central, e assim a movimentação do helióstato em

dois eixos de rotação: eixo do azimute, que corresponde ao zénite (fixo); e ao eixo da elevação, que corresponde ao eixo axial do tubo central (móvel).

2.2.1 Alinhamento de espelhos e métodos de rastreamento

O alinhamento dos espelhos é o processo de focagem cada faceta, inclinando-as, para obtenção da imagem desejada no recetor, **Figura 8** [27]. Os principais métodos de alinhamento são: “no eixo”, em que as facetas são alinhadas para otimizar a imagem refletida quando o vetor da DNI e o vetor que une o centro do helióstato e o alvo do recetor são colineares; e “fora de eixo”, em que as facetas são alinhadas para otimizar a imagem para uma específica posição solar. Em torres solares usa-se maioritariamente “no eixo”, usando “fora do eixo” quando se quer otimizar instantes específicos do dia [27]. O tipo de método de alinhamento depende do helióstato e método de rastreamento utilizado [27].

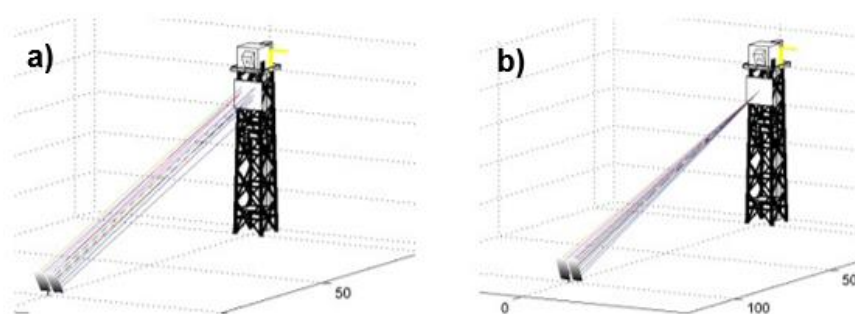


Figura 8- a) Heliostato sem alinhamento de espelhos. b) Heliostato com alinhamento. Modificado de [27].

Geralmente o rastreamento da posição solar é biaxial com dois eixos perpendiculares [27]. Na **Figura 9** estão os dois métodos de rastreamento mais utilizados em torres solares: rastreamento de azimute e elevação; e rastreamento com alinhamento do alvo [27]. O método de rastreamento de azimute e elevação tem o eixo azimutal fixo às fundações, e o eixo da elevação móvel é o que faz o rastreamento do azimute e elevação [27]. O método de rastreamento com alinhamento do alvo tem um eixo de rotação que coincide com o vetor que conecta o centro do helióstato e o alvo, e um segundo eixo perpendicular (fixo) que pode ser o eixo azimutal ou o eixo de elevação. O movimento das facetas individualmente e do helióstato enquanto unidade é feito por um sistema computacional de controlo [27].

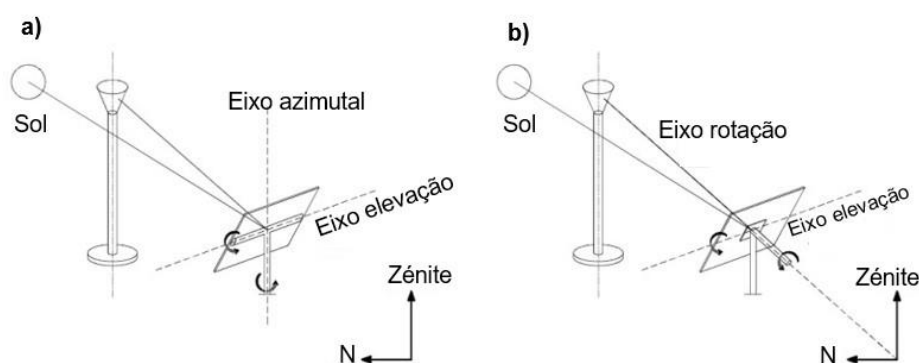


Figura 9-a) Rastreamento de azimute e elevação. b) Rastreamento com alinhamento do alvo. Modificado de [27].

2.2.2 Rendimento do campo de heliostatos

O sistema de campo de heliostatos tem diferentes tipos de perdas associadas. O rendimento ótico do campo de heliostatos η_{hel} é o produto dos rendimentos da refletividade dos heliostatos η_{ref} [28]; do ângulo de incidência η_{θ} [28]; das sombras e obstruções $\eta_{S\&B}$ [28]; da transmissividade atmosférica η_{TA} [28]; da espelhamento η_{esp} [28]; da manutenção e degradação $\eta_{M\&D}$ [16]; e da precisão do sistema de rastreamento η_{rast} [16].

$$\eta_{hel} = \eta_{ref} \eta_{\theta} \eta_{S\&B} \eta_{TA} \eta_{esp} \eta_{M\&D} \eta_{rast} \quad (2.1)$$

O efeito do ângulo de incidência θ , é dos maiores fatores influenciadores do rendimento do campo de heliostatos [28]. O ângulo de incidência θ é o ângulo formado entre o vetor normal do centro do heliostato e o vetor da DNI, **Figura 10** [29]. A projeção da radiação solar incidente nos heliostatos é dada pelo produto $DNI * \cos \theta$ [29]. Assumindo que os heliostatos estão posicionados para refletir a radiação para o alvo recetor, quanto maior θ entre 0° - 90° , menor será a radiação projetada nos heliostatos, a área refletiva efetiva, a radiação refletida e assim o rendimento $\eta_{\theta} = \cos(\theta)$ [28]. Por isto, para campos de heliostatos no hemisfério norte, onde o sol está predominantemente/sempre a sul, o maior número de heliostatos deve estar posicionados a norte da torre com as faces frontais viradas para sul [16]. O raciocínio oposto é valido para locais no hemisfério sul.

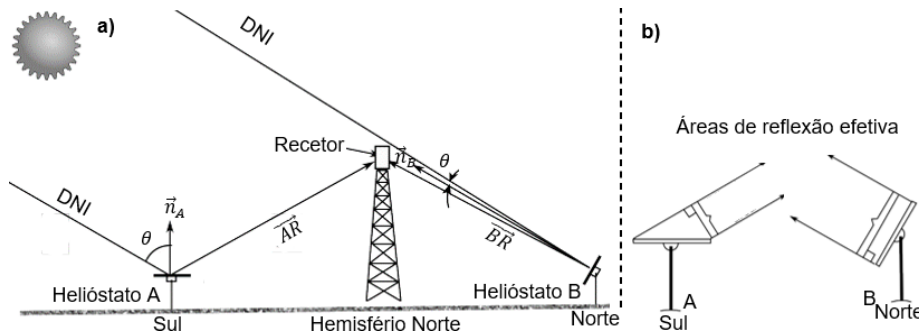


Figura 10-a) Esquema do efeito do ângulo de incidência θ numa central no hemisfério norte. b) Detalhe da área de reflexão efetiva. Modificado de [28].

Relativamente às perdas por sombras e obstruções estas são realizadas maioritariamente introduzidas pelos heliostatos circundantes. Pelo que na análise da disposição do campo de heliostatos o espaçamento entre filas de heliostatos e entre heliostatos adjacentes da mesma fila deve ser otimizado para minimizar estas ocorrências e maximizar o rendimento $\eta_{S\&B}$ [28].

A radiação inicialmente refletida por um heliostato é reduzida ao longo do trajeto até ao recetor devido à redução da transmissividade da atmosfera [28], levando à dispersão de parte da DNI [16] e à redução do rendimento η_{TA} . A transmissividade atmosférica diminui com o aumento da distância percorrida, aumento da altitude do local, e com o aumento índice de céu coberto [28]. Os heliostatos podem ter distâncias máximas até ~1 Km do recetor.

Por fim as perdas por espelhamento e o seu rendimento η_{esp} . Estas perdas referem-se à radiação que é refletida pelos heliostatos, que percorre com sucesso o trajeto até ao alvo do recetor, mas que não o atinge. Estas perdas podem ser causadas por diversos fatores como: o ângulo de desvio, a definição de alvos no recetor perto das suas extremidades; a precisão do mecanismo de rastreamento; a ação do vento e a estabilidade do recetor [16].

2.2.3 Estratégias de foco

As estratégias de foco definem para cada helióstato o seu alvo no recetor. Uma das estratégias de foco mais simples para recetores externos cilíndricos é o foco ao longo do eixo do perímetro central do cilindro. Cada helióstato é focado no ponto deste eixo que iguala o seu azimute, **Figura 11 a)** [16]. Uma segunda estratégia de foco para recetores externos cilíndricos é a estratégia foco anterior mencionada, mas também variando o foco na direção na altura do recetor. Aqui as filas dos helióstatos que são mais próximas da torre focam-se nos extremos verticais superior e inferior do recetor, e com o afastamento das filas o foco é aproximado do centro **Figura 11 b)** [16].

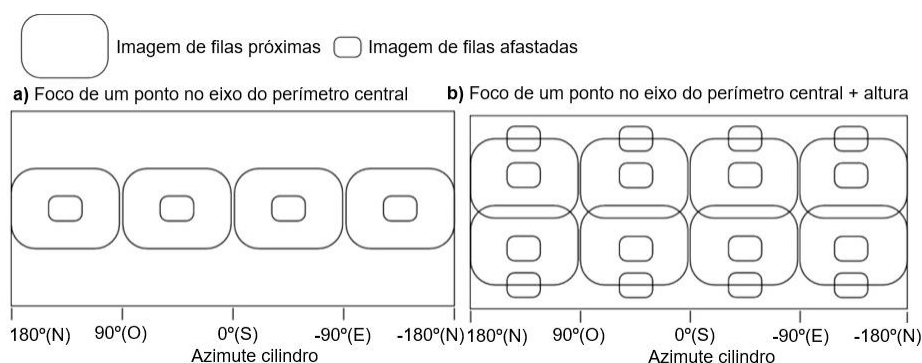


Figura 11-Estratégias de foco principais para recetores externos cilíndricos. Modificado de [16].

2.3 Recetores centrais

O artigo de Coventry, et al. [30] menciona que a categorização dos recetores pode ser realizada pelo seu tipo de mecanismo de transferência de calor, meio de transferência de calor, geometria e ciclo do bloco de potência. Neste capítulo vão ser introduzidos os recetores centrais, categorizados pelo meio de transferência de calor usado: recetores de partículas sólidas; recetores a gás; e recetores líquidos [22].

2.3.1 Recetores de partículas sólidas

Os recetores de partículas sólidas em queda livre foram inicialmente estudados em 1980, e aparentam ser uma opção válida para sistemas de torres solares de 10-100 MW_e e permitem temperaturas do recetor >1000 °C [22].

As partículas sólidas podem ser de materiais como cerâmica e têm uma dimensão próxima de grãos de areia [22]. Estas partículas podem atingir temperaturas superiores a 1000°C sem problemas de decomposição e corrosão, e podem operar a temperaturas inferiores a 200°C sem problemas de congelamento [14]. Apresentam boas capacidades de armazenamento de energia térmica, podendo ser usadas em TES direto [14]. Na seleção do material das partículas as seguintes características são desejadas: elevada capacidade térmica específica; elevada resistência a choques térmicos e mecânicos; reduzida emissividade; baixo custo e elevada disponibilidade [22].

Na **Figura 12** apresenta um esquema simplificado de um recetor central de partículas sólidas. As partículas inicialmente frias são transportadas ao topo do recetor através de um sistema elevatório [14]. O recetor é de cavidade, tendo uma abertura otimizada que deixa entrar a radiação solar [22]. Portões deslizantes no topo do recetor controlam a taxa de fluxo de massa partículas que permitem cair para o

interior do recetor [14]. As partículas em queda livre atravessam o recetor, formando uma “cortina” fina, na qual a radiação solar incide diretamente [14]. Apenas uma porção desta radiação incidente é absorvida, havendo perdas por trocas de radiação e convecção externa [14]. Após as partículas atravessarem o recetor podem ser armazenadas ou podem transferir o seu calor para o fluido de trabalho do ciclo do bloco de potência através de permutadores de sólidos/fluidos [22]. O sistema do recetor central pode ter um ciclo de recirculação das partículas, que permite o aumento do tempo de residência destas no recetor e da temperatura de saída [14].

Em 2008 foram realizados os primeiros conjuntos de testes de um protótipo sem recirculação “ao sol”, no qual foi obtido um rendimento térmico do recetor de ~50% e um aumento de temperatura máximo das partículas de ~250°C [14]. Recentemente outro conjunto de testes de um protótipo “ao sol”, para um recetor com recirculação e capacidade 1MW_t, nos quais se obteve rendimento do recetor de ~50-80% e temperaturas de saída das partículas >700 °C [14].

Os principais problemas identificados foram [14]: reduzido tempo de residência; fluxo solar incidente não uniforme na cortina de partículas; taxa de fluxo de massa variável das cortinas; custos elevados dos permutadores sólidos/líquidos; desgaste das paredes do recetor para temperaturas superiores a 1000°C; e o impacto negativo do vento, que quando entra no recetor aumenta as perdas de calor por convecção, e que quando é paralelo à abertura do recetor transporta as partículas. Novos estudos têm sido realizados com objetivo de aumentar o rendimento e temperatura de saída do recetor, focando-se em: aumentar o tempo de residência usando sistemas de recirculação [22]; aumentar o rendimento dos permutadores de sólidos/fluidos [22]; avanços no material das partículas [22]; na redução das perdas por convecção externa com um sistema de recirculação do ar [14]; na redução das partículas transportadas pelo vento introduzindo “cortinas” de ar [14]; otimização das dimensões da abertura da cavidade do recetor [22]; e avanços nos materiais do recetor para suportarem temperaturas elevadas [14].

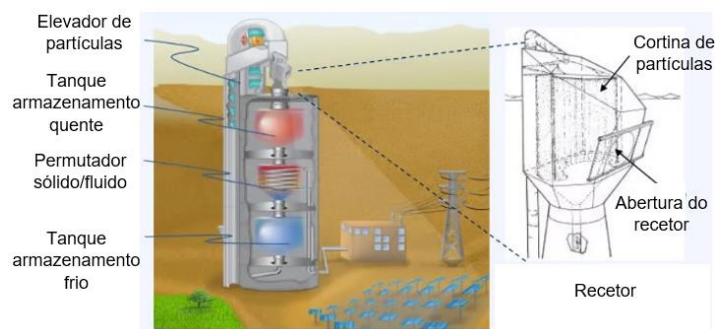


Figura 12-Sistema de recetor central de partículas sólidas em queda livre. Modificado de [60].

2.3.2 Recetores a gás

O uso de gases como fluido de trabalho no recetor tem como vantagens a possibilidade de obtenção de temperaturas do recetor >1000 °C e o inferior custo do gás [14]. Como desvantagens tem: reduzida condutividade e capacidade térmica específica; instabilidades do escoamento; e o aumento do custo do equipamento do recetor apto a suportar temperaturas e pressões mais elevadas [14]. As principais tecnologias de recetores a gás são: recetores volumétricos a ar; recetores tubulares a gás, e recetores de ar e pequenas partículas [22].

- **Recetores volumétricos a ar:** estes usam um material poroso no seu interior, a radiação solar incide no material que absorve porção da mesma. Simultaneamente, ar atravessa o material poroso e recebe calor do mesmo, elevando a sua temperatura, **Figura 13 a)**. Posteriormente o ar pode transferir o calor para o meio de armazenamento do sistema TES, pode transferir calor para água/vapor para ser usado no ciclo de Rankine, ou pode ser usado diretamente em ciclos de Brayton [22]. O material poroso pode ser: metal, permitindo temperaturas do ar máximas entre 800-1000°C; cerâmico, permitindo até 1200°C; e carbeto de silício, permite até 1500°C [14]. O rendimento térmico destes recetores é de ~50-90% [14].
- **Recetores de ar e pequenas partículas:** no seu interior têm partículas submicrônicas de carbono suspensas dentro de um recetor de cavidade de ar pressurizado [22]. Estas partículas absorvem parte da radiação solar incidente e transferem calor para o ar que atravessa as mesmas, **Figura 13 b)** [22]. Seguidamente, o ar pode ter os mesmos trajetos mencionados para o recetor volumétrico. Estudos teóricos preveem um rendimento térmico até ~90% e experiências com um recetor de 25 kW_t mostraram que o ar podia ser aquecido até ~700°C [22]. Tem como problemas: a oxidação das partículas de carbono para elevadas temperaturas [31]; o desenvolvimento de uma janela que suporte o ar pressurizado [22], e o complicado controlo da concentração de partículas e temperatura dentro do recetor [22].
- **Recetores tubulares a gás:** recentemente tem sido analisado o uso de dióxido de carbono supercrítico sCO₂ em recetores tubulares, para se acoplar ao ciclo sCO₂-Brayton que consegue atingir rendimentos do bloco de potência de 50% [22]. No entanto, o armazenamento de fluidos supercríticos não é viável, não podendo ter um sistema TES direto [22]. Modelos mostraram que o rendimento do recetor pode chegar a ~90% e temperaturas de saída de 700-800 °C [14].

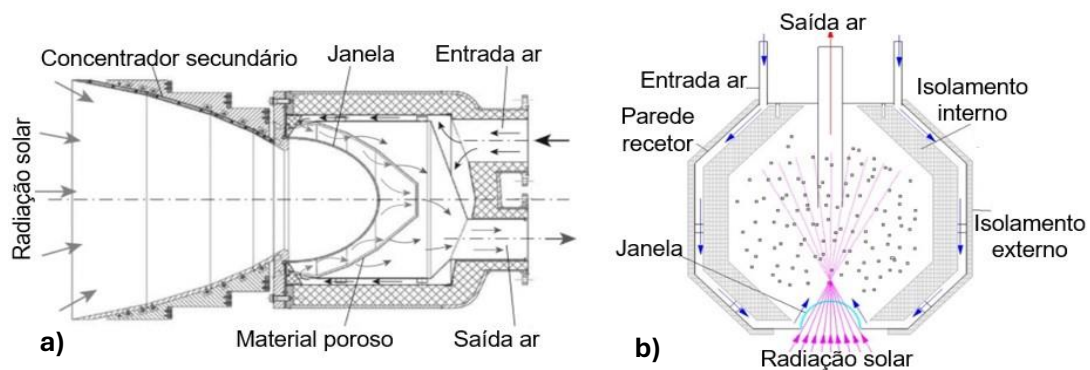


Figura 13-a) Recetor volumétrico a ar com material poroso metálico, modificado de [61]. b) Recetor de pequenas partículas a ar, modificado de [31].

2.3.3 Recetores líquidos

Os recetores líquidos podem ser divididos em duas tecnologias principais: recetores tubulares e recetores de filme em queda [22].

- **Recetores de filme em queda** [22]: têm o escoamento livre de um líquido numa superfície inclinada do recetor. Pode ser dividido em recetor absorção direta externa (RAD-externa), recetor de absorção direta interna (RAD-interna), e recetor de absorção indireta (RAI). No RAD-externa a radiação solar incide diretamente no líquido que escoar na parede externa do recetor,

Figura 14 a); no RAD-interno a radiação solar incide diretamente no líquido que escoar na parede interna de um recetor de cavidade, **Figura 14 b)**; e no RAI o líquido escoar na superfície interna do recetor, a radiação incide sobre a superfície que transfere parte do calor para o líquido, **Figura 14 c)**.

Nos RAD a reduzida opacidade do fluido reduz a absorção de radiação solar. Para aumentar a absorção direta foi estudado o uso de partículas submicrônicas suspensas em misturas de sais fundidos e a da aplicação de dopantes. Nos RAD não é necessário o uso de bombagem.

No RAD-externo a influência do vento pode tornar o escoamento instável e não uniforme, aumentar as perdas por convecção externa forçada, e levar à perda de fluido. Um conjunto de testes experimentais de RAD-externo obtiveram um rendimento do recetor de ~80-90% com temperatura máxima de ~700°C.

No RAD-interno a radiação solar entra pela cavidade do recetor e incide diretamente no fluido. Aqui a influência do vento é inferior, e estudos teóricos projetam que possa atingir rendimento máximo de ~94.5%.

No RAI o líquido não é o elemento absorvente da radiação solar, pelo que não é necessária a dopagem do mesmo, reduzindo-se custos. É projetado um rendimento do recetor de ~80%.

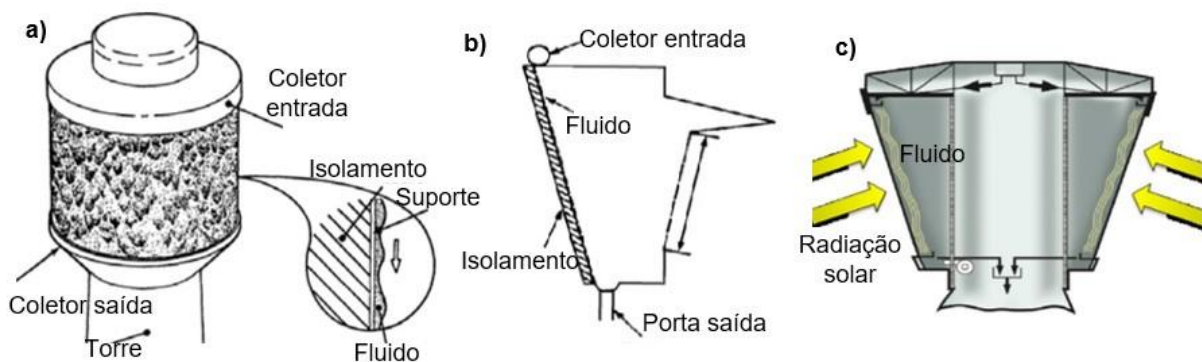


Figura 14-a) RAD-externa. **b)** RAD-interna. **c)** RAI. Modificado de [22].

- **Recetores tubulares líquidos:** estudados desde 1970 e são o tipo de recetor central mais usado atualmente [22]. Podem ser divididos em duas tecnologias: recetores externos tubulares ou recetores de cavidade tubulares, **Figura 15** [22]. Ambos os recetores têm tubagens nas quais o fluido de trabalho escoar, os mais usados são água/vapor ou misturas de sais fundidos [22]. Estes fluidos de trabalho atualmente limitam temperatura máxima no recetor entre 565-600°C [15]. A radiação solar incide nos tubos, parte desta é absorvida pelo tubo e uma porção é perdida por reflexão. Adicionalmente ocorrem perdas de calor do tubo por convecção externa para o exterior e por trocas de radiação com a envolvente. A restante porção de calor é transferida para o fluido de trabalho que escoar nos tubos, por convecção interna [32]. Estes recetores usam painéis de tubos em série, permitindo ao fluido ter um maior percurso de incidência de radiação solar [22]. Os recetores tubulares de cavidade, têm os painéis dos tubos no interior do recetor nos quais incide a radiação solar que atravessa a cavidade do recetor [22]. Nestes recetores a otimização do dimensionamento da cavidade é fulcral. Testes

realizados em ambos os recetores mostraram que o recetor de cavidade tem superiores perdas de calor por convecção externa, inferiores perdas de calor por trocas de radiação, e rendimento térmico do recetor ligeiramente superior em comparação com o recetor externo [22]. O rendimento térmico dos recetores tubulares líquidos está entre ~80-90% [22].

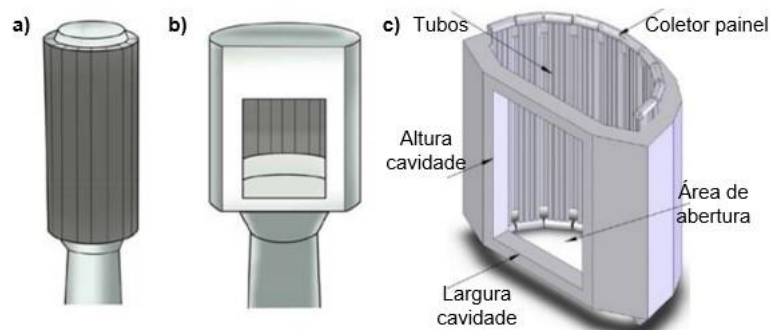


Figura 15-a) Recetor externo tubular. b) Recetor cavidade tubular. c) Vista abrindo o topo de b). Modificado de [30].

2.4 Recetores analisados no modelo térmico

O modelo térmico desenvolvido na presente dissertação é dirigido para o recetor central externo tubular cilíndrico e o recetor central externo tubular de um painel retangular plano vertical com mistura de sais fundidos, pelo que vão ser apresentados em maior detalhe.

2.4.1 Recetor central externo tubular cilíndrico de mistura de sais fundidos

O recetor central externo tubular cilíndrico de mistura de sais fundidos é formado por painéis retangulares planos verticais tubulares individuais, que são ligados em série, formando a superfície lateral cilíndrica do recetor com os tubos expostos ao ambiente, **Figura 16, Figura 17 a), b)** [16].

Cada painel individual é formado por um conjunto de tubos verticais individuais de igual geometria, colocados adjacentes uns aos outros, e conectados em baixo e em cima por dois coletores, que por sua vez se conectam aos coletores dos painéis em série anteriores e posteriores, **Figura 17 b)** [16]. Estes tubos adjacentes podem ter um espaçamento uniforme entre si, ou podem estar em contacto [33]. Em cada painel individual o fluido de trabalho escoia em todos os tubos com a mesma direção, ascendente ou descendente [33]. O fluido de trabalho escoia assim num percurso serpentino vertical, pelos painéis de tubos verticais ligados em série [33]. O recetor pode ter diversas configurações de escoamento do fluido de trabalho, consoante a conexão dos painéis individuais, **Figura 23** [16], [34].

Na parte traseira dos tubos o painel individual é formado por um conjunto de camadas que tem como objetivo isolar os tubos [33], [35]. A primeira camada é uma parede refratária, composta por um material de elevada resistência térmica e mecânica, que protege as camadas de isolamento seguintes [35]. Esta parede refratária tem a face que é virada para os tubos pintada com tinta branca ou usando um material refletivo, para refletir a radiação que atravessa o espaçamento entre os tubos [33], [35]. As camadas seguintes são normalmente de um material isolante de reduzida resistência mecânica, como a lã mineral [33], [35]. Os coletores superiores e inferiores dos painéis são protegidos pelas coberturas de proteção de radiação, normalmente pintadas de branco [35].

Relativamente ao mecanismo de suporte, os tubos não estão em contacto direto com a parede refratária. Cada tubo é suportado individualmente, sendo fixado apenas num dos seus extremos para

permitir expansão axial e evitar a curvatura dos mesmos [36]. Ao longo do comprimento de cada tubo são uniformemente colocados pequenos mecanismos de suporte, que são soldados aos tubos e fixados à parede refratária, **Figura 17 c)** [36].

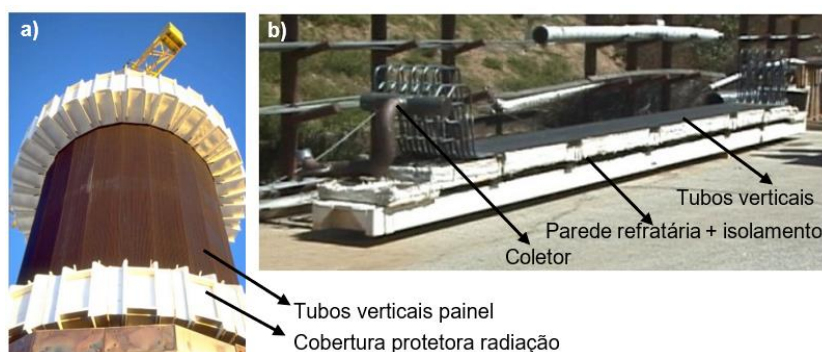


Figura 16-a) Recetor central externo tubular cilíndrico. b) Pannel individual do recetor. Modificadas de [16].

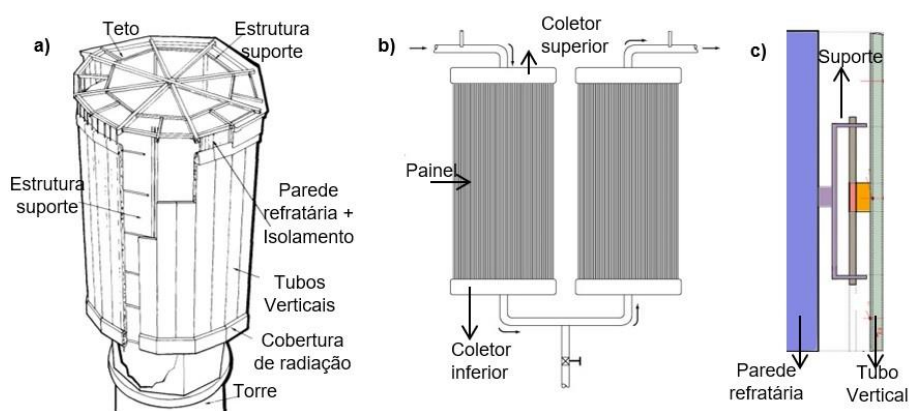


Figura 17-a) Esquema do recetor central externo tubular cilíndrico, modificado de [62]. b) Ligação de dois painéis em série, modificado de [59]. c) Suporte de um tubo, modificado de [36].

O diâmetro externo dos tubos costuma variar entre 20-45mm [16] e são normalmente de aço inoxidável 316 ou da liga metálica níquel 800H [33]. A superfície externa dos tubos é pintada com uma tinta de elevada absorvidade, por exemplo, a tinta preta de Pyromark^(R) com uma absorvidade de 93% e uma emissividade de 85% [33].

Assim, a superfície lateral do recetor é constituída por tubos verticais, os quais têm a sua zona frontal exposta ao ambiente e a sua zona traseira virada para a parede refratária [33]. A radiação solar incide nos tubos, parte desta é absorvida pelo tubo e uma porção é perdida por reflexão. Adicionalmente ocorrem perdas de calor do tubo por convecção externa para o exterior e por trocas de radiação com a envolvente. A restante porção de calor é transferida para o fluido de trabalho que escoar nos tubos, por convecção interna [32].

2.4.2 Recetor central externo tubular de um painel retangular vertical plano

O modelo térmico era inicialmente dirigido apenas para o recetor central tubular externo cilíndrico de mistura de sais fundidos, mas dada a sua generalidade foi possível adaptá-lo para também ser usado para o recetor central externo tubular de um painel retangular plano vertical com mistura de sais fundidos. Este recetor pode ser usado, por exemplo, para testes experimentais de diferentes misturas de sais fundidos. O recetor é constituído por apenas um painel, que se assemelha aos painéis

individuais do recetor cilíndrico. A diferença está na forma como os tubos verticais podem estar conectados, as diferentes configurações introduzidas no modelo estão na **Figura 24**. Na **Figura 18** está uma representação de uma torre com o recetor de um painel e o campo de helióstatos.

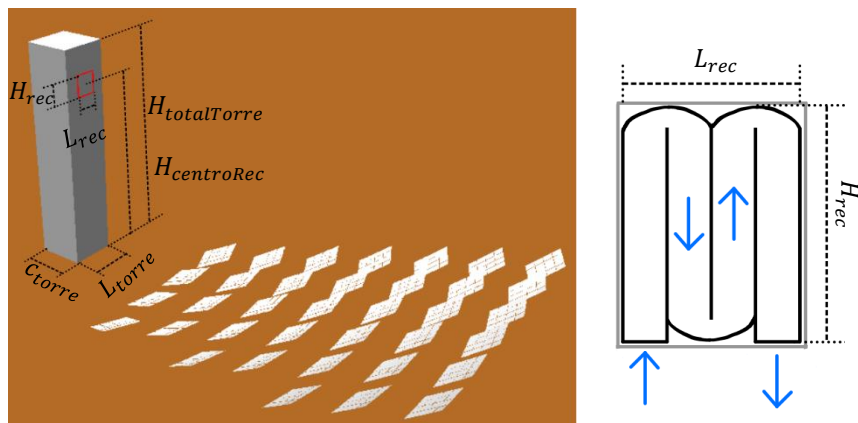


Figura 18-Esquerda: Representação de sistema de torre com recetor tubular externo de um painel retangular plano vertical (delimitado a vermelho). Direita: Exemplo de uma configuração do recetor de um painel.

2.5 Fluidos de trabalho para recetores líquidos

O fluido de trabalho utilizado nos recetores centrais tubulares líquidos de torres solares tem um papel importante no desempenho do sistema que deve ser analisado. O objetivo é que este apresente: condutividade térmica elevada [5], aumentando os coeficientes de transferência de calor por convecção interna; capacidade térmica específica elevada [5], permitindo uma absorção de calor superior pelo fluido para a mesma temperatura de saída final; temperatura de fusão reduzida, para evitar o uso de produtos anticongelantes dispendiosos [5]; temperatura de estabilidade elevada, para aumentar o rendimento do bloco de potência [22]; densidade de energia elevada, para também poder ser usado como meio de armazenamento, evitando o uso de um segundo meio e permutadores [25]; e baixo custo por energia produzida/armazenada.

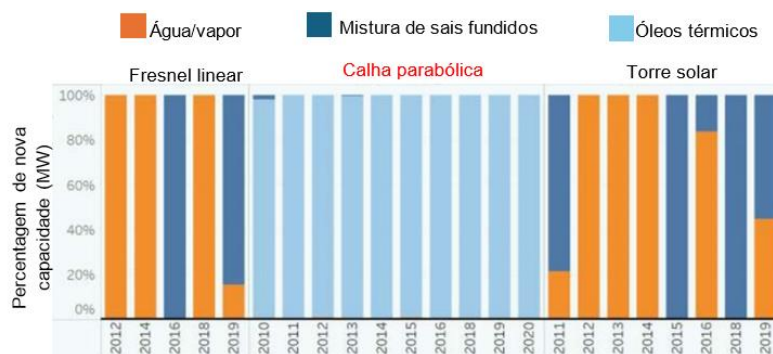


Figura 19-Percentagem de nova capacidade instalada por tipo de fluido de trabalho e para diferentes tecnologias de sistemas de calor concentrado. Modificado de [5].

Atualmente, os fluidos de trabalho mais usados em recetores de torres solares são: água/vapor com geração direta de vapor e misturas de sais fundidos [5], a Figura 19 apresenta a percentagem de nova capacidade instalada por tipo de fluido de trabalho do recetor. Líquidos como água/vapor e mistura de sais fundidos apresentam condutividade térmica e capacidade térmica específica superiores às dos

recetores a gás [22]. As vantagens e desvantagens do uso do sistema a água/vapor foram mencionadas anteriormente.

Relativamente às misturas de sais fundidos, têm sido realizadas pesquisas por novas misturas com temperaturas de estabilidade mais elevadas e melhores capacidades de armazenamento [25]. As misturas atuais têm temperaturas de estabilidade de apenas 565 a 600°C [15]. A temperatura de estabilidade impõe a temperatura máxima operacional do fluido no recetor, o aumento desta leva ao aumento do rendimento do bloco de potência e à possibilidade de implementação de novos ciclos termodinâmicos que requerem temperaturas mais elevadas para serem eficientes, como os de Brayton [22]. Para temperaturas acima da temperatura de estabilidade: a taxa de decomposição aumenta perdendo-se massa do sal [37]; as propriedades termofísicas do fluido tornam-se instáveis [37]; e dependendo do tipo de fluido, a taxa de produção óxido pode aumentar, originando problemas de corrosão dos tubos [25]. Misturas de sais fundidos de nitratos, carbonatos, cloretos e fluoretos têm sido analisadas [22].

A mistura de sais fundidos convencional mais usada é a mistura de nitratos (60%-40%pp NaNO_3 - KNO_3), normalmente denominada de “sal solar”. A sua temperatura de fusão é de 290°C e a temperatura de estabilidade é 565°C [25]. Entre 290-560°C a reação de equilíbrio (2.2) ocorre com rácios estáveis de nitrato-nitrito ao longo do tempo [25]:



Acima de 500°C ocorre decomposição de nitrito em óxido O^{2-} , uma das possíveis reações de equilíbrio que pode ocorrer é:



Elevando de 560 a 600°C a reação de equilíbrio (2.2) desloca-se para o lado da nitrito e este continua a decompor-se estavelmente pela reação de equilíbrio (2.3). Neste intervalo de temperaturas o fator mais preocupante é o aumento dos níveis de O^{2-} podendo levar a corrosão dos tubos. A 565°C a taxa de produção de O^{2-} é relativamente baixa, pelo que é aceitável ser usada nos recetores, sendo considerada a temperatura de estabilidade [25].

As misturas de fluoretos têm sido usadas como fluidos de arrefecimento em reatores nucleares [38], sendo tipicamente estáveis para temperaturas abaixo de 1000°C e permitem baixas pressões [22]. Têm condutividade térmica, capacidade térmica específica e estabilidade superiores às dos nitratos, cloretos e carbonatos [38]. No entanto, a sua viscosidade é elevada, o que leva a problemas de bombagem e a sua aplicação nestes sistemas tem de ser analisada com cuidado. O custo unitário é o mais elevado das misturas [38].

As misturas de cloretos têm elevadas temperaturas de estabilidade e o menor custo unitário, mas apresentam a menor densidade de energia [38]. Fluoretos e Cloretos não têm um processo de decomposição como o referido dos nitratos e carbonatos, devido à estrutura simples dos seus aniões [22]. Ambos apresentam problemas de corrosão mais elevados que os nitratos e carbonatos [38], estes últimos têm a capacidade de criar camadas de óxido estáveis que funcionam como uma barreira protetora na superfície de tubos [22].

As misturas carbonatos apresentam um custo acessível, temperatura de estabilidade superior apenas à dos nitratos, e a corrosão é menos agressiva do que nos fluoretos e cloretos. O processo

decomposição é semelhante ao descrito para os nitratos, sendo que para temperaturas superiores a 600°C o anião de carbonato decompõe-se em dióxido de carbono e óxido [22].

O artigo de An, et al. [37] analisou a mistura de sais fundidos de carbonatos (32.12%-33.36%-34.52%pp $\text{Li}_2\text{CO}_3\text{-Na}_2\text{CO}_3\text{-K}_2\text{CO}_3$). Neste foi determinado que a mistura de sais tem temperatura de fusão de 400°C e temperatura de estabilidade de 658°C. Acima de 658°C é iniciado o processo de decomposição com uma perda de massa de 0.05% até 794°C, a taxa de perda de massa aumenta com a temperatura e a mistura fica completamente decomposta a 1010°C. Neste artigo as propriedades termofísicas da mistura como a capacidade térmica específica, difusividade térmica, condutividade térmica, viscosidade dinâmica e densidade foram analisadas, mas apenas para o intervalo de temperatura de 450 a 600°C. A Tabela 4 apresenta um resumo das características para as diferentes misturas de sais.

No programa desenvolvido na presente dissertação foram introduzidas as equações das propriedades termofísicas para a mistura de nitratos (60%-40%pp $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$) e para a mistura de carbonatos (32.12%-33.36%-34.52%pp $\text{Li}_2\text{CO}_3\text{-Na}_2\text{CO}_3\text{-K}_2\text{CO}_3$). As equações estão nos anexos A.

Tabela 4-Características dos tipos de misturas de sais fundidos. "sal solar": (60%-40%pp $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$). "Carbonatos": (32.12%-33.36%-34.52%pp $\text{Li}_2\text{CO}_3\text{-Na}_2\text{CO}_3\text{-K}_2\text{CO}_3$). "Cloretos" é a média das 5 misturas [38]. "Fluoretos" é a média das 4 misturas [38].

Mistura	Temperatura operacional (°C)	Densidade de Energia [38] $\left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}\right]$	Custo [38] $\left[\frac{\text{€}}{\text{kg}}\right]$	Corrosão [38]
"Sal solar"	290-565 [25]	901.1	1.2	+
"Carbonatos"	400-658 [37]	991.2	1.86	+
"Cloretos"	356 – >700 [38]	651	0.47	++
"Fluoretos"	430 – >700 [38]	823	3.54	++
(Nota: Fluoretos têm elevada viscosidade o que leva a problemas na bombagem)				

2.6 Ciclos termodinâmicos do bloco de potência

Atualmente, as temperaturas de saída no recetor estão limitadas entre 565°C-600°C [15] e é usado no bloco de potência o ciclo de Rankine que tem rendimento entre 30-40% [22], com temperaturas de entrada na turbina inferiores a 600°C [15]. A aplicação de diferentes ciclos do bloco de potência para diferentes temperaturas de saída do recetor tem sido estudada.

O artigo de Dunham, et al. [15] analisou a aplicação dos seguintes ciclos termodinâmicos a centrais de energia solar concentrada: He-Brayton; CO_2 -Brayton regenerativo; CO_2 -Brayton recompressivo; Rankine; e combinação de Brayton com ciclo de Rankine orgânico (CRO), CO_2 -Brayton/CRO. Neste foram calculados os rendimentos do bloco de potência, o rendimento do recetor e rendimento total (inclui rendimento helióstatos, recetor e bloco de potência). No entanto, a análise térmica do recetor não é realizada, sendo o rendimento do recetor obtida de uma forma simplificada como na equação (1.1), que tem erros associados. Na Figura 20 estão os resultados do rendimento do bloco de potência e do rendimento total do sistema, para os diferentes ciclos termodinâmicos em função da temperatura de entrada do vapor na turbina, para diferentes pressões máximas e com arrefecimento com água. Relativamente ao rendimento do bloco de potência para pressão máxima de 22MPa, o ciclo de Rankine tem maior rendimento até temperaturas ~600°C, acima desta o ciclo CO_2 -Brayton recompressivo passa

a ter a maior rendimento. Para 30MPa o rendimento do bloco de potência e o rendimento total do sistema são superiores para o ciclo de Rankine até $\sim 575^{\circ}\text{C}$, acima desta o ciclo CO_2 -Brayton recompressivo passa a ter o maior rendimento.

Por fim, é benéfico apontar que uso de água fria como forma de arrefecimento dos condensadores pode constituir um problema, visto que o local de implementação das centrais de torres solares normalmente não é abundante neste recurso. Centrais de torres solares podem consumir até aproximadamente 2839.05Kg/MWh de água para arrefecimento. O uso de ar como forma de arrefecimento reduziria o uso de água em cerca de 90%, mas tem um custo 3.3 vezes superior e adicionais custos operacionais de eletricidade [15].

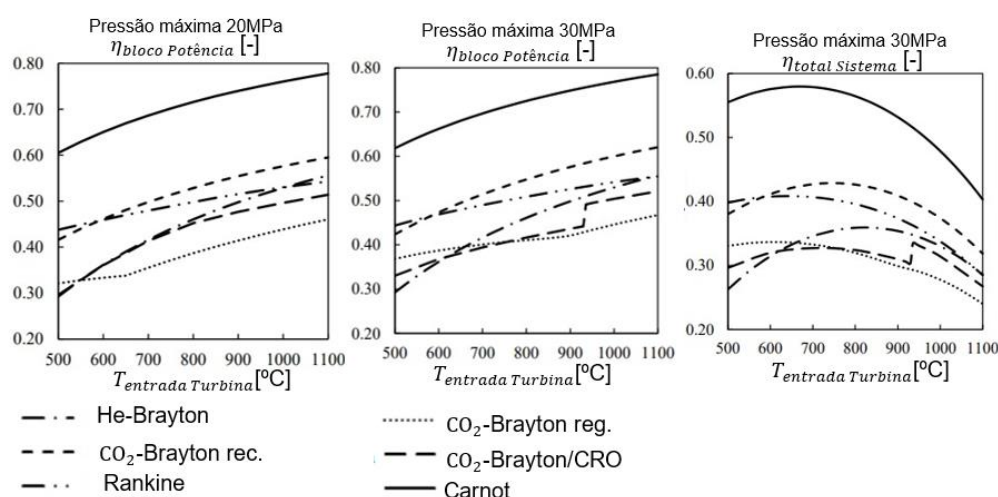


Figura 20-Rendimento do bloco de potência total do sistema para os diferentes ciclos termodinâmicos do bloco de potência para pressão máxima de 20MPa e 30MPa, com arrefecimento com água. Modificada de [7].

2.7 Programas de simulação existentes

Nesta secção programas e códigos existentes de simulação o sistema da central térmica solar de torre solar na totalidade, ou específicos para o sistema do recetor central ou sistema do campo de helióstatos são apresentados.

O código DELSOL foi dos primeiros códigos a ser desenvolvido em 1970 com o projeto piloto da central Solar I [39]. O mesmo foi atualizado ao longo dos anos pelos laboratórios nacional de Sandia [40], e ainda é usado pelos mesmos [41]. Este tem um código detalhado para análise do desempenho ótica e disposição do campo de helióstatos, e tem um código mais simplificado para a análise térmica do recetor central [40]. Tem também um algoritmo de análise tecno-económica do design ótimo do campo de helióstatos e recetor central [40]. Os avanços computacionais permitiram que estes primeiros códigos fossem atualizados ou servissem de base para novos programas mais eficientes [39].

O programa SOLERGY tem a capacidade de simular o desempenho anual e potência anual fornecida por um sistema de torre solar [41]. O programa simula o rendimento do campo de helióstatos, recetor, sistema de armazenamento e turbina [41]. Os dados de entrada fornecidos pelo utilizador são de dois tipos: dados de design e especificações do modo de operação e dados meteorológicos que podem ser atualizados em intervalos mínimos de 3 minutos [41]. O código é em FORTRAN77, acesso é livre, e é usado pelos laboratórios nacional de Sandia [41].

Os laboratórios nacional de Sandia em cooperação com o programa Sistema Conselheiro do Modelo (SAM) introduziram o modelo de sistema de torres solares [41]. O programa SAM foca-se na análise tecno-económica e é de livre acesso [41].

Para uma análise térmica e mecânica detalhada do recetor central a única opção que foi encontrada foi o uso das diversas versões do programa comercial ANSYS com simulações de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) [41]. No entanto, nestes programas não existem modelos estabelecidos para recetores, o utilizador tem de criar o mesmo, o que pode constituir um problema pois requer conhecimentos na área de CFD.

Relativamente aos programas de simulação do campo de helióstatos, diversos programas de simulação ótica do campo de helióstatos têm sido desenvolvidos usando técnicas de convolução ou de rastreamento de raios [42]. Na presente dissertação foi usado o programa Tonatiuh, pelo que o mesmo vai ser apresentado. Tonatiuh é um programa gratuito de simulação ótica, vocacionado para sistemas de energia solar concentrada, que usa a técnica de rastreamento de raios com o método de calculo de Monte Carlo [42]. O programa é desenvolvido pelo CENER, tendo sido validado com dados experimentais e os resultados divulgados na conferencia 2011 SolarPACES [39]. Este sido atualizado desde então, com a última versão lançada em 2017. O programa permite o design dos helióstatos e do recetor com um grau de detalhe elevado, podendo-se escolher entre diferentes formas, dimensões, materiais e propriedades óticas dos mesmos. As propriedades óticas dos materiais são dependentes do ângulo de incidência [42]. Alguns dos resultados que o programa disponibiliza “diretamente” são: visualização do gráfico mapa de fluxo incidente; potência total/mínima/máxima incidente [42]. No entanto, os dados do mapa de fluxo incidente não disponibilizados diretamente, tendo de ser pós-processados noutra plataforma com MATLAB, R ou Python. Após a simulação ficheiros binários e ASCII podem ser guardados pelo utilizador. Os ficheiros binários contêm os dados das coordenadas de cada fotão incidente na superfície em análise e a “potência por fotão”. Os ficheiros ASCII têm a informação escrita do que corresponde cada linha de dados dos ficheiros Binários. Para obter os dados do mapa de fluxo o utilizador tem de processar estes ficheiros binários e ASCII. Por fim, os dados de entrada como o design do sistema, escolha de materiais e propriedades, posição solar e definições de simulação podem ser introduzidos de forma manual, ou podem ser dados de forma automática pelo desenvolvimento de um código em JavaScript o que permite a invocação do Tonatiuh a outros programas/códigos complementares.

2.8 Modelos térmicos analisados

Nesta secção os dois artigos que serviram como forma de validação do presente modelo são apresentados. Primeiro é analisado o artigo de Rodríguez-Sánchez, et al. [17] que desenvolve modelos térmicos estacionários e o segundo é o de Xu, et al. [20] que desenvolve um modelo transiente unidimensional.

2.8.1 Modelos térmicos estacionários de María Rodríguez-Sánchez

Neste primeiro artigo analisado de Rodríguez-Sánchez, et al. [17] são introduzidos três modelos térmicos estacionários para recetores centrais externos tubulares cilíndricos, dois modelos bidimensionais e um modelo unidimensional. O principal objetivo do artigo é a validação do uso destes

modelos na análise de design e otimização de recetores. Foram analisados casos de estudo com diferentes velocidades do vento e taxas de fluxo de massa. A validação dos modelos foi realizada através da comparação dos resultados com os de um modelo tridimensional transiente de dinâmica dos fluidos computacional (CFD-3D) executado no programa comercial ANSYS Fluent. Os modelos bidimensionais obtiveram uma diferença relativa máxima de $\pm 7.23\%$ para o rendimento térmico, temperatura do fluido e temperatura dos tubos. O modelo unidimensional obteve uma diferença relativa máxima de -5.81% para o rendimento térmico e temperatura do fluido, mas não calcula a variação da temperatura dos tubos na direção angular que é necessária para uma análise mecânica mais detalhada. Os três modelos tiveram um custo computacional muito inferior ao do CFD-3D. Com estes resultados o uso dos mesmo foi validado.

Os três modelos consideram que cada painel é constituído por um conjunto de tubos adjacentes com possíveis espaçamentos equidistantes e uma parede refratária isolada considerada como adiabática na traseira. A envolvente externa na parte frontal, constituída pelo céu e chão, é representada por uma superfície fictícia, **Figura 21**. A temperatura do fluido usada em cada secção axial é a média na secção transversal do tubo, sendo apenas consideradas variações na direção axial, dividindo o fluido dividido em blocos axiais uniformes. O fluido de trabalho usado é o “sal solar”. A temperatura dos tubos considera variações na direção radial e axial, e nos modelos bidimensionais também na direção angular. A condução de calor nos tubos na direção axial e angular não é considerada, apenas na direção radial. Nos três modelos as propriedades termofísicas do tubo e fluido variam com a temperatura.

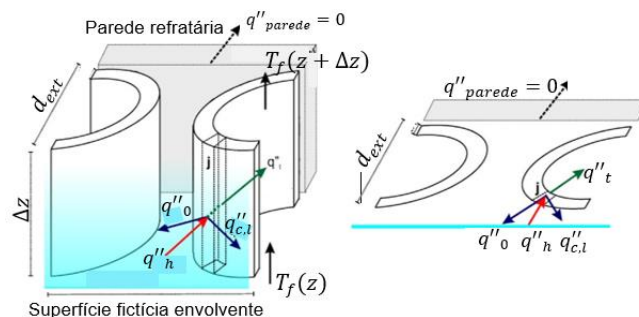


Figura 21- Geometria de simulação de transferência de calor no recetor. Fluxos: q''_0 perdas radiação; $q''_{c,t}$ perdas convecção externa; q''_h irradiação incidente; q''_t transferido para o fluido de trabalho. Modificada de [17].

Relativamente aos dois modelos bidimensionais, a discretização é realizada na direção angular e axial, cada tubo é dividido em secções angulares e blocos axiais que formam células. São consideradas variações dos fluxos de calor e da temperatura dos tubos nas direções angular e axial. O que diferencia os dois modelos bidimensionais é a hipótese simplificativa adotada: o modelo de temperatura homogênea (HTM) assume que a temperatura da parede dos tubos é homogênea em cada célula, o modelo de fluxo de calor homogêneo (HHFM) assume que fluxo de calor absorvido pelo fluido de trabalho é homogêneo em cada célula.

O modelo unidimensional, denominado modelo standard (SM), tem discretização dos tubos apenas na direção axial, dividindo os mesmo em blocos axiais que formam células. A variação dos fluxos de calor e da temperatura do tubo é negligenciada na direção angular. No modelo SM, a temperatura da parede do tubo usada em cada secção axial é a média na direção angular em todo o perímetro do tubo.

As equações deste modelo são as mesmas que as usadas nos modelos bidimensionais, mas atualizadas com o índice do número de secções angulares do tubo igual a 1.

Os três modelos analisam apenas um tubo por painel para reduzir custos computacionais. Para isto, é considerado que todos os tubos de cada painel têm a mesma geometria e irradiância solar incidente, resultando em temperatura e fluxos de calor iguais. Apesar desta simplificação, a consideração dos efeitos dos tubos adjacentes é considerada nas trocas de calor por radiação, sendo impostas condições de simetria entre tubos.

Relativamente às trocas de calor por radiação, a radiação solar incide nos tubos, e se o espaçamento for não nulo, também na parede refratária. O tubo irradia para os tubos adjacentes, envolvente e parede refratária, já a parede refratária irradia para os tubos e envolvente. O método usado para analisar estas trocas foi o método da radiosidade de Modest [43], considerando todas as superfícies como opacas, cinzentas e difusas e que formam um espaço fechado. Os fatores de forma usados são bidimensionais obtidos pelo método de cordas cruzadas de Hottel [43].

A irradiância solar incidente no recetor foi obtida pelo programa comercial DELSOL3. O recetor foi dividido em secções angulares iguais ao número de total de painéis e em treze blocos na direção axial, sendo obtida a irradiância solar uniforme em cada uma destas áreas.

Nas trocas de calor por convecção externa é considerado que apenas as secções dos tubos expostas ao ambiente são envolvidas nas mesmas, maioritariamente a metade frontal dos tubos. O coeficiente médio misto de transferência de calor por convecção externa é obtido através das correlações de Siebers, et al. [44], que combina convecção natural e forçada. Apesar das correlações médias serem estabelecidas para condições de fronteira de temperatura uniforme, Rodríguez-Sánchez opta por usar a temperatura local das células no cálculo das mesmas em vez da temperatura média do recetor. No que diz respeito ao coeficiente de transferência de calor da convecção interna não são mencionadas as correlações usadas.

Relativamente ao modelo transiente tridimensional CFD-3D executado no programa comercial ANSYS Fluent, foi simulado apenas um tubo por painel. O modelo analisa as equações de conservação da massa, quantidade de movimento linear, e da energia para os volumes de controlo definidos. Foi usado um esquema temporal implícito, um esquema de segunda ordem para os termos convectivos, e um algoritmo SIMPLE para acoplar a pressão e velocidade do fluido.

2.8.2 Modelo térmico transiente unidimensional de Li Xu

Neste segundo artigo analisado de Xu, et al. [20] é introduzido um modelo térmico numérico transiente unidimensional para recetores centrais externos tubulares cilíndricos. O principal objetivo foi desenvolver um modelo, com um custo computacional reduzido, capaz de analisar o comportamento térmico transiente de um recetor sujeito a condições de fronteira transientes para se poder analisar estratégias operacionais que visão a aumentar o rendimento térmico do mesmo. O modelo de Xu validou os resultados do regime estacionário simulando dois casos de estudo de González, et al. [45], que utiliza o modelo estacionário HTM de Rodríguez-Sánchez [17] da secção anterior. Os resultados para o regime estacionário da temperatura do fluido obtiveram uma diferença absoluta e relativa máximas de $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\pm 1.5\%$, respetivamente [20].

A geometria do painel é semelhante à que se apresentou na Figura 21, mas com espaçamento nulo entre tubos adjacentes e sem secções angulares. O modelo é unidimensional, com discretização axial uniforme, dividindo os tubos e fluido em N volumes de controlo axiais iguais. A temperatura do fluido de trabalho usada é a média na secção transversal, sendo apenas consideradas variações na direcção axial. Relativamente à temperatura dos tubos, são negligenciadas variações nas direcções radial e angular do tubo. A temperatura dos tubos usada em cada posição axial corresponde à média na direcção angular em todo o perímetro do tubo. Como simplificação é analisado apenas o tubo central de cada painel, assumindo que para cada painel todos os tubos têm a mesma geometria, irradiância solar incidente, e assim, fluxos de calor e temperatura iguais. Nestas simplificações o modelo de Xu assemelha-se ao modelo SM de Rodríguez-Sánchez [17] da secção anterior. Em cada caminho principal de escoamento do fluido de trabalho é seleccionado um tubo de cada painel em série. Estes tubos por sua vez tubos são ligados em série formando um tubo representativo desse caminho. Este tubo representativo de cada caminho é o que é efetivamente analisado. É considerado que as propriedades termofísicas do fluido de trabalho e tubo variam com a temperatura, mas as propriedades óticas como a emissividade e absorvidade do tubo são consideradas constantes.

É estabelecida uma equação derivada parcial do balanço térmico no tubo representativo, equação (2.4).

$$\rho_s c_s dV_{c,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = (q_{cond,x} - q_{cond,x+dx})_s + \alpha_s q_{sol} - q_{p,rad} - q_{p,convExt} - q_{convInt} \quad (2.4)$$

O membro da esquerda é a taxa de aumento da energia armazenada no tubo. No membro da direita: o primeiro elemento é a taxa de variação de calor por condução axial no tubo no volume de controlo infinitesimal; o segundo elemento é a taxa de radiação solar incidente absorvida pelo tubo; o terceiro elemento é a taxa de calor perdido por trocas de radiação com a envolvente; o quarto elemento é a taxa de calor perdido por convecção externa com o ambiente; o último elemento é a taxa de calor transferido do tubo para o fluido por convecção interna.

Não é mencionado o tipo de método de integração numérica usado para transformar as equações diferenciais parciais dos balanços térmicos em equações algébricas discretas. Mas é mencionado que para cada volume de controlo finito as condições iniciais, condições de fronteira e propriedades termofísicas do fluido e tubo são consideradas uniformes

Para o balanço diferencial no fluido de trabalho, a equação diferencial não foi apresentada, apenas a equação algébrica final para um volume controlo finito, equação (2.5). Nesta foi igualada a taxa de calor transportada por advecção no fluido de trabalho à taxa de calor que o fluido recebe do tubo por convecção interna, não sendo introduzida uma parcela transiente para a taxa de aumento da energia armazenada no fluido. A equação assemelhasse ao resultado do uso do método dos volumes finitos com um esquema Downwind de 1ª ordem. Nas trocas de calor por convecção interna entre o tubo e fluido, é considerado que as metades frontal e traseira do tubo contribuem de igual forma, sendo a área usada a da superfície lateral interna para todo o perímetro. É assumido regime turbulento com região de entrada negligenciada, e a correlação usada foi a de Dittus-Boelter.

$$\dot{m}c_{f,i}(T_{f,i+1} - T_{f,i}) = \Delta x \pi d_{int} h_{d_{int}}(T_{s,i} - T_{f,i}) \quad (2.5)$$

Relativamente à taxa de variação de calor por condução axial no tubo parece ter resultado semelhante ao que seria se fosse aplicado o método dos volumes finitos com um esquema espacial de diferenças centrais, e com condição de fronteira adiabática nos extremos do tubo, equação (2.6).

$$(q_{cond,x} - q_{cond,x+\Delta x})_s = \begin{cases} \frac{k_{s1}\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)(T_{s2} - T_{s1})}{\Delta x}, & i = 1 \\ \frac{k_{s,i-1}\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)(T_{s,i-1} - T_{s,i})}{\Delta x} + \frac{k_{s,i}\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)(T_{s,i+1} - T_{s,i})}{\Delta x}, & i = 2:N-1 \\ \frac{k_{sN-1}\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)(T_{sN-1} - T_{sN})}{\Delta x}, & i = N \end{cases} \quad (2.6)$$

A irradiância solar incidente na metade frontal dos volumes de controlo é considerada uniforme. Relativamente às trocas calor por radiação, é considerado que as superfícies são opacas, difusas e cinzentas e formam um sistema fechado. É também considerado que os tubos adjacentes estão à mesma temperatura, têm a mesma geometria e que as trocas de calor por radiação ocorrem apenas entre a metade frontal do tubo e a envolvente. A simplificação de que não existe trocas de radiação na metade traseira dos tubos é justificada por: este ser um espaço fechado com espaçamento nulo entre tubos adjacentes; por os tubos adjacentes terem a mesma geometria e temperatura; por a parede refratária ser considerada adiabática e atuar como uma superfície reirradiante; por os tubos não estarem em contacto com a parede refratária, e por ser negligenciada a convecção natural na cavidade da metade traseira. No entanto, a equação (2.7) usada para as trocas de calor por radiação entre tubo e envolvente não parece ser a indicada por livros encontrados na literatura [43], [32]. Para além disto não foi mencionado o método de cálculo nem o valor do fator de forma F_{s-env} .

$$q_{p,rad_i} = F_{s-env} \epsilon_s \sigma (\pi r_{int} \Delta x) (T_{s,i}^4 - T_{env}^4) \quad (2.7)$$

Relativamente às trocas por convecção externa com o ambiente, equação (2.8), é considerado que a metade frontal e traseira dos tubos estão envolvidas, apesar da metade traseira não estar exposta ao mesmo. O coeficiente de transferência de calor médio misto $\bar{h}_{mix}$, que combina coeficientes de convecção média forçada e natural, é obtido por Siebers [44]. Para as correlações médias de convecção externa forçada é usado o estudo de Achenbach [46]. A correlação média para a convecção natural é retirada do estudo de Siebers [44].

$$q_{p,convExt_i} = (2\pi r_{ext} \Delta x) \bar{h}_{mix} (T_{s,i} - T_{amb}) \quad (2.8)$$

Pelo tipo de processo iterativo explicado no artigo, parece que o mesmo se assemelha ao uso de um esquema temporal explícito de 1º ordem de Euler. O modelo de Xu divide uniformemente o tempo total da simulação, em submúltiplos períodos temporais em que as condições operacionais são constantes, especificamente condições meteorológicas e taxa de fluxo de massa. Define também um

passo temporal da simulação constante, mas não é referido como o mesmo é obtido ou se respeita condições de estabilidade. O passo temporal é submúltiplo dos períodos de condições operacionais constantes e do tempo total da simulação. Cada período de condições operacionais constantes é analisado individualmente. Em cada passo temporal de cada período de condições operacionais constantes são calculados os balanços térmicos para cada volume de controlo de cada tubo representativo. De forma a minimizar o custo computacional, em cada passo temporal é analisado se foi atingido o regime estacionário, caso tenha sido atingido, o programa não precisa de realizar os cálculos dos passos temporais desde desse ponto até ao fim do período de condições operacionais constantes atual, atribuindo os resultados do instante em que se atingiu a estacionariedade até ao fim desse período. A verificação do alcance do regime estacionário é feita realizando a diferença da temperatura no instante atual e no instante anterior, para todos os volumes de controlo do tubo e do fluido de um tubo representativo. Se a diferença for inferior a uma tolerância (TOL) definida é assumido que se atingiu o regime estacionário, Xu define um TOL de 0.1°C . Em cada período de condições operacionais constantes é usada uma estratégia iterativa cíclica do controlo da taxa de fluxo de massa para que a temperatura do fluido na saída seja a desejada no fim deste período. Esta estratégia não é algo que se possa aplicar no controlo em tempo real, ao contrário do uso controladores proporcionais integrais derivativos (PID), como foi usado por Zhang, et al. [21].

2.9 Método dos volumes finitos

No presente modelo térmico a ser desenvolvido de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) é aplicado o método dos volumes finitos (FVM). O método dos volumes finitos é um método numérico usado para transformar equações diferenciais parciais (PDEs) que representam leis de conservação num sistema de equações algébricas discretas para cada volume de controlo finito definido, usando o valor médio nos volumes de controlo das variáveis incógnitas [47]. O MVF é conservativo, garantindo que a leis da conservação são respeitadas em todo o domínio, aplicando as PDEs a volumes de controlo finitos e garantindo que os fluxos nas faces destes são contínuos [47]. Outro método numérico conhecido é o método das diferenças finitas, mas apenas garante que as leis da conservação são respeitadas em pontos discretos.

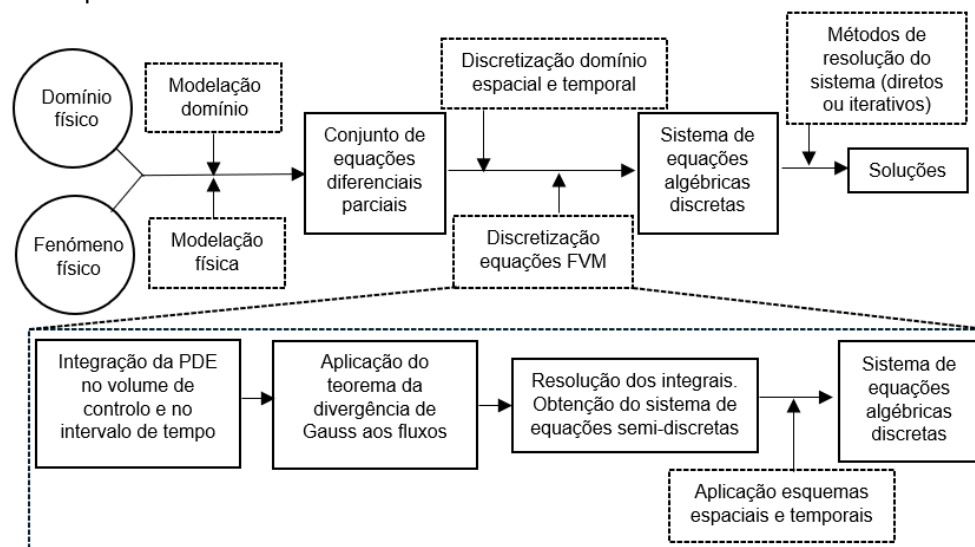


Figura 22-Processo de aplicação do método dos volumes finitos.

O método dos volumes finitos tem três etapas principais, **Figura 22**: discretização do domínio físico em volumes de controlo/células; discretização da equação diferencial parcial num sistema de equações algébricas discretas para cada volume de controlo; e aplicação de métodos para resolver o sistema de equações algébricas discretas.

A primeira etapa do FVM é a discretização do domínio físico em volumes de controlo finitos/células não sobrepostos, formando uma malha. Cada volume de controlo tem um centroide e é delimitado por faces, estas podem ser: interiores, que conectam dois volumes de controlo; ou podem coincidir com as fronteiras [47]. Estes dois tipos de faces são tratados de forma diferente.

A segunda etapa do FVM é a discretização da equação diferencial parcial nos volumes de controlo definidos obtendo o sistema de equações algébricas para cada volume de controlo. Esta etapa compreende duas fases. Na primeira fase a equação diferencial parcial é transformada em equações semi-discretizadas. A PDE é integrada em cada volume de controlo. Os integrais de volume da divergência dos fluxos de advecção e difusão são transformados em integrais de superfície usando o teorema da divergência de Gauss [47]. Neste ponto fica-se com as equações da conservação na forma integral e na abordagem Euleriana, equivalentes às que se teriam se tivesse sido aplicado o teorema de Reynolds à lei da conservação em causa. Os integrais de volume e de superfície são resolvidos aplicando o teorema do valor médio da integração, em que os integrais são substituídos pelo produto do valor médio função integranda com o volume de controlo ou área da superfície. O valor médio da função integranda é obtido pela regra de quadratura de Gauss com o número de pontos de integração à escolha. O mais comum é ser usado apenas um ponto de integração nas faces e nos volumes de controlo, o centro geométrico das mesmas, sendo isto equivalente ao uso da regra do ponto médio para a integração [47]. No fim da primeira fase fica-se com uma equação semi-discretizada, “semi” pois as variáveis dos fluxos da advecção e difusão estão definidas para o valor médio das faces e não para o valor médio do volume de controlo/células. Na segunda fase as equações semi-discretizadas são transformadas em equações algébricas discretas para cada volume de controlo. Isto é feito aplicando esquemas que relacionam os valores das faces com os valores dos centroides dos volumes de controlo [47]. Resumindo, no fim da segunda etapa do FVM a PDE é com um sistema de equações algébricas discretas, para cada volume de controlo finito, em que o valor das variáveis usadas é o valor médio no volume de controlo, que corresponde ao valor no centroide se apenas um ponto de integração tiver sido usado. É de notar que estes processos aproximativos de resolução dos integrais de volume e superfície, tal como os esquemas utilizados para relacionar os valores das faces com os valores das células têm um erro associado, este erro pode ser deduzido pela série de Taylor. Se a PDE for transiente também tem de ser integrada no tempo e aplicados esquemas temporais.

A terceira etapa do FVM é aplicação de um método de resolução do sistema de equações algébricas discretas. Estas equações podem ter coeficientes independentes da variável desconhecida (lineares) ou dependentes (não lineares). Os métodos de resolução podem ser categorizados em métodos diretos ou iterativos. O método direto obtém a solução do sistema aplicando o algoritmo apenas uma vez, exemplo disto é a inversão de uma matriz do sistema. No entanto o método direto tem um custo computacional elevado em relação ao método iterativo, pelo que é menos usado, principalmente em sistemas não lineares. Os métodos iterativos usam um processo cíclico de

suposição e correção, estes métodos são particularmente vantajosos para sistema de equações não lineares, o exemplo mais simples é o método de Gauss-Seidel [47]. Nos métodos iterativos, no entanto, tem-se de ter cuidado com a convergência do método e o ritmo da mesma.

Capítulo 3

Modelo térmico

Neste capítulo o modelo térmico transiente unidimensional de dinâmica dos fluidos computacional (CFD-1D) para recetores centrais externos tubulares é apresentado. A generalidade do modelo permite que o mesmo seja aplicado a recetores centrais externos tubulares cilíndricos e a recetores externos tubulares de um painel retangular plano vertical, mudando poucas fatores, como os coeficientes de transferência por convecção externa. Primeiro é apresentado o conceito geral do modelo térmico. Seguidamente são obtidas as equações diferenciais de conservação de energia no fluido e no tubo. Posteriormente é aplicado o FVM com esquemas temporais e espaciais, obtendo-se o sistema de equações algébricas discretas finais.

3.1 Configurações dos recetores implementadas

O recetor central externo tubular cilíndrico pode ter diversas configurações de escoamento do fluido de trabalho consoante a conexão dos painéis individuais. No presente programa são embutidas as 8 configurações expostas na **Figura 23**.

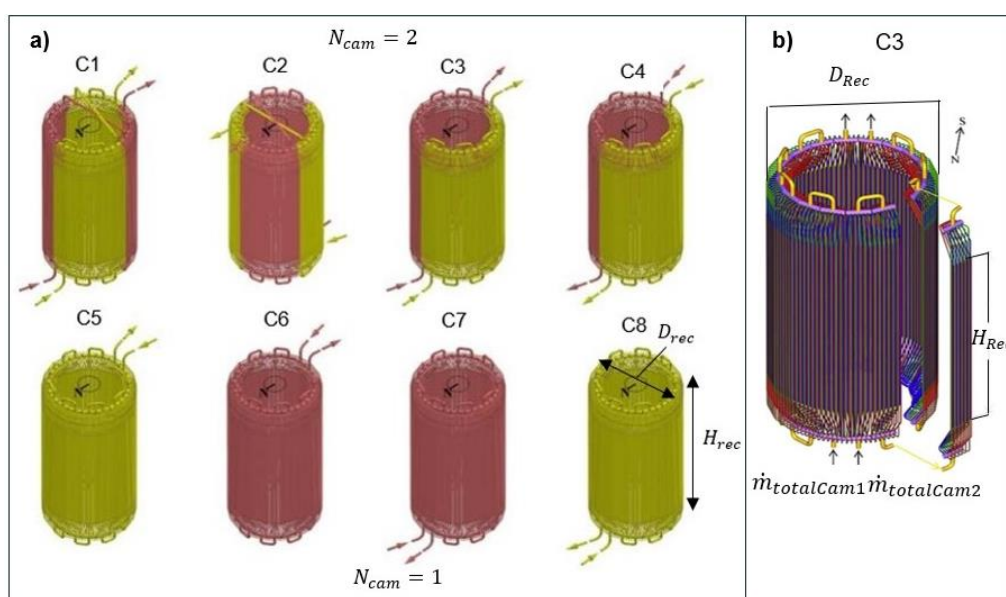


Figura 23-a) Configurações de escoamento para o recetor externo tubular cilíndrico, introduzidas no presente programa do modelo CFD-1D. Número de caminhos de escoamento. b) Detalhe C3. Modificado de Sánchez [34].

Os recetores externos tubulares de um painel retangular plano vertical, como o nome indica, é apenas formando por um painel individual. O painel é muito semelhante aos painéis individuais do recetor cilíndrico, a única diferenças está no tipo de ligação dos tubos verticais consoante as configurações de escoamento usadas. No presente programa foram introduzidas 18 configurações, com 3 configurações principais e as restantes variantes destas, **Figura 24**.

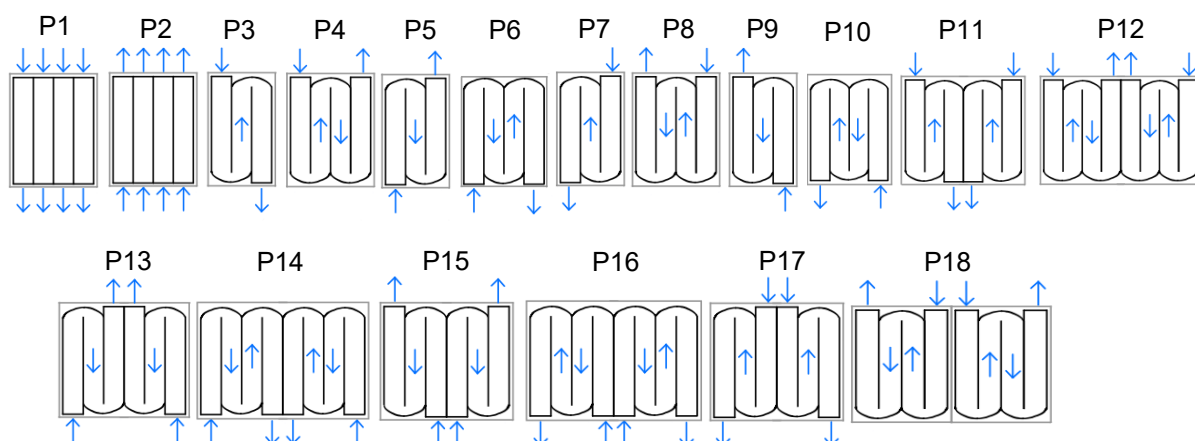


Figura 24-Configurações embutidas no programa para receptores de um painel.

3.2 Fluido de trabalho, material dos tubos e restrições operacionais

No presente programa foram introduzidas as equações das propriedades termofísicas para a mistura de nitratos (60%-40%pp NaNO_3 - KNO_3) para o intervalo de temperatura de 290-600°C, retiradas de [48]. É de notar que o domínio das equações é até 600°C, mas não deve ser excedida a temperatura de estabilidade de 565°C, se tal acontecer o programa o programa emitirá um aviso durante a simulação. Foram também introduzidas as equações para a mistura de carbonatos (32.12%-33.36%-34.52%pp Li_2CO_3 - Na_2CO_3 - K_2CO_3) para o intervalo de 450-600°C, retiradas de [37]. É de notar que, infelizmente, não foram encontradas equações para o domínio operacional total de 400 a 658°C. As equações das propriedades termofísicas estão nos Anexos A.

Relativamente ao material dos tubos forma introduzidos as equações das propriedades termofísicas para aço inoxidável AISI316 para o intervalo de temperatura de 27-1396°C, sendo a o domínio de fusão de 1396-1456°C, retiradas de [49]. Foram também introduzidas as equações para a liga INCOLOY^(R) 800H para o intervalo de temperaturas de 50-955°C [50], [51]. O domínio de fusão é de 1357-1385°C [50], no entanto, só foram encontrados dados para a capacidade térmica específica de 50-955°C [51]. As equações das propriedades termofísicas estão nos Anexos A. Relativamente à temperatura do filme, ou seja, a média entre temperatura do fluido de trabalho e tubo [32]. Para AISI316 e ambos os fluidos foi imposta uma temperatura do filme máxima 600°C [33], para liga INCOLOY^(R) 800H e o mistura de nitratos de 650°C [33], e para liga INCOLOY^(R) 800H e o mistura de carbonatos de 700°C.

Tabela 5-Resumo de características das mistura de sais utilizados e combinações com materiais dos tubos.

Mistura	Temperatura operacional (°C)	Temperatura equações (°C)	Material tubos	Temperatura operacional (°C)	Temperatura equações (°C)
"sal solar"	290-565 [25]	290-600 [48]	AISI316	27-1396 [49]	27-1396 [49]
"carbonatos"	400-658 [37]	450-600 [37]	INCOLOY ^(R) 800H	50-1357 [50]	50-955 [50], [51]
Combinação	"sal solar" + AISI316	"sal solar" + liga 800H	"carbonatos" + AISI316	"carbonatos" + liga 800H	
Temperatura filme máxima (°C)	600 [33]	650 [33]	600 [33]	700	

3.3 Conceito geral do modelo térmico

O objetivo inicial da dissertação era o estabelecimento de um modelo térmico transiente unidimensional apenas para recetores externos tubulares cilíndricos, mas dada a generalidade do corpo principal do modelo térmico, o mesmo também pôde ser estabelecido para recetores externos tubulares de um painel retangular plano vertical. Para tal, apenas alguns fatores, como o coeficiente de transferência de calor por convecção externa, tiveram de ser analisados individualmente para cada tipo de recetor.

Para ambos os tipos de recetores a geometria de cada painel é semelhante à que se analisou nos artigos de Rodríguez-Sánchez, et al. [17] e Xu, et al. [20], com exceção de que em [17] o modelo considera espaçamento entre tubos adjacentes. O painel é constituído por tubos verticais adjacentes sem espaçamento entre si; na parte traseira tem-se uma parede refratária com uma camada de isolamento considerada como adiabática; a metade frontal dos tubos está exposta ao ambiente; e a envolvente é representada por uma superfície fictícia usada para as trocas de calor por radiação, **Figura 25**.

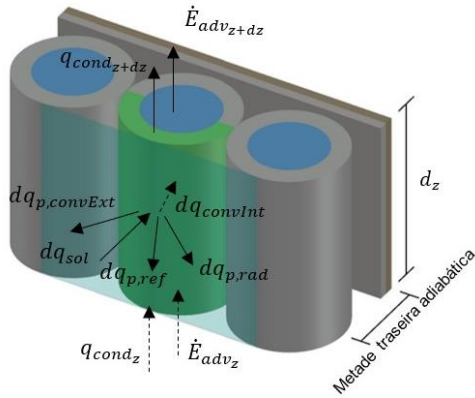


Figura 25-Geometria de um troço diferencial do painel com o tubo em análise e dois tubos adjacentes. Taxas de calor diferenciais na metade frontal do tubo. Volume de controlo diferencial da metade da frontal do tubo (verde) e do fluido de trabalho (azul). Superfície fictícia da envolvente (transparente). Parede refratária e isolamento.

Cada configuração de recetor tem um número de caminhos principais de escoamento do fluido de trabalho N_{cam} ; um número total de painéis do recetor $N_{painéisRec}$; um número total de painéis em série por caminho $N_{painéisCam}$; e um número total de tubos verticais em cada painel $N_{tubosVert}$.

Para o recetor externo tubular cilíndrico apenas o tubo central de cada painel é analisado neste modelo, considerando-se que todos os tubos de um painel têm a mesma geometria, fluxos de calor e temperaturas, tal como no modelo de Sánchez [17] e no modelo de Xu [20]. Em contraste para o recetor externo tubular de um painel retangular plano vertical, todos os tubos verticais do painel são analisados, considerando que os fluxos de calor e temperaturas destes são diferentes.

Para o recetor externo tubular cilíndrico, que analisa apenas o tubo central de cada painel, para cada caminho de escoamento principal são seleccionados os tubos centrais dos painéis série. Estes são ligados em série, formando um tubo representativo desse caminho, constituído por um número de tubos verticais ligados em série iguais ao número de painéis em série do caminho $N_{série} = N_{painéisCam}$. São estes tubos representativos de cada caminho principal de escoamento que são efetivamente analisados, **Figura 26**. Para o para o recetor externo tubular de um painel retangular plano vertical, que

analisa todos os tubos verticais do painel, o tubo representativo de cada caminho de escoamento principal é constituído por um número de tubos verticais em série dado por $N_{série} = \frac{N_{tubosVert}}{N_{cam}}$.

Cada tubo vertical tem comprimento igual à altura do recetor H_{rec} , assim o tubo representativo de cada caminho tem um comprimento igual $L_{cam} = N_{série} * H_{rec}$. O tubo vertical é dividido uniformemente na direção axial num número volumes de controlo, N_{vc} , de comprimento constante Δx . Assim, o tubo representativo tem um número total de volumes de controlo de $N_{vc_cam} = N_{série} * N_{vc}$, com Δx submúltiplo de H_{rec} e de L_{cam} . O passo espacial Δx é um dado de entrada dado pelo utilizador.

Relativamente à taxa de fluxo de massa o modelo permite que o utilizador atribua diferentes taxas de fluxo de massa totais para diferentes caminhos de escoamento principais $\dot{m}_{totalCam}$, sendo a soma destas a taxa de fluxo de massa total do recetor $\dot{m}_{totalRec}$. É assumido no presente modelo que os coletores, distribuem o caudal de forma igual pelos tubos verticais. A taxa de fluxo de massa num tubo representativo de um caminho para os recetores cilíndricos é dada por $\dot{m}_{cam} = \frac{\dot{m}_{totalCam}}{N_{tubosVert}}$; para os recetores de um painel é dada por $\dot{m}_{cam} = \dot{m}_{totalCam}$.

O programa tem a subfunção que recebe o tipo de configuração, dados da geometria do recetor e $\dot{m}_{totalCam}$, e cria os tubos representativos com o respetivos L_{cam} e $\dot{m}_{cam}$.

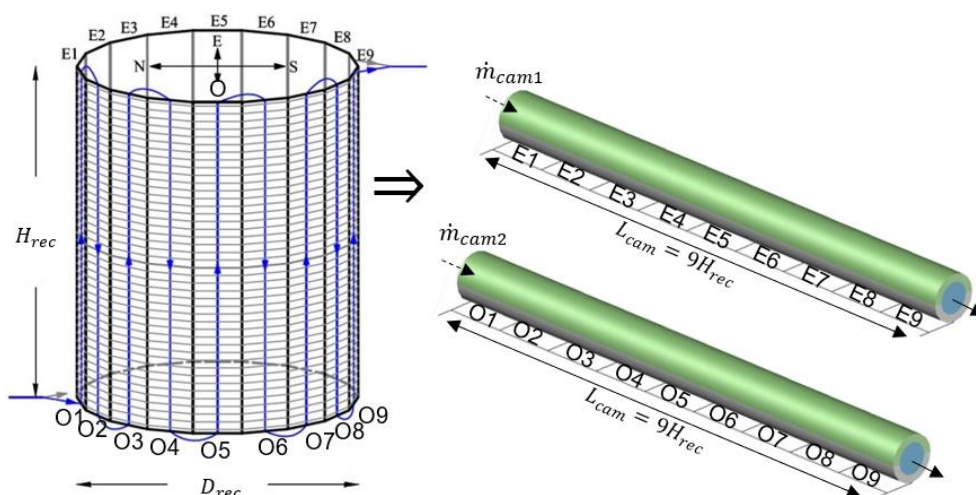


Figura 26-Representação dos tubos representativos dos caminhos Este e Oeste da configuração C3. Metade frontal (verde), metade traseira (cinza), fluido (azul). Esquema da esquerda alterado de [45].

Relativamente à componente temporal o modelo divide o período total da simulação t_{sim} em períodos de condições operacionais constantes Δt_{coc} , com Δt_{coc} constante e submúltiplo de t_{sim} . Nestes períodos de condições operacionais constantes, a irradiância incidente, a temperatura da envolvente e do ambiente, a velocidade do ar e a taxa de fluxo de massa são atualizadas e consideradas constantes. Os parâmetros t_{sim} e Δt_{coc} são dados de entrada fornecidos pelo utilizador. Este Δt_{coc} é dividido em um passo temporal de calculo do algoritmo térmico, Δt , com Δt constante e submúltiplo de Δt_{coc} e t_{sim} . O passo temporal do algoritmo Δt é calculado pelo programa para garantir as condições de estabilidade dos esquemas usados

3.4 Equações da conservação de energia na forma diferencial

O objetivo desta secção é obter as equações da conservação de energia na forma diferencial e na abordagem Euleriana, que representam as trocas energia num tubo vertical de um painel do recetor, e assim no tubo representativo de cada caminho. De forma resumida, tem-se um tubo vertical de um painel que no seu interior se movimenta um fluido de trabalho. Na metade frontal do tubo incide irradiância solar, parte desta é perdida por reflexão. Existem também trocas de calor por radiação com a envolvente, por convecção externa com o ambiente, e por convecção interna entre o tubo e o fluido de trabalho, **Figura 25**. Consoante o grau de detalhe dos modelos outras formas de trocas de energia são introduzidas.

3.4.1 Equações diferenciais tridimensionais gerais

Primeiro as equações diferenciais tridimensionais gerais do caso de estudo são apresentadas para se poder analisar de forma mais direta as parcelas que vão ser negligenciadas no presente modelo unidimensional CFD-1D. Dois meios são analisados, o tubo e o fluido de trabalho. Ambos têm volumes cilíndricos, pelo que um sistema de coordenadas cilíndricas é adotado na direção radial, angular e axial (r, θ, z) com o vetor velocidade do fluido $\mathbf{V}_f = (v_r, v_\theta, v_z)_f$. As equações diferenciais gerais da lei da conservação de energia em termos da temperatura, na abordagem Euleriana, para o tubo e fluido de trabalho, são respetivamente [52], [47]:

$$c_{p,s}\rho_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) + \dot{q}_{v_s} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} c_{p,f} \left[\frac{\partial(\rho_f T_f)}{\partial t} + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho_f v_{r,f} T_f)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_f v_{\theta,f} T_f)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho_f v_{z,f} T_f)}{\partial z} \right) \right] \\ = \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) \right] - \left(\frac{\partial(Ln \rho_f)}{\partial(Ln T_f)} \right)_p \frac{Dp}{Dt} + \lambda \Psi \\ + \mu \Phi + \dot{q}_{v_f} \end{aligned} \quad (3.2)$$

com Ψ e Φ para um fluido newtoniano, definidos como:

$$\Psi = \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(r v_{r,f})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta,f}}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{z,f}}{\partial z} \right]^2 \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial v_{r,f}}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta,f}}{\partial \theta} + \frac{v_{r,f}}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_{z,f}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_{\theta,f}}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{r,f}}{\partial \theta} \right]^2 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial v_{z,f}}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{\theta,f}}{\partial z} \right]^2 \\ + \left[\frac{\partial v_{r,f}}{\partial z} + \frac{\partial v_{z,f}}{\partial r} \right]^2 \end{aligned} \quad (3.4)$$

os subscrito s e f são referentes ao tubo e ao fluido, respetivamente. As propriedades termofísicas: ρ é a densidade; c_p é a capacidade térmica específica a pressão constante; k é a condutividade térmica; μ é a viscosidade dinâmica; λ é a viscosidade macroscópicas $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$. Outros parâmetros: p é a

pressão; Ψ é o fator dissipativo relacionado às forças de viscosidade macroscópicas; Φ é o fator dissipativo relacionado às forças de viscosidade dinâmica; $\dot{q}_V$ é a taxa de calor gerada por unidade de volume dentro do volume material; $\frac{\partial}{\partial}$ é a derivada parcial; $\frac{D}{Dt}$ é a derivada material/lagrangeana.

Analisando a equação (3.2), no membro esquerdo tem-se: a primeira parcela corresponde à taxa de aumento de energia armazenada no volume de controlo diferencial do fluido de trabalho, por unidade de volume; a segunda parcela corresponde à taxa de energia que entra e sai no volume de controlo por advecção do fluido de trabalho, por unidade de volume. No membro direito tem-se: a primeira parcela corresponde à taxa de calor transferido por difusão/condução, por unidade de volume; o segundo membro é relativo ao trabalho exercido pelas forças de pressão; o terceiro e quarto membro são as taxas de energia dissipada por ação da viscosidade macroscópica e dinâmica, por unidade de volume; o quinto membro é a taxa de calor gerada por unidade de volume dentro do volume material. Esta explicação pode ser aplicada à (3.1). Numa análise tridimensional os fluxos de calor pelas superfícies laterais dos volumes de controlo não seriam colocados diretamente nas equações diferenciais dos balanços, mas seriam antes colocadas como condições de fronteira. Sendo estes fluxos: a irradiância solar incidente; a perda de calor por reflexão; trocas de radiação com a envolvente; trocas de calor por convecção externa com o ambiente; trocas de calor entre o tubo e o fluido de trabalho. As equações tridimensionais nesta forma geral, para serem resolvidas teriam de ser acopladas à equação diferencial da conservação da massa e à equação diferencial da conservação do movimento linear do fluido de trabalho, para se obter variáveis como a velocidade e pressão. O que teria um custo computacional elevado. A equação diferencial geral da lei da conservação da massa, na abordagem Euleriana, em coordenadas cilíndricas, é dada pela equação seguinte expressão [52], [47]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.5)$$

se a densidade for constante então a divergência da velocidade é nula

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (r v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (3.6)$$

3.4.2 Equações diferenciais simplificadas para o modelo unidimensional CFD-1D

Nesta subsecção o proposto modelo térmico CFD-1D é apresentado tal como as suas simplificações em relação ao modelo tridimensional geral anterior. O modelo CFD-1D é unidimensional, considerando apenas variações na direção axial. O fluido de trabalho e as metades frontal e traseira dos tubos são divididos uniformemente na direção axial em volumes de controlo diferenciais com dz constante. Tendo-se assim três tipos de volumes de controlo, mas apenas os volumes de controlo do fluido de trabalho e da metade frontal dos tubos são analisados, pois a metade traseira dos tubos é considerada adiabática e à temperatura do fluido de trabalho.

A metade frontal dos tubos tem as seguintes formas de transferências de calor pelas suas superfícies laterais: irradiância solar incidente; reflexão da irradiância; trocas de calor por radiação com

a envolvente; trocas de calor por convecção externa com o ambiente; e trocas de calor por convecção interna entre a metade frontal do tubo e o fluido de trabalho. É considerado que estes fluxos de calor nas superfícies laterais são uniformes em cada volume de controlo diferencial.

Num painel são desprezadas as trocas de calor por radiação e condução entre tubos adjacentes por estes estarem a temperaturas próximas. Esta simplificação não é tão correta para o recetor de um painel retangular plano vertical com configurações de “P3” a “P18”. A hipótese de não se considerar trocas de calor na metade traseira dos tubos é justificada por: este ser um espaço fechado com espaçamento nulo entre tubos adjacentes; por os tubos adjacentes terem a mesma geometria e temperatura próxima; por a parede refratária ser considerada adiabática e atuar como uma superfície reirradiante; por os tubos não estarem em contacto com a parede refratária, e por ser negligenciada a convecção natural na cavidade da metade traseira.

A condução axial no tubo é considerada, tal como também foi no artigo de Xu, et al. [20], mas Zhang, et al. [21] desprezou-a por considerar o processo de convecção interna dominante. A difusão no fluido de trabalho é negligenciada pelo fato de se considerar a advecção dominante. A dissipação de energia associada à viscosidade dinâmica também é negligenciada, pois o termo Φ tem valores negligenciáveis pelo fato de não existirem gradientes de velocidade do fluido elevados [47]. Não existem fontes de geração interna do fluido de trabalho e no tubo, pelo que as parcelas $\dot{q}_{V_f}$ e $\dot{q}_{V_s}$ são nulas.

Outra importante hipótese simplificativa usada na dedução das equações é que as propriedades termofísicas do fluido de trabalho e do tubo: densidade, capacidade térmica específica, condutividade térmica e viscosidades (ρ, c, k, ν, μ) são consideradas constantes com variações de pressão e temperatura, sendo constantes no tempo e no espaço. No entanto, o valor destas propriedades será atualizado para cada volume de controlo e instante temporal, para a respetiva temperatura do fluido de trabalho e do tubo. A simplificação de considerar a densidade do fluido de trabalho constante na dedução das equações pode ser posta em causa, pois a variação da temperatura do fluido pode ter valores máximos de 310°. Se for analisada a variação da densidade com a temperatura para o domínio operacional de temperatura dos dois fluidos de trabalho implementados no programa, tem-se uma diferença relativa máxima da densidade para o “sal solar” de $\pm 9.18\%$ e para o “sal de carbonatos” de $\pm 3.14\%$.

As propriedades óticas do tubo como a refletividade, absortividade, transmissividade e emissividade ($\rho, \alpha, \tau, \epsilon$), não são atualizadas com a temperatura, isto é algo que poderia ter sido melhorado no modelo.

A temperatura do fluido de trabalho usada é a média na secção transversal em cada posição axial, sendo apenas consideradas variações na direção axial, $T_{fm}(z)$. Relativamente à temperatura dos tubos, são negligenciadas variações nas direções radial e angular, considerando apenas variações na direção axial. Na direção angular os tubos são divididos em duas metades, frontal e traseira, cada uma usando a sua respetiva temperatura média na direção angular, $T_{sm,frontal}(z)$ e $T_{sm,traseira}(z)$. É usado como simplificação que a metade traseira dos tubos está à temperatura do fluido, pelo fato de que a região traseira do painel ser considerada como adiabática, logo $T_{sm,traseira}(z) = T_{fm}(z)$. Como os balanços térmicos vão ser feitos para apenas para a metade frontal do tubo e não para a metade traseira, para simplificar as equações vai ser usada a nomenclatura para a temperatura média angular da metade

frontal do tubo de $T_{sm}(z)$. Relativamente à velocidade do fluido de trabalho são apenas consideradas variações na direção axial, sendo usada a velocidade média na secção transversal em cada posição axial, denominada de $w_{fm}(z)$. Estas simplificações são semelhantes às do modelo SM de Rodríguez-Sánchez [17] e do modelo de Xu [20], com exceção de que estes usam a temperatura do tubo média na direção angular em todo o perímetro do tubo, não fazendo distinção entre metade frontal e traseira.

Sendo a densidade do fluido de trabalho considerada constante, pela equação da continuidade (3.6) a divergência da velocidade é nula, e assim o termo dissipativo Ψ é nulo. Adicionalmente, como o se considera variações da velocidade apenas na direção axial, a divergência da velocidade fica:

$$\frac{\partial v_z}{\partial z} = \frac{\partial w_{fm}}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

resultando que a velocidade do fluido $w_{fm}(z)$ é constante na direção axial, sendo desprezadas as variações de energia cinética na dedução das equações. No entanto, a velocidade do fluido também vai ser atualizada para cada volume de controlo em cada instante. Como a densidade também é atualizada, a taxa de fluxo de massa é considerada constante, e a velocidade do fluido é calculada por:

$$w_{fm} = \frac{\dot{m}_{cam}}{\rho_f A_{T,f}} \quad (3.8)$$

em que $\dot{m}_{cam}$ é a taxa de fluxo de massa do tubo representativo de um caminho e $A_{T,f}$ é a área transversal do volume de controlo do fluido de trabalho.

A **Figura 25** e **Figura 27** tentam ilustrar os volumes de controlo e os balanços diferenciais de energia nos mesmos, com as simplificações mencionadas anteriormente.

As expressões dos volumes de controlo diferenciais da metade frontal do tubo e do fluido de trabalho, $dV_{c,s}$ e $dV_{c,f}$, são respetivamente:

$$dV_{c,s} = A_{T,s} dz = 0.5\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) dz \quad (3.9)$$

$$dV_{c,f} = A_{T,f} dz = \pi r_{int}^2 dz \quad (3.10)$$

com r_{int} e r_{ext} os raios internos e externos dos tubos; $A_{T,s}$ e $A_{T,f}$ são as áreas transversais dos volumes de controlo da metade frontal do tubo e do fluido de trabalho:

$$A_{T,s} = 0.5\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) \quad (3.11)$$

$$A_{T,f} = \pi r_{int}^2 \quad (3.12)$$

As áreas laterais diferenciais, interna e externa, do volume de controle da metade frontal do tubo, $A_{int,s}$ e $A_{ext,s}$, são dadas por:

$$dA_{int,s} = \pi r_{int} dz \quad (3.13)$$

$$dA_{ext,s} = \pi r_{ext} dz \quad (3.14)$$

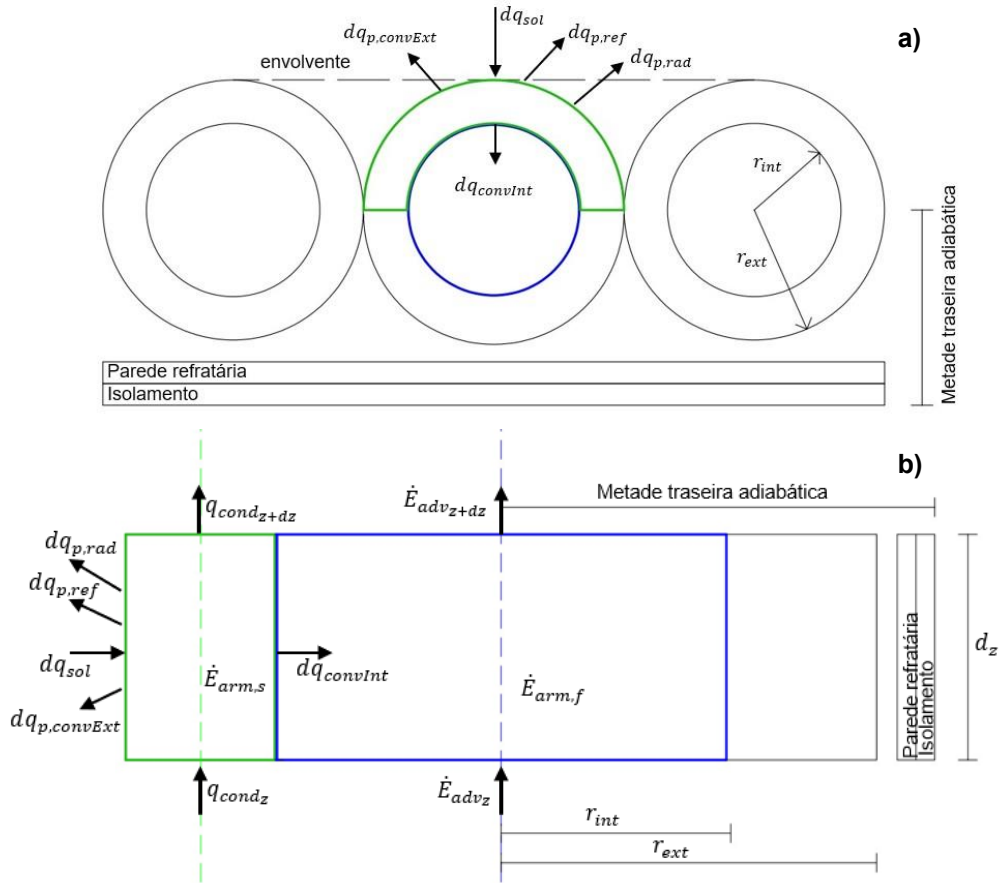


Figura 27-Representação do balanço de energia nos volumes de controle do fluido de trabalho (azul) e da metade frontal do tubo (verde). a) corte transversal do painel. b) corte lateral central no tubo central.

Realizando os balanços diferenciais de energia para o volume de controle da metade frontal do tubo e do fluido, impondo as simplificações mencionadas do modelo CFD-1D, tem-se que [32]:

$$\dot{E}_{arm,s} = (q_{condz} - q_{condz+dz})_s + dq_{sol} - dq_{p,ref} - dq_{p,rad} - dq_{p,convExt} - dq_{convInt} \quad (3.15)$$

$$\dot{E}_{arm,f} + (\dot{E}_{advz+dz} - \dot{E}_{advz})_f = dq_{convInt} \quad (3.16)$$

com $\dot{E}_{arm}$ a taxa de aumento da energia armazenada nos volumes de controle; q_{cond} é a taxa de calor transferido por condução na direção axial do tubo; $\dot{E}_{adv}$ é a taxa de energia transferida pela advecção

do fluido de trabalho na direção axial. As parcelas diferenciais das trocas de calor pelas superfícies laterais do volume de controlo da metade frontal do tubo são: dq_{sol} a taxa de calor diferencial da radiação solar incidente na metade frontal do tubo proveniente do campo de helióstatos; $dq_{p,ref}$ a taxa de calor diferencial das perdas por reflexão da radiação solar incidente na metade frontal do tubo; $dq_{p,rad}$ a taxa de calor diferencial perdido por trocas de radiação da metade frontal do tubo com a envolvente; $dq_{p,convExt}$ a taxa de calor diferencial perdido por convecção externa da metade frontal do tubo para o ambiente; $dq_{convInt}$ a taxa de calor diferencial transferido da metade frontal do tubo para o fluido de trabalho, ou seja, a taxa de calor diferencial útil dq_{util} . Estas parcelas das transferências pelas superfícies laterais, num modelo tridimensional não apareceriam diretamente na equação do balanço, seriam antes condições de fronteira.

A relação da energia interna específica $\hat{U}$ e da entalpia específica $\hat{H}$, para sólidos e líquidos com densidade constante com variações de temperatura e pressão, é dada por [8]:

$$d\hat{U} = d\hat{H} = c dT \quad (3.17)$$

A energia armazenada nos volumes de controlo E_{arm} , pelas simplificações adotadas, é igual à energia interna térmica sensível U armazenada. Com m a massa, tem-se as seguintes expressões [32]:

$$E_{arm,s} = U_s = m_s \hat{U}_s = (dV_{c,s} \rho_s) (c_s dT_{sm}) \quad (3.18)$$

$$E_{arm,f} = U_f = m_f \hat{U}_f = (dV_{c,f} \rho_f) (c_f dT_{fm}) \quad (3.19)$$

a taxa de aumento de energia armazenada no volume de controlo $\dot{E}_{arm}$, da metade frontal do tubo e do fluido de trabalho fica

$$\dot{E}_{arm,s} = dV_{c,s} c_s \rho_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial t} \quad (3.20)$$

$$\dot{E}_{arm,f} = dV_{c,f} c_f \rho_f \frac{\partial T_{fm}}{\partial t} \quad (3.21)$$

A variação da taxa de calor por condução axial no volume de controlo da metade frontal do tubo é [32]

$$(q_{cond_z} - q_{cond_{z+dz}})_s = - \frac{\partial (q_{cond,z})_s}{\partial z} dz = \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial z} \right) dV_{c,s} \quad (3.22)$$

na qual é usada a lei de Fourier [32]

$$q_{cond,z} = -A_{T,s} k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial z} \quad (3.23)$$

A variação da taxa energia transportada pela advecção do fluido de trabalho na direção axial, no volume de controlo do fluido, é dada por [32]:

$$(\dot{E}_{adv_{z+dz}} - \dot{E}_{adv_z})_f = \frac{\partial(\dot{m}_{cam}\hat{U})}{\partial z} dz = c_f \rho_f w_{fm} \frac{\partial T_{fm}}{\partial z} dV_{c,f} \quad (3.24)$$

Por fim, para a metade frontal do tubo, substituindo na equação (3.15) as equações (3.20), (3.22), (3.34), (3.35), (3.39), (3.42) e (3.43). E para o fluido de trabalho, substituindo na equação (3.16) as equações (3.21), (3.24) e (3.43). Dividindo-as pelos respetivos volumes de controlo. Ficam-se com as finais equações diferenciais parciais da conservação de energia em termos dos fluxos de calor uniformes, para o modelo CFD-1D. Para a metade frontal do tubo e para o fluido de trabalho tem-se respetivamente:

$$c_s \rho_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial z} \right) + \frac{dA_{incSolar}}{dV_{c,s}} [q''_{sol} - q''_{p,ref}] + \frac{dA_{ext,s}}{dV_{c,s}} [-q''_{p,rad} - q''_{p,convExt}] - \frac{dA_{int,s}}{dV_{c,s}} q''_{convInt} \quad (3.25)$$

$$c_f \left[\rho_f \frac{\partial T_{fm}}{\partial t} + \rho_f w_{fm} \frac{\partial T_{fm}}{\partial z} \right] = \frac{dA_{int,s}}{dV_{c,f}} q''_{convInt} \quad (3.26)$$

com q'' representa o fluxo da taxa de calor uniforme numa respetiva área; $dA_{incSolar}$ é a área diferencial incidente da irradiância solar, que vai ser introduzida mais à frente.

Os rácios geométricos são dados por:

$$\frac{dA_{ext,s}}{dV_{c,s}} = \frac{2r_{ext}}{r_{ext}^2 - r_{int}^2} \quad (3.27)$$

$$\frac{dA_{int,s}}{dV_{c,s}} = \frac{2r_{int}}{r_{ext}^2 - r_{int}^2} \quad (3.28)$$

$$\frac{dA_{int,s}}{dV_{c,f}} = \frac{1}{r_{int}} \quad (3.29)$$

para o recetor externo tubular cilíndrico, com $dA_{incSolar}$ obtida pela equação (3.36), tem-se:

$$\frac{dA_{incSolar}}{dV_{c,s}} = \frac{D_{rec}}{N_{painéisRec} * N_{tubosVert} * 0.5(r_{ext}^2 - r_{int}^2)} \quad (3.30)$$

para o recetor externo tubular de um painel retangular plano vertical, com $dA_{incSolar}$ obtida pela equação (3.37), tem-se:

$$\frac{dA_{incSolar}}{dV_{c,s}} = \frac{L_{rec}}{N_{tubosVert} * 0.5\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)} \quad (3.31)$$

As equações (3.25) e (3.26) podem ser colocadas em função da temperatura, substituindo as expressões dos fluxos de calor pelo seu equivalente em função da temperatura. Fica-se com as equações finais para a metade frontal do tubo e para o fluido de trabalho:

$$c_s \rho_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial z} \right) + \frac{dA_{incSolar} \alpha_s G}{dV_{c,s}} - \frac{1}{dV_{c,s}} \left(\frac{\sigma(T_{sm}^4 - T_{env}^4)}{\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s dA_{ext,s}} + \frac{1}{dA_{env} F_{env-s}}} \right) - \frac{dA_{ext,s} \bar{h}_{mix}(T_{sm} - T_{amb})}{dV_{c,s}} - \frac{dA_{int,s} h_{dint}(T_{sm} - T_{fm})}{dV_{c,s}} \quad (3.32)$$

$$c_f \left[\rho_f \frac{\partial T_{fm}}{\partial t} + \rho_f w_{fm} \frac{\partial T_{fm}}{\partial z} \right] = \frac{dA_{int,s} h_{dint}(T_{sm} - T_{fm})}{dV_{c,f}} \quad (3.33)$$

Relativamente às equações das trocas de calor nas superfícies laterais do volume de controlo da metade frontal do tubo, são apresentas na subsecção seguinte. Relembrando, é assumido que estes fluxos de calor são uniformes nas respetivas áreas laterais.

3.5 Trocas de calor pela superfície lateral

3.5.1 Radiação solar incidente e refletida

A taxa diferencial de radiação solar incidente dq_{sol} e a taxa diferencial de radiação solar incidente perdida por reflexão $dq_{p,ref}$, na área incidente da irradiância solar $dA_{incSolar}$, são:

$$dq_{sol} = dA_{incSolar} q''_{sol} = dA_{incSolar} G \quad (3.34)$$

$$dq_{p,ref} = dA_{incSolar} q''_{p,ref} = dA_{incSolar} (1 - \alpha_s) G \quad (3.35)$$

com q''_{sol} e $q''_{p,ref}$ os respetivos fluxos de taxa de calor uniformes; G é a irradiância solar incidente proveniente da reflexão dos helióstatos e α_s a absorvidade dos tubos. É de notar que no modelo as propriedades óticas dos tubos não são variáveis com a temperatura.

Relativamente à área incidente solar, esta tem a ver com o modo de como é implementado o recetor nos programas comerciais de simulações óticas de sistemas solares concentrados, como o Tonatiuh. Se o recetor implementado conter em detalhe os tubos verticais dos painéis, então a área incidente da irradiância solar é igual à área da metade frontal dos tubos $dA_{incSolar} = dA_{ext,s}$, este é o caso ideal.

No programa do modelo CFD-1D as implementações dos recetores no Tonatiuh não foram feitas com este detalhe. O que foi implementado foi a envolvente externa dos recetores e não foram introduzidos os tubos verticais: no caso do recetor externo tubular cilíndrico foi implementado um cilindro com altura e diâmetro do recetor, H_{rec} e D_{rec} ; no caso do recetor externo tubular de um painel

vertical retangular plano vertical foi implementado o plano retangular vertical com altura e largura do recetor, H_{rec} e L_{rec} .

No recetor externo tubular cilíndrico os mapas de irradiância solar incidente são obtidos dividindo a superfície lateral do cilindro do recetor em secções na direcção angular iguais ao número de painéis do recetor $N_{painéisRec}$, e em divisões na direcção vertical igual ao número de volumes de controlo por tubo vertical N_{vc} , formando células. Para o recetor externo tubular de um painel retangular plano vertical os mapas são obtidos dividindo a largura do tubo em secções iguais ao número de tubos verticais do painel $N_{tubosVert}$ e em divisões na direcção vertical igual ao número de volumes de controlo por tubo vertical N_{vc} , formando células. Em ambos os recetores a irradiância é obtida para as células e considerada uniforme nas mesmas. Assim, os dois tipos de recetores analisados vão ter uma expressão para a área incidente diferente. Para o recetor externo tubular cilíndrico tem-se:

$$dA_{incSolar} = \left(\frac{H_{rec}}{N_{vc}}\right) \left(\frac{\pi D_{rec}}{N_{painéisRec} * N_{tubosVert}}\right) = dz \left(\frac{\pi D_{rec}}{N_{painéisRec} * N_{tubosVert}}\right) \quad (3.36)$$

Para o recetor externo tubular de um painel retangular plano vertical tem-se:

$$dA_{incSolar} = \left(\frac{H_{rec}}{N_{vc}}\right) \left(\frac{L_{rec}}{N_{tubosVert}}\right) = dz \left(\frac{L_{rec}}{N_{tubosVert}}\right) \quad (3.37)$$

3.5.2 Trocas de calor por radiação

Relativamente às trocas de calor por radiação, estas são assumidas de ocorrer apenas entre a metade frontal do tubo e a envolvente. Como já mencionado anteriormente, a metade traseira dos tubos é considerada adiabática e à temperatura do fluido de trabalho. A hipótese de não considerar trocas de calor na metade traseira dos tubos é justificada por: este ser um espaço fechado com espaçamento nulo entre tubos adjacentes; por os tubos adjacentes terem a mesma geometria e temperatura próxima; por a parede refratária ser considerada adiabática e atuar como uma superfície reirradiante; por os tubos não estarem em contacto com a parede refratária, e por ser negligenciada a convecção natural na cavidade da metade traseira. A envolvente é representada por uma superfície fictícia retangular plana vertical, que torna o sistema fechada, **Figura 27**. Esta é considerada como um corpo negro, com absorptividade e emissividade unitária $\alpha_{env} = \epsilon_{env} = 1$. A superfície dos tubos é considerada: opaca, com transmissividade nula $\tau_s = 0$; difusa, com a emissividade não dependente da direcção; cinzenta, com a emissividade não dependente do comprimento de onda; as propriedades óticas são hemisféricas totais. Para estas condições, pela lei de Kirchhoff, a emissividade da superfície é igual à absorptividade da mesma, $\alpha_s(T_s) = \epsilon_s(T_s) = 1 - \rho_s(T_s)$, [32], [53]. Como no modelo não vão ser atualizadas as propriedades óticas com a temperatura, fica-se com a relação:

$$\alpha_s = \epsilon_s = 1 - \rho_s \quad (3.38)$$

com α_s a absorvidade, ϵ_s a emissividade e ρ_s a refletividade dos tubos.

A taxa de calor diferencial perdida pelas trocas de radiação entre a superfície lateral externa dos volumes de controlo da metade frontal dos tubos e a superfície fictícia da envolvente, $dq_{p,rad}$, tendo em conta estas simplificações, pode ser dada pela expressão [32], [53]:

$$dq_{p,rad} = dA_{ext,s}q''_{p,rad} = \frac{\sigma(T_{sm}^4 - T_{env}^4)}{\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s dA_{ext,s}} + \frac{1}{dA_{env}F_{env-s}}} \quad (3.39)$$

com $q''_{p,rad}$ o respetivo fluxo de taxa de calor uniforme; o subscrito *env* significa envolvente; a constante de Stefan-Boltzmann $\sigma = 5.670 * 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$; dA_{env} a área da superfície fictícia da envolvente; F_{env-s} o fator de forma. A área diferencial da superfície fictícia da envolvente é, Figura 27:

$$dA_{env} = 4r_{ext}dz \quad (3.40)$$

O fator de forma F_{env-s} é a fração da radiação difusa que sai da superfície fictícia da envolvente que é efetivamente intercetada pela superfície lateral da metade frontal dos tubos [32], [53]. Este fator de forma é bidimensional, visto que estamos a usar uma superfície plana para representar a envolvente, o que pode ter erros associados. Analisando a Figura 27, o tubo em análise é o central e tem dois tubos adjacente iguais à sua esquerda e direita. Pela geometria simétrica, de toda a radiação que sai da superfície fictícia da envolvente, 50% incide no tubo central e 25% incide em cada um dos tubos adjacentes, logo

$$F_{env-s} = 0.5 \quad (3.41)$$

O modelo de Rodríguez-Sánchez [17] analisa as trocas por radiação usando o método da radiosidade de Modest [43], considerando todas as superfícies como opacas, cinzentas e difusas e que formam um espaço fechado. Para o fator de forma usa o método das cordas cruzadas de Hottel [43], que é bidimensional, mas não é disponibilizado o valor dos mesmos para o modelo SM. O modelo de Xu [20] calcula a taxa de calor perdida pelas trocas de radiação com a envolvente de forma diferente. Também é considerado que estas só ocorrem entre a metade frontal do tubo e a envolvente, mas a equação exposta (2.7) é diferente da equação usada no presente modelo (3.39). Relativamente ao fator de forma não é mencionado o valor usado.

3.5.3 Trocas de calor por convecção externa

A taxa de calor diferencial perdida por convecção externa entre a superfície lateral externa da metade frontal dos tubos e o ambiente, $dq_{p,convExt}$, é dada por [32]:

$$dq_{p,convExt} = dA_{ext,s}q''_{p,convExt} = dA_{ext,s}\bar{h}_{mix}(T_{sm} - T_{amb}) \quad (3.42)$$

$q''_{p,convExt}$ é o respetivo fluxo de taxa de calor uniforme; o subscrito *amb* significa ambiente. O termo $\bar{h}_{mix}$ é o coeficiente médio e misto de transferência de calor por convecção externa; médio por ser o valor médio para todo o recetor e não local; misto por combinar convecção externa forçada e natural com direcções dos fluxos perpendiculares. Mais informação sobre este coeficiente estará em secções seguintes. O modelo SM de Rodríguez-Sánchez [17], com espaçamento de tubos adjacentes nulo, considera que apenas a metade frontal do tubo participa na convecção externa. O modelo de Xu [20] considera que a superfície lateral externa de todo o tubo participa, ou seja, a metade frontal e traseira.

3.5.4 Trocas de calor por convecção interna

A taxa de calor diferencial transferida por convecção interna entre a superfície lateral interna da metade frontal dos tubos e o fluido de trabalho, $dq_{convInt}$, ou seja, a taxa de calor diferencial útil, dq_{util} , é dada por [32]:

$$dq_{convInt} = dq_{util} = dA_{int,s} q''_{convInt} = dA_{int,s} h_{d_{int}} (T_{sm} - T_{fm}) \quad (3.43)$$

$q''_{convInt}$ é o respetivo fluxo de taxa de calor uniforme. O termo $h_{d_{int}}$ é o coeficiente local de transferência de calor por convecção interna com comprimento característico o diâmetro interno dos tubos d_{int} , mais informação sobre este coeficiente estará em secções seguintes. O modelo SM de Rodríguez-Sánchez [17] e o modelo de Xu [20] ambos consideram que a área das trocas é a superfície lateral interna de todo o tubo, o presente modelo apenas considera a superfície lateral interna da metade frontal do tubo.

3.6 Método dos volumes finitos

Nesta secção vai ser aplicado o método dos volumes finitos apresentado na secção do esta às equações diferenciais parciais da conservação da energia para a metade frontal do tubo e para o fluido de trabalho, (3.25) e (3.26), obtidas na secção anterior. O processo do FVM vai ser dividido em três fases: discretização do domínio espacial e temporal; semi-discretização das PDE; implementação dos esquemas temporais e espaciais, e das condições de fronteira e iniciais, para se obter o sistema de equações algébricas discretizadas finais. Existe uma troca de variáveis das equações anteriores, a coordenada z é alterada para x , tal como a velocidade $w_{fm}(z)$ para $u_{fm}(x)$. Isto porque na dedução das equações diferenciais foi mais intuitivo usar o sistema de coordenadas num troço de tubo vertical. Mas como a análise é feita para o tubo representativo, esta alteração é realizada para não existirem problemas de interpretação.

3.6.1 Discretização do domínio espacial e temporal

O que se está a analisar efetivamente é tubo representativo de um caminho. Como já mencionado, cada tubo representativo tem dois tipos de volumes de controlo finitos a ser analisados, a metade frontal do tubo e o fluido de trabalho. A metade frontal do tubo e o fluido de trabalho são discretizados uniformemente na direcção axial, formando volumes de controlo finitos de comprimento Δx uniforme. Este Δx é um dado de entrada fornecido pelo utilizador. O tubo representativo de comprimento L_{cam} é formado por tubos verticais ligados em série de comprimento H_{rec} , pelo que Δx tem de ser submúltiplo de H_{rec} . A **Figura 28** representa o tubo representativo discretizado axialmente e os volumes de controlo

do fluido de trabalho e da metade frontal do tubo. Sendo que as PDEs são transientes, o domínio temporal também é discretizado no tempo. O período total da simulação t_{sim} é dividido em períodos de condições operacionais constantes Δt_{coc} , com Δt_{coc} constante e submúltiplo de t_{sim} . Nestes períodos de condições operacionais constantes, a irradiância incidente, a temperatura da envolvente e do ambiente, a velocidade do vento e a taxa de fluxo de massa são constantes. Este Δt_{coc} é dividido em períodos do passo temporal de calculo do algoritmo, Δt , com Δt constante e submúltiplo de Δt_{coc} e t_{sim} . Os parâmetros t_{sim} e Δt_{coc} são dados de entrada fornecidos pelo utilizador. Já Δt é calculado pelo programa para garantir as condições de estabilidade dos esquemas usados. Mais informação sobre este assunto estará em secções seguintes.

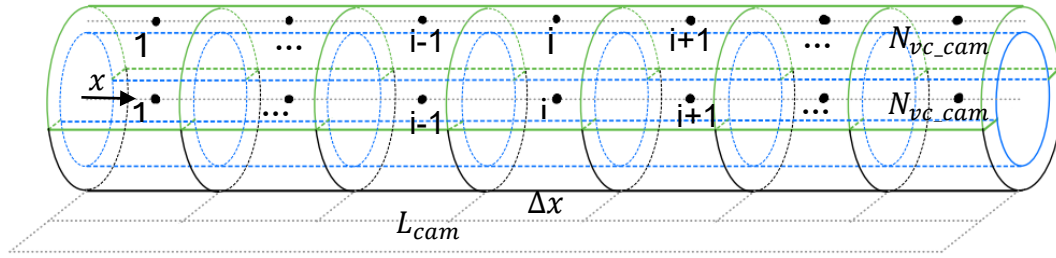


Figura 28-Representação da divisão do tubo representativo em volumes de controle constantes. Verde: volume controlo metade frontal do tubo. Azul: volume controlo fluido. Preto: volume de controlo metade traseira tubo.

3.6.2 Semi-discretização das equações diferenciais parciais

As equações diferenciais parciais da conservação da energia para a metade frontal do tubo e para o fluido de trabalho, (3.25) e (3.26), são colocadas em termos das taxas de calor diferenciais em vez dos fluxos e reorganizadas. Estas são integradas nos volumes de controlo finitos e no tempo, ficando-se com as respetivas equações.

$$\int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_{V_{c,s}} c_s \rho_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial t} dV dt$$

$$= \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_{V_{c,s}} \frac{\partial}{\partial x} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial x} \right) dV dt \quad (3.44)$$

$$+ \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_{V_{c,s}} \frac{1}{dV_{c,s}} (dq_{sol} - dq_{p,ref} - dq_{p,rad} - dq_{p,convExt} - dq_{convInt}) dV dt$$

$$\int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_{V_{c,f}} c_f \left[\rho_f \frac{\partial T_{fm}}{\partial t} + \rho_f u_{fm} \frac{\partial T_{fm}}{\partial x} \right] dV dt = \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_{V_{c,f}} \frac{dq_{convInt}}{dV_{c,f}} dV dt \quad (3.45)$$

A integração no volumes de controlo é feita primeiro e só depois a integração no tempo. Os integrais de volume da divergência dos fluxos de difusão e advecção são transformados em integrais de superfície usando o teorema da divergência de Gauss ficando-se com os respetivos termos:

$$\int_{V_{c,s}} \frac{\partial}{\partial x} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial x} \right) dV = \oint_{S_s} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial x} \right) \cos(\theta_n) dS \quad (3.46)$$

$$c_f \rho_f u_{fm} \int_{V_{c,f}} \frac{\partial T_{fm}}{\partial x} dV = c_f \rho_f u_{fm} \oint_{S_f} T_{fm} \cos(\theta_n) dS \quad (3.47)$$

com θ_n o ângulo entre a normal da superfície e a direção e sentido do fluxo; $\oint_s$ é o integral superfície. Sendo o modelo unidimensional só existem duas superfícies/faces de passagem do fluxo difusivo e advectivo, as faces transversais a oeste $f_{i,o}$ e este $f_{i,e}$ nos volumes de controlo. Ficando as equações (3.46) e (3.47), respetivamente:

$$\oint_{S_s} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial x} \right) \cos(\theta_n) dS = \int_{f_{i,o}} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial x} \right) \cos(\theta_n) dS + \int_{f_{i,e}} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial x} \right) \cos(\theta_n) dS \quad (3.48)$$

$$c_f \rho_f u_{fm} \oint_{S_f} T_{fm} \cos(\theta_n) dS = c_f \rho_f u_{fm} \left[\int_{f_{i,o}} T_{fm} \cos(\theta_n) dS + \int_{f_{i,e}} T_{fm} \cos(\theta_n) dS \right] \quad (3.49)$$

A resolução dos integrais de volume e de superfície vai ser realizada usando o teorema do valor médio para a integração. Pelo qual se substitui o integral pelo produto do valor médio do seu integrando com o volume de controlo ou a área da face. Para uma variável geral ϕ dependente tem-se:

$$\int_{V_c} \phi dV = \bar{\phi}_{V_c} V_c \quad (3.50) \quad \int_f \phi dS = \bar{\phi}_f S_f \quad (3.51)$$

A valor médio da variável nos volumes de controlo e nas faces é aproximado usando a regra de quadratura Gaussiana com um ponto de integração, ou seja, a regra do ponto médio, que tem precisão de segunda ordem:

$$\bar{\phi}_{V_c} = \phi_i + \mathcal{O}(\Delta x^2) \quad (3.52) \quad \bar{\phi}_{f_{i,e}} = \phi_{i,e} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \quad (3.53)$$

ϕ_i é o valor da variável no centroide do volume controlo i ; $\phi_{i,e}$ é o valor da variável no centro geométrico da face este do volume de controlo i , $f_{i,e}$; $\mathcal{O}(\Delta x^2)$ é a ordem de grandeza do erro da regra do ponto médio.

Os integrais de volume e de superfície de cada parcela são resolvidos individualmente aplicando o teorema do valor médio com a regra do ponto médio. É de lembrar que as equações foram deduzidas para densidade, capacidade térmica específica, condutividade térmica, difusividade térmica, viscosidades e velocidade ($\rho, c, k, \alpha, \nu, \mu, u_{fm}$) constantes. Mas estas propriedades vão ser atualizadas

para cada volume de controlo em cada instante com a temperatura. Para as parcelas da derivada parcial temporal, para a metade frontal do tubo e para o fluido de trabalho, tem-se:

$$\int_{V_{c,s}} c_s \rho_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial t} dV = V_{c,s} c_s \rho_s \frac{\partial T_{si}}{\partial t} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \quad (3.54)$$

$$\int_{V_{c,f}} c_f \rho_f \frac{\partial T_{fm}}{\partial t} dV = V_{c,f} c_f \rho_f \frac{\partial T_{fi}}{\partial t} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \quad (3.55)$$

As parcelas do fluxo difusivo da metade frontal do tubo e do fluxo advectivo do fluido de trabalho, das equações (3.48) e (3.49), ficam:

$$\begin{aligned} \int_{f_{i,o}} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial x} \right) \cos(\theta_n) dS + \int_{f_{i,e}} \left(k_s \frac{\partial T_{sm}}{\partial x} \right) \cos(\theta_n) dS \\ = A_{T,s} \left[k_{s,i,e} \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{i,e} - k_{s,i,o} \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{i,o} \right] + \mathcal{O}(\Delta x^2) \end{aligned} \quad (3.56)$$

$$c_f \rho_f u_{fm} \left[\int_{f_{i,o}} T_{fm} \cos(\theta_n) dS + \int_{f_{i,e}} T_{fm} \cos(\theta_n) dS \right] = A_{T,f} c_f \rho_f u_{fm} [T_{fi,e} - T_{fi,o}] + \mathcal{O}(\Delta x^2) \quad (3.57)$$

As parcelas da taxa diferencial de calor transferido pelas superfícies laterais ficam:

$$\begin{aligned} \int_{V_{c,s}} \frac{1}{dV_{c,s}} (dq_{sol} - dq_{p,ref} - dq_{p,rad} - dq_{p,convExt} - dq_{convInt}) dV \\ = q_{sol_i} - q_{p,ref_i} - q_{p,rad_i} - q_{p,convExt_i} - q_{convInt_i} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \end{aligned} \quad (3.58)$$

$$\int_{V_{c,f}} \frac{dq_{convInt}}{dV_{c,f}} dV = q_{convInt_i} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \quad (3.59)$$

Substituindo na equação (3.44) as equações (3.54), (3.56) e (3.58); e substituindo na equação (3.45) as equações (3.55), (3.57) e (3.59). Reorganizando-as, e indicando que (ρ, c, u_{fm}) vão ser atualizadas para cada centroide de cada volume de controlo, fica-se com:

$$\begin{aligned} \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \frac{\partial T_{si}}{\partial t} dt = \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \left[\frac{1}{\Delta x c_{s_i} \rho_{s_i}} \left(k_{s,i,e} \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{i,e} - k_{s,i,o} \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{i,o} \right) \right. \\ \left. + \frac{1}{V_{c,s} c_{s_i} \rho_{s_i}} (q_{sol_i} - q_{p,ref_i} - q_{p,rad_i} - q_{p,convExt_i} - q_{convInt_i}) \right] dt + \mathcal{O}(\Delta x^2) \end{aligned} \quad (3.60)$$

$$\int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \frac{\partial T_{f_i}}{\partial t} dt = \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \left[\frac{u_{f_i}}{\Delta x} (T_{f_{i,o}} - T_{f_{i,e}}) + \frac{q_{convInt_i}}{V_{c,f} c_{f_i} \rho_{f_i}} \right] dt + \mathcal{O}(\Delta x^2) \quad (3.61)$$

Os membros da direita das equações (3.60) e (3.61) não tem elementos transientes. Os integrais dos membros da direita são resolvidos aplicando o teorema do valor médio e a regra do ponto médio, ficando-se com as equações semi-discretizadas finais:

$$\begin{aligned} T_{s_i}^{t+\frac{\Delta t}{2}} - T_{s_i}^{t-\frac{\Delta t}{2}} &= \frac{\Delta t}{\Delta x c_{s_i}^t \rho_{s_i}^t} \left(k_{s_{i,e}}^t \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{i,e}^t - k_{s_{i,o}}^t \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{i,o}^t \right) \\ &+ \frac{\Delta t}{V_{c,s} c_{s_i}^t \rho_{s_i}^t} (q_{sol_i}^t - q_{p,ref_i}^t - q_{p,rad_i}^t - q_{p,convExt_i}^t - q_{convInt_i}^t) + \mathcal{O}(\Delta x^2, \Delta t^2) \end{aligned} \quad (3.62)$$

$$T_{f_i}^{t+\frac{\Delta t}{2}} - T_{f_i}^{t-\frac{\Delta t}{2}} = \frac{\Delta t u_{f_i}^t}{\Delta x} (T_{f_{i,o}}^t - T_{f_{i,e}}^t) + \frac{\Delta t}{V_{c,f} c_{f_i}^t \rho_{f_i}^t} q_{convInt_i}^t + \mathcal{O}(\Delta x^2, \Delta t^2) \quad (3.63)$$

o sobrescrito t indica que o parâmetro é calculado para esse instante. Como mencionado anteriormente a dedução das equações foi realizada considerando $(\rho, c, k, \alpha, \nu, \mu, u_{fm})$ constantes. No entanto, estes parâmetros são atualizados para cada volume de controlo e para cada instante temporal com a temperatura, como se pode ver nas equações (3.62) e (3.63). Para manter os resultados coesos, a velocidade do fluido de trabalho foi calculada assumindo que a taxa de fluxo de massa é constante pela equação (3.64):

$$u_{f_i}^t = \frac{\dot{m}_{cam}^t}{\rho_{f_i}^t A_{T,f}} \quad (3.64)$$

É importante referir que para cada intervalo de condições operacionais constantes, Δt_{coc} , o utilizador pode definir uma taxa de fluxo de massa diferente. O que se quer dizer com taxa de fluxo de massa constante, é que a que é definida pelo utilizador em cada Δt_{coc} mantém-se constante. Mais informação estará em secções seguintes.

3.6.3 Esquema espacial do fluxo difusivo

As equações (3.62) e (3.63) são semi-discretizadas tendo as parcelas relativas ao fluxo difusivo e advectivo em função o valor central das faces a oeste e este, tal como a componente transiente da temperatura não está discretizada. Para transformar estas num sistema de equações algébricas discretizadas para cada volume de controlo e instante temporal, são aplicados esquemas espaciais e temporais que relacionam o valor das variáveis nas faces com os valores nos centroides dos volumes de controlo [47]. Estes esquemas são aproximativos, tendo um erro associado que pode ser calculado usando a série de Taylor. Na escolha de um esquema vários fatores devem ser tidos em conta como: ordem de precisão, estabilidade, limitação, difusão numérica, e aplicabilidade ao problema físico.

Primeiro vai ser analisado a parcela difusiva, seguidamente a parcela advectiva e a parcela transiente. A parcela difusiva no tubo, da equação (3.62), em análise é

$$k_{s_{i,e}}^t \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{i,e}^t - k_{s_{i,o}}^t \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{i,o}^t \quad (3.65)$$

O esquema usado para o fluxo difusivo no tubo foi o método de diferenças centrais, a **Figura 29** demonstra a aplicação do mesmo na face este.

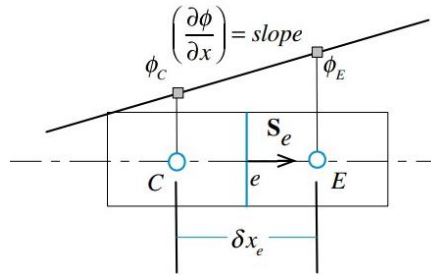


Figura 29-Representação do esquema de diferenças centrais no fluxo difusivo, [47].

O esquema das diferenças centrais define os gradientes nas faces oeste e este de uma variável geral dependente ϕ , é dado por [47]:

$$\text{Diferenças centrais: } \begin{cases} \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_{i,o} = \frac{\phi_i - \phi_{i-1}}{\Delta x} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \\ \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_{i,e} = \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{\Delta x} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \end{cases} \quad (3.66)$$

Este esquema tem precisão de segunda ordem. O esquema não tem um sentido preferencial, mas é válido para fluxos difusivos, pois estes seguem os sentido do gradiente da variável dependente [54]. Para além disto, quando o esquema é aplicado a gradientes, como o caso da difusão, garante que a derivada seja continua e assim que o fluxo da variável dependente ϕ seja igual à esquerda e à direita em cada face. O que não seria possível usando esquemas como o Upwind. Aplicando as equações do esquema (3.66) à equação (3.65) fica-se com:

$$\left(\frac{k_{s_{i+1}}^t + k_{s_i}^t}{2} \right) \left(\frac{T_{s_{i+1}}^t - T_{s_i}^t}{\Delta x} \right) - \left(\frac{k_{s_i}^t + k_{s_{i-1}}^t}{2} \right) \left(\frac{T_{s_i}^t - T_{s_{i-1}}^t}{\Delta x} \right) + \mathcal{O}(\Delta x^2) \quad (3.67)$$

Com a condutividade térmica do tubo nas faces oeste e este dadas por [54]:

$$k_{s_{i,o}}^t = \frac{k_{s_i}^t + k_{s_{i-1}}^t}{2} + \mathcal{O}(\Delta z^2) \quad (3.68)$$

$$k_{s_{i,e}}^t = \frac{k_{s_{i+1}}^t + k_{s_i}^t}{2} + \mathcal{O}(\Delta z^2) \quad (3.69)$$

3.6.4 Esquema espacial do fluxo advectivo

A parcela de advecção do fluido de trabalho da equação (3.63) em análise é

$$\frac{\Delta t u_{fi}^t}{\Delta x} (T_{fi,o}^t - T_{fi,e}^t) \quad (3.70)$$

É de relembrar que as equações foram deduzidas para densidade e velocidade constante, mas que ambas são atualizadas para cada volume de controlo e instante para a respetiva temperatura. Isto para explicar o fato de a velocidade estar associada ao centroide e não às faces. Para densidade e velocidade não constantes ter-se-ia $\frac{\Delta t}{\Delta x} (\rho_{fi,o}^t u_{fi,o}^t T_{fi,o}^t - \rho_{fi,e}^t u_{fi,e}^t T_{fi,e}^t)$.

O esquema escolhido foi o Upwind de 1ª ordem, mas primeiro vai ser explicada a razão de não se usar o esquema das diferenças centrais, que é de 2ª ordem. O esquema das diferenças centrais para o fluxo advectivo é demonstrado pela **Figura 30**.

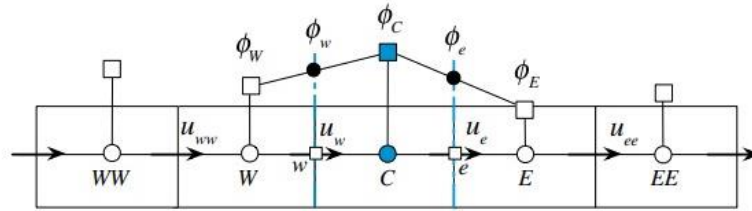


Figura 30-Representação do esquema de diferenças centrais no fluxo advectivo [47].

O esquema das diferenças centrais para o valor nas faces oeste e este de uma variável geral dependente ϕ , numa malha uniforme é dado por [47]:

$$\text{Diferenças centrais: } \begin{cases} \phi_{i,o} = \frac{\phi_i + \phi_{i-1}}{2} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \\ \phi_{i,e} = \frac{\phi_{i+1} + \phi_i}{2} + \mathcal{O}(\Delta x^2) \end{cases} \quad (3.71)$$

Como se pode ver o método das diferenças centrais não tem um sentido preferencial, não sendo influenciado pelo sentido do fluxo advectivo. Ou seja, usando este esquema a variável dependente numa face seria influenciada da mesma forma pelo valor da variável nos centroides adjacentes, independentemente do sentido do fluxo advectivo. Num processo físico como advecção, faz sentido que o valor da variável dependente numa face seja mais influenciado pelo valor desta no centroide a montante do que no a jusante [54]. Pelo que o uso do esquema das diferenças centrais não é aconselhável para fluxos advectivos.

Relativamente ao esquema usado Upwind de 1ª ordem, como o nome indica, o valor da variável dependente na face é o valor da variável no centroide do volume de controlo a montante [47]. O esquema Upwind de 1ª ordem para o valor nas faces oeste e este de uma variável geral dependente ϕ , é dado por [54]:

$$\text{Upwind } 1^{\text{a}}\text{ordem: } \phi_{i,o} = \begin{cases} \phi_{i-1} + \mathcal{O}(\Delta x) & \text{se } \dot{m}_{i,o} > 0 \\ \phi_i + \mathcal{O}(\Delta x) & \text{se } \dot{m}_{i,o} < 0 \end{cases} \quad (3.72)$$

$$\text{Upwind } 1^{\text{a}}\text{ordem: } \phi_{i,e} = \begin{cases} \phi_i + \mathcal{O}(\Delta x) & \text{se } \dot{m}_{i,e} > 0 \\ \phi_{i+1} + \mathcal{O}(\Delta x) & \text{se } \dot{m}_{i,e} < 0 \end{cases} \quad (3.73)$$

Este esquema tem precisão de primeira ordem. Existem esquemas de ordem mais elevada, como o Upwind de 2ª ordem, mas a facilidade de aplicação deste esquema levou-o a ser o escolhido. O esquema Upwind de 1ª ordem pode introduzir difusão numérica proporcional a $\rho_{fi}^t u_{fi}^t \frac{\Delta x}{2}$ [47]. Uma forma de diminuir esta é tornando a malha mais fina, reduzindo Δx . A redução de Δx leva a um maior custo computacional, não só por o aumento de volumes de controlo, mas porque diminui o passo temporal da simulação Δt para este respeitar as condições de estabilidade dos esquemas. Por outro lado, alguma difusão numérica é vantajosa para estabilizar a solução mantendo-a limitada [47].

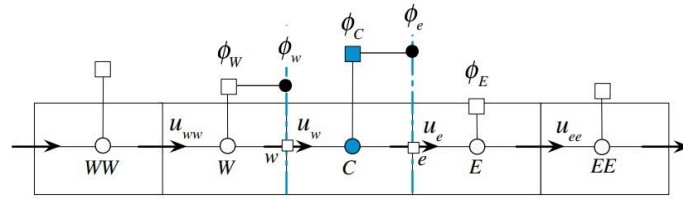


Figura 31- Representação do esquema Upwind de 1ª ordem no fluxo advectivo [47].

Admitindo que se tem a taxa de fluxo de massa positiva, substituindo as equações do esquema (3.72) e (3.73) à equação (3.70), fica-se com:

$$\frac{\Delta t u_{fi}^t}{\Delta x} (T_{fi-1}^t - T_{fi}^t) + \mathcal{O}(\Delta x) \quad (3.74)$$

3.6.5 Esquema temporal

Os modelos transientes têm de ter um algoritmo com um processo associado ao desenvolvimento temporal. É dada uma condição inicial para as variáveis dependentes para $t = t_0$, com estes dados o algoritmo calcula as variáveis para o instante seguinte $t_1 = t_0 + \Delta t$, com a última solução calcula os novos dados para o instante $t_2 = t_1 + \Delta t$, e o processo repete-se até se atingir o fim do tempo de simulação [47]. Notar que Δt não tem de ser constante, mas no presente modelo vai ser estabelecido como constante.

Os esquemas temporais dividem-se em três grupos: explícitos, implícitos, e semi-implícitos. Os esquemas explícitos calculam as variáveis dependentes no instante futuro $\phi^{t+\Delta t}$ sabendo o valor das variáveis dependentes no presente ϕ^t e o operador espacial no presente $\mathcal{L}(\phi^t)$ (componentes não transientes: convecção, difusão, geração, etc.), ou seja, $\phi^{t+\Delta t} = \phi^t - \mathcal{L}(\phi^t)$, [47]. Estes esquemas são os de mais fácil implementação, no entanto, as suas condições de estabilidade por vezes obrigam a Δt muito reduzidos, aumentando o custo computacional. Os esquemas implícitos são o oposto, com $\phi^t + \mathcal{L}(\phi^t) = \phi^{t-\Delta t}$ [47]. Estes esquemas são estáveis, não impondo passos temporais Δt tão reduzidos, diminuindo o custo computacional. No entanto, o método de resolução do sistema de equações é mais complexo, sendo a sua implementação mais difícil, e em alguns casos levam ao aumento do custo

computacional. Os semi-implicitos são de certa forma uma mistura de ambos. Dependente do caso em análise um tipo de esquema pode ser mais conveniente que outro. Se estiver a ser analisado um caso transiente em que Δt era necessário ter um valor baixo de partida, um esquema explícito talvez seja conveniente.

Para a componente transiente das equações (3.62) e (3.63) do tubo e do fluido de trabalho, foi usado o esquema explícito de 1ª ordem de Euler. Este esquema foi selecionado maioritariamente pela sua facilidade de aplicação e porque os casos de estudo requeriam um Δt reduzido à partida. O esquema aplicado à componente transiente de uma variável geral dependente ϕ , é dado por [47]:

$$\text{Explícito 1ª ordem Euler: } \begin{cases} \phi^{t+\frac{\Delta t}{2}} = \phi^{t+\Delta t} + \mathcal{O}(\Delta t) \\ \phi^{t-\frac{\Delta t}{2}} = \phi^t + \mathcal{O}(\Delta t) \end{cases} \quad (3.75)$$

Este esquema tem precisão de 1ª ordem. Aplicado às componentes transientes das equações (3.62) e (3.63) fica-se com:

$$T_{s_i}^{t+\frac{\Delta t}{2}} - T_{s_i}^{t-\frac{\Delta t}{2}} = T_{s_i}^{t+\Delta t} - T_{s_i}^t + \mathcal{O}(\Delta t) \quad (3.76)$$

$$T_{f_i}^{t+\frac{\Delta t}{2}} - T_{f_i}^{t-\frac{\Delta t}{2}} = T_{f_i}^{t+\Delta t} - T_{f_i}^t + \mathcal{O}(\Delta t) \quad (3.77)$$

3.6.6 Condições iniciais e de fronteira

As equações da metade frontal do tubo e do fluido de trabalho (3.62) e (3.63), por serem transientes ambas precisam de uma condição inicial para a temperatura da metade frontal do tubo e do fluido de trabalho no instante inicial t_o em todos o volumes de controlo do tubo representativo. Estas temperaturas iniciais $T_{s_i}^{t_o}$ e $T_{f_i}^{t_o}$ são impostas pelo utilizador. A equação (3.62) da metade frontal do tubo, por ter o fluxo difusivo necessita de duas condições de fronteira para as duas faces dos extremos do tubo representativo, $f_{1,o}$ e $f_{N_{vc_cam},e}$. Neste modelo foi adotado que as faces extremas são adiabáticas por estarem isoladas, tal como no modelo de Xu [20].

A equação (3.63) do fluido de trabalho, por ter o fluxo advectivo necessita de uma condição de fronteira para a face a montante. Neste modelo foi selecionado que a temperatura na face de entrada é imposta pelo utilizador $T_{f_{entrada}}^t$. O sistema (3.78) resume as condições iniciais e de fronteira:

$$\begin{cases} \text{condição inicial: } T_{s_i}^{t_o} \text{ e } T_{f_i}^{t_o} \text{ para } i = 1, \dots, N_{vc_cam} \\ \text{condições de fronteira difusão tubo: } \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{1,o}^t = \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{N_{vc_cam},e}^t = 0 \\ \text{condição de fronteira advecção fluido: } T_{f_{1,o}}^t = T_{f_{entrada}}^t \end{cases} \quad (3.78)$$

3.6.7 Sistema de equações algébricas discretizadas finais

Por fim, na equação (3.62) semi-discretizada da metade frontal do tubo são aplicadas: a equação (3.67) do esquema das diferenças centrais do fluxo difusivo; a equação (3.76) do esquema temporal

explicito de 1ª ordem de Euler; e as condições iniciais e de fronteira do tubo do sistema (3.78). Ficando-se com o sistema de equações algébricas discretizadas finais da metade frontal do tubo:

$i = 1$:

$$T_{s_1}^{t+\Delta t} = \left(1 - \frac{\Delta t}{\Delta x^2 c_{s_1}^t \rho_{s_1}^t} \frac{k_{s_1}^t + k_{s_2}^t}{2}\right) T_{s_1}^t + \left(\frac{\Delta t}{\Delta x^2 c_{s_1}^t \rho_{s_1}^t} \frac{k_{s_1}^t + k_{s_2}^t}{2}\right) T_{s_2}^t + \frac{\Delta t}{V_{c,s} c_{s_1}^t \rho_{s_1}^t} (q_{sol_1}^t - q_{p,ref_1}^t - q_{p,rad_1}^t - q_{p,convExt_1}^t - q_{convInt_1}^t) + \mathcal{O}(\Delta x^2, \Delta t) \quad (3.79)$$

$i = 2, \dots, N_{vc_cam} - 1$:

$$T_{s_i}^{t+\Delta t} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta x^2 c_{s_i}^t \rho_{s_i}^t} \frac{k_{s_{i-1}}^t + k_{s_i}^t}{2}\right) T_{s_{i-1}}^t + \left(1 - \frac{\Delta t}{\Delta x^2 c_{s_i}^t \rho_{s_i}^t} \frac{k_{s_{i-1}}^t + 2k_{s_i}^t + k_{s_{i+1}}^t}{2}\right) T_{s_i}^t + \left(\frac{\Delta t}{\Delta x^2 c_{s_i}^t \rho_{s_i}^t} \frac{k_{s_i}^t + k_{s_{i+1}}^t}{2}\right) T_{s_{i+1}}^t + \frac{\Delta t}{V_{c,s} c_{s_i}^t \rho_{s_i}^t} (q_{sol_i}^t - q_{p,ref_i}^t - q_{p,rad_i}^t - q_{p,convExt_i}^t - q_{convInt_i}^t) + \mathcal{O}(\Delta x^2, \Delta t) \quad (3.80)$$

$i = N_{vc_cam} = N$:

$$T_{s_N}^{t+\Delta t} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta x^2 c_{s_N}^t \rho_{s_N}^t} \frac{k_{s_{N-1}}^t + k_{s_N}^t}{2}\right) T_{s_{N-1}}^t + \left(1 - \frac{\Delta t}{\Delta x^2 c_{s_N}^t \rho_{s_N}^t} \frac{k_{s_{N-1}}^t + k_{s_N}^t}{2}\right) T_{s_N}^t + \frac{\Delta t}{V_{c,s} c_{s_N}^t \rho_{s_N}^t} (q_{sol_N}^t - q_{p,ref_N}^t - q_{p,rad_N}^t - q_{p,convExt_N}^t - q_{convInt_N}^t) + \mathcal{O}(\Delta x^2, \Delta t) \quad (3.81)$$

Para na equação (3.63) semi-discretizada do fluido de trabalho são aplicadas: a equação (3.74) do esquema Upwind 1ª ordem do fluxo advectivo; a equação (3.77) do esquema temporal explicito de 1ª ordem de Euler; e as condições iniciais e de fronteira do fluido do sistema (3.78). Ficando-se com o sistema de equações algébricas discretizadas finais para o fluido de trabalho:

$i = 1$:

$$T_{f_1}^{t+\Delta t} = \frac{\Delta t u_{f_1}^t}{\Delta x} T_{f_{entrada}}^t + \left(1 - \frac{\Delta t u_{f_1}^t}{\Delta x}\right) T_{f_1}^t + \frac{\Delta t}{V_{c,f} c_{f_1}^t \rho_{f_1}^t} q_{convInt_1}^t + \mathcal{O}(\Delta x, \Delta t) \quad (3.82)$$

$i = 2, \dots, N_{vc_cam}$:

$$T_{f_i}^{t+\Delta t} = \frac{\Delta t u_{f_i}^t}{\Delta x} T_{f_{i-1}}^t + \left(1 - \frac{\Delta t u_{f_i}^t}{\Delta x}\right) T_{f_i}^t + \frac{\Delta t}{V_{c,f} c_{f_i}^t \rho_{f_i}^t} q_{convInt_i}^t + \mathcal{O}(\Delta x, \Delta t) \quad (3.83)$$

Com as taxas de calor transferidas pelas superfícies laterais dadas por:

$$q_{sol_i}^t = A_{incSolar} G_i^t \quad (3.84)$$

$$q_{p,ref_i}^t = A_{incSolar} (1 - \alpha_s) G_i^t \quad (3.85)$$

$$q_{p,rad_i}^t = \frac{\sigma(T_{s_i}^{t^4} - T_{env}^{t^4})}{\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s A_{ext,s}} + \frac{1}{A_{env} F_{env-s}}} \quad (3.86)$$

$$q_{p,convExt_i}^t = A_{ext,s} \bar{h}_{mix}^t (T_{s_i}^t - T_{amb}^t) \quad (3.87)$$

$$q_{convInt_i}^t = q_{util_i}^t = A_{int,s} h_{a_{int_i}}^t (T_{s_i}^t - T_{f_i}^t) \quad (3.88)$$

A taxa de aumento de energia armazenada no volume de controlo $\dot{E}_{arm}$, da metade frontal do tubo e do fluido de trabalho podem ser posteriormente calculadas:

$$\dot{E}_{arm,s}^t = \Delta V_{c,s} c_{s_i}^t \rho_{s_i}^t \frac{T_{s_i}^{t+\Delta t} - T_{s_i}^t}{\Delta t} \quad (3.89)$$

$$\dot{E}_{arm,f}^t = \Delta V_{c,f} c_{f_i}^t \rho_{f_i}^t \frac{T_{f_i}^{t+\Delta t} - T_{f_i}^t}{\Delta t} \quad (3.90)$$

Com variação da taxa de calor por condução axial no volume de controlo da metade frontal do tubo e por advecção no fluido de trabalho dadas respetivamente por:

$$(q_{cond_x} - q_{cond_{x+\Delta x}})_s^t = \dot{E}_{arm,s}^t - q_{sol_i}^t + q_{p,ref_i}^t + q_{p,rad_i}^t + q_{p,convExt_i}^t + q_{convInt_i}^t \quad (3.91)$$

$$(\dot{E}_{adv_x} - \dot{E}_{adv_{x+\Delta x}})_f^t = \dot{E}_{arm,f}^t - q_{convInt_i}^t \quad (3.92)$$

3.6.8 Condições de estabilidade

O tipo de combinação de esquemas espaciais e temporais usados na última fase da discretização do método dos volumes finitos leva ao estabelecimento de condições de estabilidade que têm de ser cumpridas. Foi utilizado o método de Von Neumann para análise de estabilidade, também conhecido por análise de estabilidade de Fourier, para se determinarem estas condições [55]. Este método foi estabelecido para propriedades $(\rho, k, c, \mu, \alpha, u_f)$ constantes. Para um primeiro caso em que se tem uma equação transiente com difusão, na qual é aplicado o esquema temporal explícito de 1ª ordem de Euler e o esquema espacial de diferenças centrais, a condição de estabilidade é [55]:

$$0 \leq \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \frac{k}{\rho c} = \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \alpha \leq 0.5 \quad (3.93)$$

com $\alpha = \frac{k}{\rho c}$ a difusividade térmica.

Para um segundo caso em que se tem uma equação transiente com advecção, na qual é aplicada o esquema temporal explícito de 1ª ordem de Euler e o esquema espacial Upwind de 1ª ordem, a condição de estabilidade é [55]:

$$0 \leq \frac{\Delta t u}{\Delta x} \leq 1 \quad (3.94)$$

com $\frac{\Delta t v}{\Delta z}$ o número de Courant.

No presente modelo CFD-1D o passo espacial Δx é definido pelo utilizador, pelo que o passo temporal Δt é o valor máximo permitido pelas condições de estabilidade. Para além disto o modelo usa um Δt constante em todo o período da simulação. As condições de estabilidade das equações (3.93) e (3.94) não têm componentes variáveis no espaço ou tempo. No entanto, o sistema de equações algébricas discretizadas (3.79) a (3.83) para a metade frontal do tubo e para o fluido de trabalho, tem os parâmetros $(\rho, c, k, \alpha, \nu, \mu, u_{fm})$ atualizados nos volumes de controlo e no tempo com a temperatura. Para se poder aplicar a condição de estabilidade (3.93) às equações (3.79), (3.80) e (3.81) da metade frontal do tubo; e para se poder aplicar a condição de estabilidade (3.94) às equações (3.82) e (3.83) do fluido de trabalho, o caso mais extremo é utilizado. Ou seja, as condições de estabilidade são calculadas com a difusividade térmica e a velocidade para a temperatura operacional máxima permitida o respetivo material do tubo e fluido de trabalho. A difusividade do tubo aumenta com o aumento de temperatura e a densidade do fluido de trabalho diminui com o aumento de temperatura. Pelo que o passo temporal máximo permitido para cada condição de estabilidade do tubo e fluido, diminui com o aumento da temperatura, $\Delta t_{max,CE_s}$ e $\Delta t_{max,CE_f}$:

$$\Delta t_{max,CE_s} = 0.5 \frac{\Delta x^2}{\alpha_{s,max}} \quad (3.95)$$

$$\Delta t_{max,CE_f} = \Delta x \frac{\rho_{f,min} A_{T,f}}{\dot{m}_{cam,max}} \quad (3.96)$$

Por fim o passo temporal constante selecionado pelo modelo CFD-1D é o mínimo entre o passo temporal máximo permitido para o tubo e fluido:

$$\Delta t = \min(\Delta t_{max,CE_s}; \Delta t_{max,CE_f}) \quad (3.97)$$

3.7 Temperatura de saída, taxas de calor totais e Rendimentos

O FVM obtém a temperatura do fluido no último centroide de cada caminho num determinado instante T_{fN}^t . A temperatura do fluido na saída, ou seja, na faceta este de cada caminho é:

$$T_{f,saida}^t = T_{fN,e}^t \approx 1.5T_{fN}^t - 0.5T_{fN-1}^t \quad (3.98)$$

com $N = N_{vc,cam}$. A temperatura do fluido na saída média do recetor é dada pela média da temperatura de todos os caminhos:

$$T_{f,saida,rec}^t = \frac{1}{N_{cam}} \sum_{j=1}^{N_{cam}} T_{f,saida,j}^t \quad (3.99)$$

As equações das diferentes taxas de calor só vão ser demonstradas para a taxa de calor de convecção interna, sendo iguais para as restantes. As diferentes taxas de calor totais num tubo representativo de um caminho, num dado instante, são exemplificadas pela seguinte expressão.

$$q_{convInt_totalCam}^t = \sum_{i=1}^{N_{vc_cam}} q_{convInt_i}^t \quad (3.100)$$

As diferentes taxas de calor total no recetor num dado instante, para o recetor central externo tubular cilíndrico, são exemplificadas pela seguinte expressão:

$$q_{convInt_rec}^t = N_{tubosVert} \sum_{j=1}^{N_{cam}} q_{convInt_totalCam_j}^t \quad (3.101)$$

Para o recetor central externo tubular de um painel plano vertical fica:

$$q_{convInt_rec}^t = \sum_{j=1}^{N_{cam}} q_{convInt_totalCam_j}^t \quad (3.102)$$

As diferentes energias totais no recetor no total período da simulação, são exemplificadas pela seguinte expressão:

$$Q_{convInt_rec_totalSim} = \Delta t \sum_{t=0}^{t_{sim}} q_{convInt_rec}^t \quad (3.103)$$

Com a potência média no recetor no período total da simulação dada por:

$$q_{convInt_rec_médiaTotalSim} = \frac{1}{t_{sim}} Q_{convInt_rec_totalSim} \quad (3.104)$$

O rendimento instantâneo de cada caminho e do recetor, e o rendimento médio do recetor no período total da simulação são dados respetivamente por:

$$\eta_{cam}^t = \frac{q_{convInt_totalCam}^t}{q_{sol_totalCam}^t} \quad (3.105)$$

$$\eta_{rec}^t = \frac{q_{convInt_rec}^t}{q_{sol_rec}^t} \quad (3.106)$$

$$\eta_{rec_totalSim} = \frac{Q_{convInt_rec_totalSim}}{Q_{sol_rec_totalSim}} \quad (3.107)$$

Capítulo 4

Validação do modelo térmico

Neste capítulo o presente modelo térmico CFD-1D, apresentado nos capítulos anteriores, é sujeito a um processo de validação. Não foram encontrados dados experimentais para validar o mesmo, pelo que é feita a comparação com dois artigos encontrados na literatura: os modelos estacionários bidirecionais e unidirecional de Rodríguez-Sánchez, et al. [17] e o modelo numérico transiente

unidimensional de Xu, et al. [20]. A validação é realizada em duas fases: na primeira fase é validado os resultados do regime estacionário comparando-os com os dos modelos de Rodríguez-Sánchez, na segunda fase são validados os resultados do período transiente comparando-os com os do modelo de Xu. A validação é feita para casos de recetores centrais externos tubulares cilíndricos.

4.1 Validação dos resultados do regime estacionário: comparação com os modelos estacionários de María Rodríguez-Sánchez

Os modelos estacionários para recetores cilíndricos de Rodríguez-Sánchez, et al. [17] foram introduzidos no estado da arte. Tal como foi mencionado, os três modelos HTM, HHFM e SM foram validados comparando os resultados do regime estacionário com os do modelo transiente tridimensional CFD-3D, programado no programa comercial ANSYS Fluent. Rodríguez-Sánchez analisou cinco casos de estudo, com condições operacionais de velocidade do vento e taxa de fluxo de massa do fluido de trabalho variáveis, **Tabela 6**. Todos os casos partilham a mesma geometria do recetor e restantes parâmetros operacionais da **Tabela Anexo 1**.

Tabela 6-Condições operacionais variáveis dos casos de estudo de Rodríguez-Sánchez, et al. [17].

	Caso A	Caso B	Caso C	Caso D	Caso E
u_{ar} [m/s]	0	7.5	15	0	0
$\dot{m}_{totalRec}$ [Kg/s]	281.6	281.6	281.6	256	301

Para simular os casos de estudo usando o modelo CFD-1D algumas alterações dos dados de entrada tiveram de ser feitas, as mesmas estão na **Tabela Anexo 1** na coluna “CFD-1D”.

O recetor de Rodríguez-Sánchez tem espaçamento de 2mm entre tubos adjacentes, sendo que parte da irradiância solar que atravessa o espaçamento é refletida pela parede refratária para os tubos e para a envolvente. O modelo CFD-1D foi desenvolvido para espaçamento nulo, pelo que se teve de assumir que a irradiância solar que atravessaria o espaçamento incide na metade frontal dos tubos, provavelmente sobrestimando a radiação incidente nos tubos. A emissividade da envolvente usada por Rodríguez-Sánchez não foi encontrada, mas é indicada a do céu e chão, pelo que foi presumido que a média entre ambas foi a usada. Já o modelo CFD-1D definiu que a envolvente se comporta como um corpo negro. Por último, o número de volumes de controlo difere entre os modelos CFD-3D, HTM/HHFM, SM e CFD-1D.

O recetor tem a configuração “C3”, com dois caminhos do fluido, cada um com nove painéis em série. O modelo CFD-1D tem assim dois tubos representativos, para o caminho Oeste e Este, respetivamente. Cada tubo representativo tem um comprimento total de 66.6m, resultado da ligação em série de nove tubos com comprimento de 7.4m, um de cada painel em série.

Rodríguez-Sánchez obteve a irradiância solar incidente no recetor pelo programa comercial DELSOL3. A área lateral envolvente do recetor foi dividida em 18 secções na direção angular, iguais ao número de painéis totais, e 13 secções na direção axial, obtendo a irradiância solar incidente uniforme em cada divisão. Para além disto o mapa usado foi considerado como simétrico em relação ao eixo vertical na posição Norte, tendo ambos os caminhos do fluido irradiância incidente simétrica.

Na **Figura 32 a)** está representado o mapa de irradiância incidente no recetor, na **Figura 32 b)** é o perfil longitudinal da irradiância incidente no caminho Oeste.

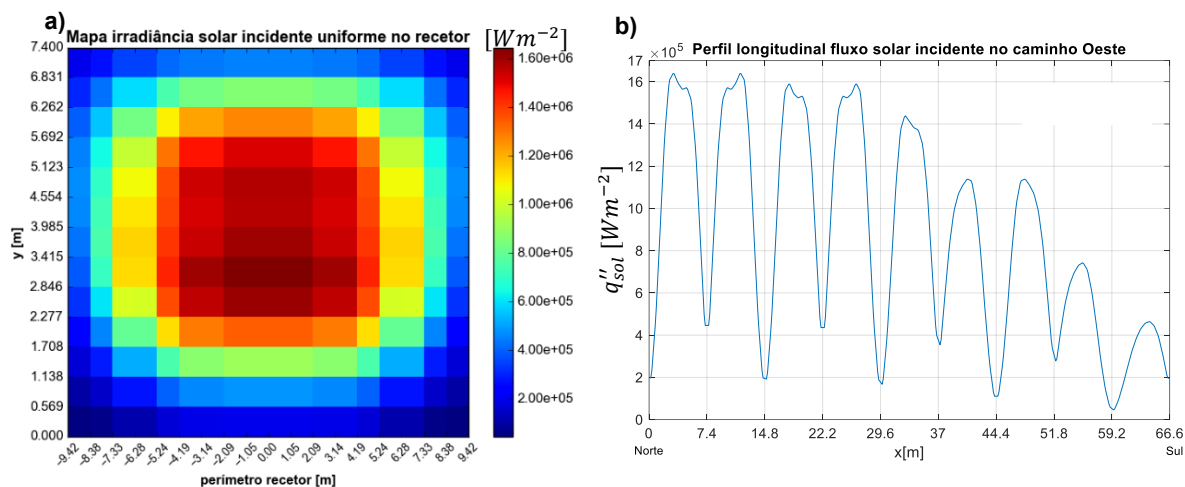


Figura 32-a) Mapa de irradiância incidente no recetor, eixo central vertical a Norte, dados fornecidos diretamente por María Sánchez. b) Perfil longitudinal de irradiância incidente no caminho Oeste.

Foi definido o número de volumes de controlo por tubo vertical, N_{vc} , para o modelo CFD-1D. Para tal, foi simulado o caso A com o número de volumes de controlo por tubo iguais a 13, 26, 52 e 104 e comparados os resultados do perfil de temperatura do fluido de trabalho. A **Figura 33** mostra os perfis longitudinais da diferença da temperatura do fluido dos resultados das hipóteses de 13, 26 e 52 em relação à de 104, no caminho Oeste. Nesta pode-se observar que a diferença diminui com o aumento de volumes de controlo.

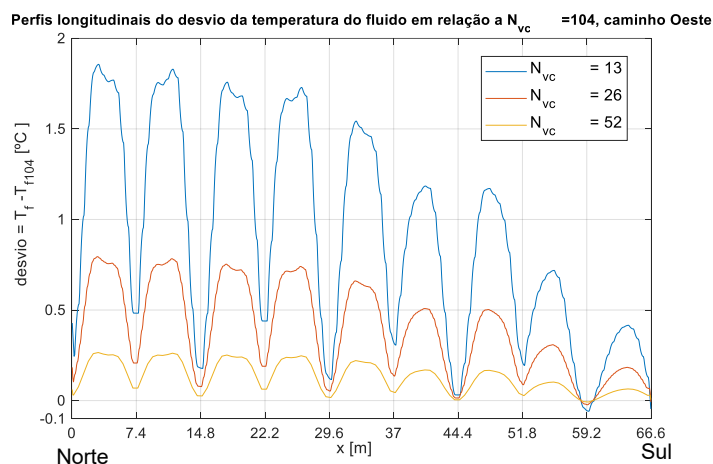


Figura 33-Perfis longitudinais da diferença da temperatura do fluido de trabalho entre hipóteses de 13, 26 e 52 volumes de controlo em relação a 104. (Caso A, caminho Oeste).

A **Tabela 7** mostra que a redução do número de volumes leva à redução das diferenças médias absoluta e relativa, mas também ao aumento do tempo computacional. De forma a equilibrar a diferença e o tempo computacional, foram seleccionados 52 volumes de controlo por tubo vertical, com uma diferença relativa média de +0.03% e tempo computacional de 31.5s. Como o mapa de irradiância solar de Rodríguez-Sánchez foi obtido para 13 divisões axiais, o mesmo é interpolado na direcção axial em 52 pontos para ser usado pelo modelo CFD-1D.

Tabela 7- Número de volumes de controlo por tubo vertical e por caminho. Diferenças médias absoluta e relativa entre os perfis da temperatura do fluido entre hipóteses de 13, 26, e 52 volumes de controlo em relação a 104. Resultados do tempo computacional. (Caso A, caminho Oeste).

N_{vc}	N_{vc_cam}	Δx [m]	Diferença absoluta média $\overline{ T_f(x) - T_{f,104}(x) }$ [°C]	Diferença relativa média $\overline{ T_f(x) - T_{f,104}(x) /T_{f,104}(x)}$ [%]	Tempo computacional [s]
13	117	0.5692	0.91	0.19%	5.9
26	234	0.2846	0.39	0.08%	11.0
52	468	0.1423	0.13	0.03%	31.5
104	936	0.0712	-	-	189.9

Os cinco casos de Rodríguez-Sánchez foram simulados com modelo CFD-1D e os resultados do regime estacionário são comparados com os resultados do modelo referência CFD-3D e com os dos modelos HTM, HHFM e SM. Na **Figura 34** é possível comparar os resultados dos perfis longitudinais da temperatura do fluido de trabalho e da temperatura da parede externa dos tubos dos modelos CFD-1D e HTM, no caminho Oeste, para o caso A.

Para o modelo HTM a temperatura da parede externa dos tubos apresentada é para a secção angular frontal ($\theta = 0^\circ$), onde é máxima. O modelo CFD-1D não considera variações da temperatura dos tubos nas direções radial e angular. Na direção angular o modelo divide o tubo em duas metades, traseira e frontal, cada uma com uma temperatura média na direção angular, e é assumido que a metade traseira tem temperatura média igual à temperatura do fluido de trabalho. Dito isto, a **Figura 34** não permite realizar uma validação dos resultados da temperatura do tubo, mas pode-se ver que a morfologia dos perfis é semelhante seguindo a morfologia do perfil da irradiância solar incidente da **Figura 34**. No entanto, serve para ver que para uma análise mecânica mais detalhada em que sejam necessários os gradientes de temperatura, o modelo CFD-1D talvez não fosse adequado. Ambos os modelos apresentam perfis da temperatura do fluido com um comportamento crescente, com o modelo CFD-1D apresentando valores superiores. Pode-se observar que para este caso de estudo as diferenças máximas entre os resultados da temperatura do fluido ocorrem na saída, pelo que na **Tabela 8** são comparados os mesmos. Não são expostos os perfis do modelo CFD-3D no artigo Rodríguez-Sánchez, et al. [17], que seriam uma melhor forma de comparação.

A **Figura 35** apresenta os perfis axiais da temperatura da parede externa do tubo, no início, meio e fim do 1º painel. Os dados da mesma não foram disponibilizados, pelo que apenas se pode realizar uma análise qualitativa. A temperatura dos modelos HTM e CFD-3D varia com a posição angular. Já para o modelo CFD-1D são expostas as temperaturas médias angulares na metade frontal e traseira, assumindo a traseira está à temperatura do fluido. Comparando os resultados do modelo CFD-1D com os do modelo CFD-3D, os resultados da metade traseira são bastante próximos, podendo-se validar a hipótese do modelo CFD-1D de igualar a temperatura média da metade traseira do tubo à temperatura do fluido de trabalho. Para a metade frontal, a comparação é difícil, não se tendo o valor médio da temperatura do modelo CFD-3D. O modelo CFD-1D parece subestimar um pouco a temperatura média frontal, mas os parecem ser aceitáveis. Comparando os resultados do modelo HTM com os do modelo CFD-3D, os valores da metade traseira são bastante próximos, já na metade frontal o modelo HTM sobrestima a temperatura com uma diferença relativa máxima de 2.5%, [17]. Esta sobrestimação é

atribuída ao fato do modelo CFD-3D considerar condução de calor no tubo na direção angular e fatores de forma tridimensionais, enquanto o modelo HTM não considera condução angular e os fatores de forma são bidimensionais [17]. Isto resulta numa temperatura do tubo menos homogênea e superior pelo modelo HTM, originando maiores perdas de calor por radiação, menor rendimento e menor temperatura do fluido de trabalho que o modelo CFD-3D, que se verifica nos dados da Tabela 8 [17].

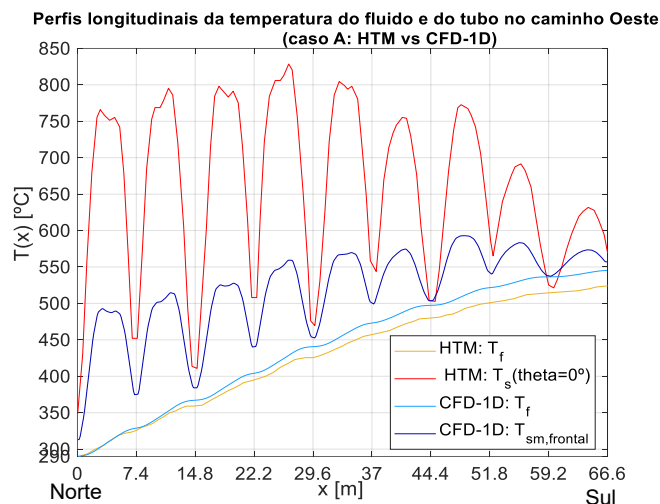


Figura 34- Perfis longitudinais da temperatura do fluido de trabalho e do tubo no caminho Oeste, para os modelos HTM e CFD-1D, para o caso A. Temperatura do tubo de HTM é para $\theta=0^\circ$ e na parede externa; para CFD-1D é a média da metade frontal do tubo na direção angular, e não considera variações na direção radial. Dados retirados de [17].

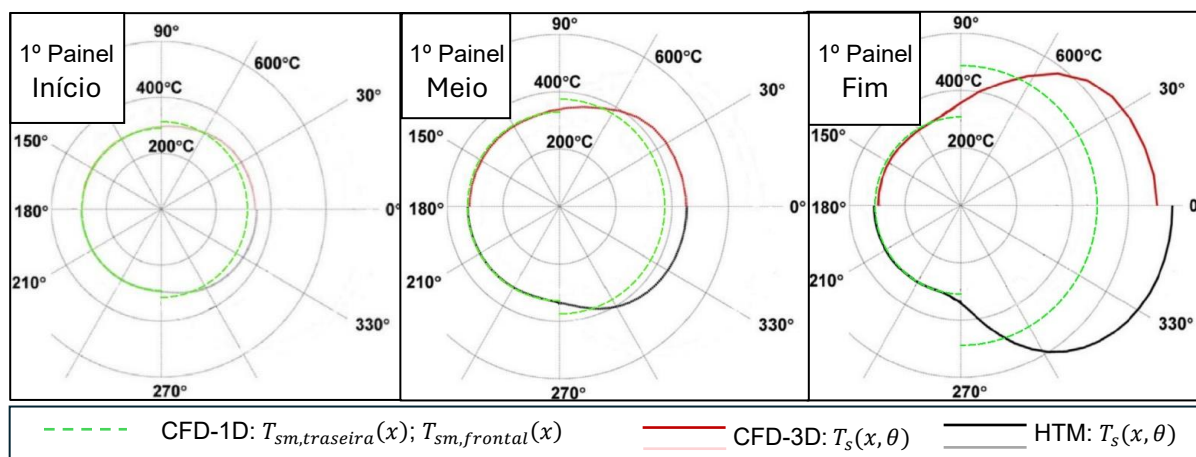


Figura 35-Perfis axiais da temperatura do tubo no início, meio e fim do 1ºPainel do caminho Oeste, para o caso A. CFD-3D e HTM: temperatura varia na direção angular. CFD-1D: temperaturas médias angulares para as metades traseira e frontal, traseira à temperatura do fluido; sem variação radial. Figura modificada de Sánchez, et al. [17].

Na **Tabela 8** estão os resultados para o rendimento térmico, temperatura do fluido de trabalho na saída e temperatura máxima da parede externa dos tubos. A **Tabela 9** apresenta a diferença absoluta e relativa dos resultados da **Tabela 8** entre os modelos e o modelo referência CFD-3D.

Comparando os resultados do modelo CFD-1D com os resultados do modelo de referência CFD-3D para o rendimento térmico e temperatura do fluido na saída, o modelo CFD-1D apresenta resultados mais próximos do modelo CFD-3D do que os modelos SM, HTM e HHFM. Apresentando diferenças absolutas e relativas máximas para o rendimento térmico de +4.77% e +5.68%, e para a temperatura do fluido na saída de +5.11°C e +0.95%, respetivamente. O modelo CFD-1D sobrestima os valores do

rendimento e temperatura do fluido enquanto os três modelos de Rodríguez-Sánchez subestimam. Comparando o modelo CFD-1D com os três modelos de Rodríguez-Sánchez, este apresenta resultados mais próximos do modelo SM, o que era esperável por serem ambos unidirecionais. A razão pela qual o modelo CFD-1D sobrestima os valores do rendimento e temperatura do fluido e o modelo SM subestima não é de fácil obtenção apenas com os dados apresentados no artigo. Uma das possíveis razões para tal acontecer é que, como já mencionado anteriormente, o modelo CFD-1D foi estabelecido para espaçamento nulo entre tubos adjacentes, sendo que para simular estes casos de estudo com o espaçamento de 2mm teve de se assumir que a radiação solar incidente que atravessaria este espaçamento e que posteriormente seria refletida pela parede refrataria para os tubos e envolvente no modelos de Rodríguez-Sánchez, no modelo CFD-1D é considerada que incidente na metade frontal dos tubos, provavelmente sobrestimando a irradiância solar incidente nos tubos, levando a um maior rendimento e temperatura do fluido.

Pela análise das tabelas referidas percebe-se que os modelos HTM e HHFM têm resultados idênticos. Dos três modelos de Rodríguez-Sánchez, o modelo SM é o que apresenta resultados mais próximos dos do modelo CFD-3D para o rendimento térmico e temperatura do fluido na saída, com diferenças absoluta e relativa máximas para o rendimento de -5% e -5.81%, e para a temperatura do fluido de -13.2°C e -2.39%, respetivamente. Sendo que o modelo SM é unidimensional e os modelos HTM e HHFM bidimensionais, poder-se-ia esperar de que os últimos tivessem os resultados mais próximos do modelo CFD-3D, o que não se verifica. Não foi encontrado no artigo uma justificação direta para o sucedido. Mas uma possível justificação é que, por um lado, no cálculo das perdas de calor por radiação o modelo SM usa a temperatura média angular dos tubos enquanto o modelo HTM usa a temperatura angular local, visto que $(\bar{T}_s)^4$ é bastante inferior a $\bar{T}_s^4$, levando a perdas por radiação inferiores no modelo SM e superior rendimento e temperatura do fluido que o modelo HTM [17]. Por outro lado, como já foi mencionado na análise da Figura 35, o modelo HTM sobrestima a temperatura dos tubos em comparação ao modelo CFD-3D, levando a maiores perdas de calor por radiação, menor rendimento e temperatura do fluido que este. A combinação destes dois fatores pode explicar os resultados do modelo SM para o rendimento e temperatura do fluido serem mais próximos do modelo referência CFD-3D do que os dos modelos HTM e HHFM.

Relativamente ao comportamento do rendimento e temperatura do fluido com a variação da velocidade do vento, nos três modelos de Rodríguez-Sánchez o aumento da velocidade do vento leva ao aumento da diferença relativa. Fato que Rodríguez-Sánchez atribuiu a uma possível diferença no cálculo do coeficiente de convecção externa [17]. O aumento da taxa de fluxo de massa não se reflete numa tendência identificável da diferença relativa, pelo menos para os dados fornecidos. As diferenças relativas do rendimento e temperatura do fluido do modelo CFD-1D não apresentam uma tendência identificável com o aumento da velocidade do vento e taxa de fluxo de massa. O modelo CFD-1D usa as correlações de Siebers, et al. [44], tal como Rodríguez-Sánchez, mas o modelo CFD-1D calcula-as com a temperatura média da superfície lateral do recetor enquanto Rodríguez-Sánchez usa a temperatura local de cada célula. Para todos os modelos a variação do rendimento e temperatura do fluido com a variação da velocidade do vento não é muito significativa, pelo que a convecção externa forçada não terá um grande impacto nas trocas de calor.

Por fim, Rodríguez-Sánchez faz uma análise comparativa da temperatura máxima da parede externa do tubo, **Tabela 8**. Esta comparação, tal como foi mencionado anteriormente, não pode ser usada na validação dos modelos unidimensionais, visto que nestes a temperatura do tubo é a média na direção angular. Serve apenas para demonstrar que para uma análise detalhada de pontos de corrosão ou para análise mecânica de tensões térmicas em que são necessários os gradientes de temperatura em todas as direções, os modelos unidimensionais talvez não seriam a melhor escolha. No entanto, noutro artigo [33], Sánchez concluiu que o gradiente de temperatura na direção radial é aproximadamente uma ordem de magnitude superior aos das restantes direções, pelo que as tensões térmicas só seriam calculadas na direção radial. O modelo CFD-1D não considera variações de temperatura na espessura do tubo pelo que não poderia ser usado para tal.

Tabela 8-Resultados do rendimento térmico do recetor, temperatura do fluido na saída e temperatura do tubo máxima, para os cinco casos e cinco modelos. Nos modelos SM e CFD-1D a temperatura do tubo é a média na direção angular, nos modelos HTM, HHFM e CFD-3D a temperatura do tubo considera variações na direção angular. Retirado de Rodríguez-Sánchez, et al. [17].

		Caso A	Caso B	Caso C	Caso D	Caso E
u_{ar} [m/s]		0	7.5	15	0	0
$\dot{m}_{totalRec}$ [Kg/s]		281.6	281.6	281.6	256	301
Rendimento térmico recetor [-]	CFD-3D	0.85	0.84	0.83	0.85	0.86
	HTM	0.79	0.78	0.77	0.79	0.8
	HHFM	0.79	0.78	0.77	0.79	0.8
	SM	0.81	0.8	0.79	0.81	0.81
	CFD-1D	0.90	0.89	0.87	0.89	0.90
Temperatura do fluido na saída [°C]	CFD-3D	541.2	538.1	534.4	564.8	526.5
	HTM	524.1	520.7	516.7	546	509.7
	HHFM	524.1	520.6	516.6	545.9	509.6
	SM	528.7	525.6	521.9	551.6	513.9
	CFD-1D	545.4	543.2	539.2	569.6	529.7
Temperatura máxima no tubo [°C]	CFD-3D	807.7	793.7	783.5	822.8	796
	HTM	826.8	822.8	818	849.7	811.9
	HHFM	826.8	822.7	817.9	849.6	811.8
	SM	597.7	595.7	593.4	612.7	588
	CFD-1D	592.9	590.9	587.1	619.0	575.8

Tabela 9-Diferença absoluta e relativa dos resultados da Tabela 4, usando como referência o modelo CFD-3D.

		Diferença absoluta = modelo em questão – CFD-3D					Diferença relativa com modelo CFD-3D [%]				
		A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
Rendimento térmico recetor [-]	HTM	-0.06	-0.06	-0.06	-0.06	-0.06	-7.06	-7.14	-7.23	-7.06	-6.98
	HHFM	-0.06	-0.06	-0.06	-0.06	-0.06	-7.06	-7.14	-7.23	-7.06	-6.98
	SM	-0.04	-0.04	-0.04	-0.04	-0.05	-4.71	-4.76	-4.82	-4.71	-5.81
	CFD-1D	0.0453	0.0477	0.0436	0.0422	0.0372	5.33	5.68	5.25	4.97	4.32
Temperatura do fluido na saída [°C]	HTM	-17.1	-17.4	-17.7	-18.8	-16.8	-3.16	-3.23	-3.31	-3.33	-3.19
	HHFM	-17.1	-17.5	-17.8	-18.9	-16.9	-3.16	-3.25	-3.33	-3.35	-3.21
	SM	-12.5	-12.5	-12.5	-13.2	-12.6	-2.31	-2.32	-2.34	-2.34	-2.39
	CFD-1D	4.18	5.11	4.82	4.78	3.15	0.77	0.95	0.90	0.85	0.60

Temperatura máxima no tubo [°C]	HTM	19.1	29.1	34.5	26.9	15.9	2.36	3.67	4.40	3.27	2.00
	HHFM	19.1	29	34.4	26.8	15.8	2.36	3.65	4.39	3.26	1.98
	SM	-210	-198	-190.1	-210.1	-208	-	-	-	-	-
	CFD-1D	-214.79	-202.83	-196.42	-203.85	-220.18	-	-	-	-	-

A **Figura 36** apresenta os perfis do fluxo da taxa de calor útil na área lateral total dos tubos no caminho Este, para todos os modelos. A morfologia de todos os perfis é semelhante, seguindo a morfologia do perfil da irradiância solar incidente. Como era espectável após a análise anterior dos resultados do rendimento térmico da **Tabela 8**, o modelo CFD-1D é o que apresenta o fluxo de calor útil superior, sendo seguido dos modelos CFD-3D, SM e HTM/HHFM, respetivamente. Dados relativos aos resultados dos outros tipos de taxas de calor não foram apresentados no artigo.

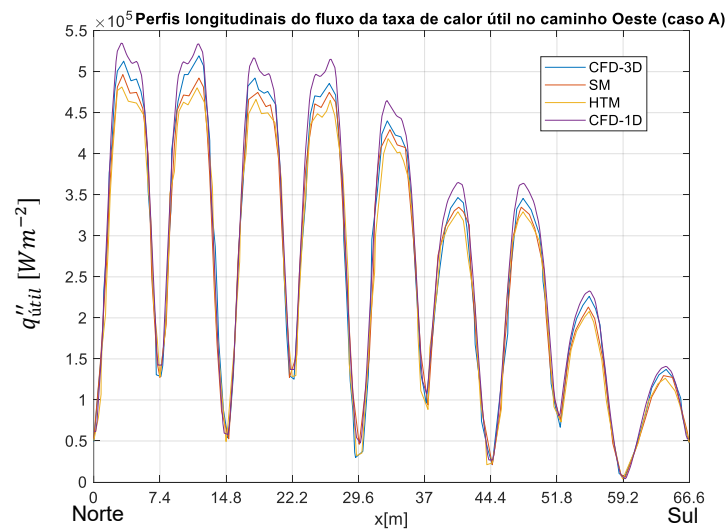


Figura 36-Perfis longitudinais do fluxo das taxas de calor útil no caminho Oeste, caso A. Área é a superfície lateral total do tubo. Dados retirados de Sánchez, et al. [17].

Resumindo, a análise quantitativa dos resultados no regime estacionário do rendimento térmico e temperatura do fluido na saída da **Tabela 8** mostram uma diferença relativa máxima entre o modelo CFD-1D e o modelo referência CFD-3D de respetivamente +5.68% e +0.95%, sendo o modelo validado para estes parâmetros. A análise qualitativa da temperatura do tubo da **Figura 35**, valida o uso da temperatura média angular da metade traseira igual à temperatura do fluido, e valida os resultados da temperatura média angular da metade frontal. Assim, o modelo CFD-1D é validado para os seus resultados no regime estacionário. É de relembrar que estes resultados foram feitos aplicando o modelo CFD-1D, idealizado para espaçamento nulo entre tubos adjacentes, a casos de estudo com espaçamentos de 2 mm, pelo que existe um possível favorecimento dos resultados. Por fim, analisando a **Tabela 10**, o tempo computacional médio do modelo CFD-1D para os casos estudados é de 31.5s, bastante inferior dos 500 m do modelo CFD-3D e bastante próximo dos 15s dos modelos bidimensionais. Tendo isto em conta e as diferenças dos resultados mencionados anteriormente, o modelo transiente CFD-1D pode ser considerado como apropriado para análise térmica do recetor.

Tabela 10-Comparação do tempo computacional médio das simulações dos casos de estudo. Dados retirados de Rodríguez-Sánchez, et al. [17].

	CFD-3D	HTM/HHFM	CFD-1D
Número células por tubo vertical N_{vc}	439400	481	52
Tempo médio computacional [s]	$3 * 10^4$	15	31.5

4.2 Validação dos resultados do período transiente: comparação com o modelo transiente de Li Xu

Na secção anterior a validação do modelo térmico transiente CFD-1D foi obtida para os resultados no regime estacionário. Na presente secção o objetivo é tentar validar a fase transiente do modelo, mais especificamente a duração do período transiente, Δt_{tr} .

A única forma encontrada de validação destes resultados foi com a comparação dos resultados do período transiente com os do modelo transiente unidimensional para recetores cilíndricos de Xu, et al. [20], introduzido no estado da arte. No entanto, o modelo de Xu apenas validou os seus resultados no regime estacionário e não do período transiente, tornando esta presente validação do período transiente do modelo CFD-1D ambígua. Antes de ser comparado o regime transiente entre o modelo CFD-1D e o modelo de Xu é vantajoso analisar primeiro os resultados da validação do regime estacionário de Xu. O modelo de Xu foi validado através da comparação com o artigo de González, et al. [45], que usa o modelo estacionário bidirecional HTM de Rodríguez-Sánchez, et al. [17]. Xu selecionou dois casos de estudo de González, o solstício de verão às 12 e 9 horas solares, com DNI de 930 e 910 Wm⁻², casos 1 e 2, respetivamente. Foram simulados e comparados os resultados dos perfis longitudinais da temperatura do fluido de trabalho no regime estacionário e obteve nos dois casos uma diferença absoluta máxima de $\pm 5^{\circ}\text{C}$ e uma diferença relativa máxima de $\pm 1.5\%$, [20]. Analisando o gráfico da diferença absoluta no artigo de Xu, et al. [20], em ambos os casos, tem-se uma temperatura do fluido na saída $\sim 560^{\circ}\text{C}$, sendo esta inferior à temperatura de 565°C do modelo HTM. No entanto, existem algumas diferenças nos parâmetros de entrada usados nas simulações entre ambos os artigos, **Tabela Anexo 2**. É de notar que o modelo HTM subestima os resultados de CFD-3 como se viu na secção anterior, pelo que a validação do modelo de Xu tem um erro associado por ser comparado ao modelo HTM e não ao modelo CFD-3D.

Xu fez uma análise de sensibilidade do comportamento do período transiente com a velocidade do vento, para quatro cenários, 0, 5, 12, 20 m/s. Esta análise foi realizada para o caso de estudo 2 com os mesmos parâmetros da **Tabela Anexo 2**, mudando a velocidade do vento e controlando a taxa de fluxo de massa para garantir uma temperatura de saída de 565°C no fim do período transiente [20].

Com objetivo de comparar os resultados da duração do período transiente foram simulados os mesmos cenários com o presente modelo CFD-1D, usando os mesmos dados de entrada de Xu, mudando apenas o número de volumes de controlo. O número de volumes de controlo num tubo vertical adequado para o modelo CFD-1D foi selecionado como na secção anterior. Foram selecionados $N_{vc} = 80$ com uma diferença relativa média de 0.01% em relação a $N_{vc} = 110$.

Como para as mesmas condições impostas o modelo CFD-1D tem resultados de temperatura do fluido e rendimento superiores aos do modelo de Xu, as simulações do modelo CFD-1D foram realizadas em dois conjuntos. Num conjunto foi usada a mesma taxa de fluxo de massa de Xu, **Tabela**

11, noutro conjunto foram feitas as simulações controlando a taxa de fluxo de massa para garantir a mesma temperatura do fluido na saída de Xu de 565°C, Tabela 12. Para além disto, o modelo de Xu usa uma TOL de 0.1°C enquanto CFD-1D usa 0.001°C, uma análise de sensibilidade deste parâmetro também é feita. Em todas as simulações a duração do período transiente obtida pelo modelo CFD-1D é superior à do modelo de Xu. Ambos os modelos demonstram que a duração do período transiente aumenta com a velocidade do vento. E como era espectável, o uso de uma TOL de 0.001 °C leva a que a diferença da duração do período transiente seja superior, pois permite a continuação da evolução da temperatura por mais tempo. Pela **Tabela 11**, pode-se ver que o modelo CFD-1D com TOL de 0.001°C permite um aumento da temperatura de saída de pelo menos 3.15°C em comparação com TOL de 0.1°C, o que suporta o uso de TOL de 0.001°C.

Analisando a Tabela 11 do conjunto de simulações com a mesma taxa de fluxo de massa de Xu, a duração do período transiente apresenta diferenças absoluta e relativa máximas de +47.7s e +158.94%, respetivamente. Esta diferença pode ser parcialmente explicada pelo fato de que para a mesma taxa de fluxo de massa o modelo CFD-1D tem rendimento superior, atingindo temperaturas do fluido na saída mais elevadas, demorando mais tempo para o estabelecimento das mesmas.

Analisando a **Tabela 12** do conjunto de simulações com a mesma temperatura do fluido na saída de Xu de 565°C, a duração do período transiente apresenta diferenças absoluta e relativa máximas de +44.4s e +134.50%, respetivamente. Não foi possível obter uma explicação para esta diferença com apenas estes dados, mas os diferentes métodos usados para resolver o balanço térmico podem influenciar estes resultados.

Tabela 11-Análise de sensibilidade da duração do período transiente para o modelo de Xu e modelo CFD-1D. Análise de sensibilidade de TOL. Simulação de CFD-1D feita com a mesma taxa de fluxo de massa Xu. Para simulações com temperatura do fluido superior a 600°C o programa de CFD-1D interrompe a simulação pois as equações das propriedades termofísicas do fluido não foram encontradas para esse domínio. Dados retirados de Xu, et al. [20].

		Xu [20] TOL=0.1°C		CFD-1D TOL=0.1°C				CFD-1D TOL=0.001°C			
u_{ar} [m/s]	$\dot{m}_{cam}$ [Kg/s]	$T_{f\,saída}$ [°C]	Δt_{tr} [s]	$T_{f\,saída}$ [°C]	Δt_{tr} [s]	$dif_{a,\Delta t_{tr}}$ [s]	$dif_{r,\Delta t_{tr}}$ [%]	$T_{f\,saída}$ [°C]	Δt_{tr} [s]	$dif_{a,\Delta t_{tr}}$ [s]	$dif_{r,\Delta t_{tr}}$ [%]
0	4.39	565	30	588.42	63.37	33.37	111.22	591.57	76.0	46.0	153.42
5	4.34	565	30	590.05	64.09	34.09	113.64	593.26	77.7	47.7	158.94
12	4.14	565	32	596.78	67.14	35.14	109.82	>600	-	-	-
20	3.89	565	33	>600	-	-	-	>600	-	-	-

Tabela 12-Análise de sensibilidade da duração do período transiente para o modelo de Xu e modelo CFD-1D. Análise de sensibilidade de TOL. Simulação de CFD-1D feita com a mesma temperatura do fluido na saída de Xu de 565 °C. Dados retirados de Xu, et al. [20].

		Xu [20] TOL=0.1°C		CFD-1D TOL=0.1°C				CFD-1D TOL=0.001°C			
u_{ar} [m/s]	$T_{f\,saída}$ [°C]	$\dot{m}_{cam}$ [Kg/s]	Δt_{tr} [s]	$\dot{m}_{cam}$ [Kg/s]	Δt_{tr} [s]	$dif_{a,\Delta t_{tr}}$ [s]	$dif_{r,\Delta t_{tr}}$ [%]	$\dot{m}_{cam}$ [Kg/s]	Δt_{tr} [s]	$dif_{a,\Delta t_{tr}}$ [s]	$dif_{r,\Delta t_{tr}}$ [%]
0	565	4.39	30	4.789	58.1	28.1	93.69	4.849	69.3	39.3	130.83
5	565	4.34	30	4.763	58.4	28.4	94.70	4.823	70.3	40.3	134.17
12	565	4.14	32	4.656	59.7	27.7	86.58	4.716	73.5	41.5	129.80
20	565	3.89	33	4.523	61.3	28.3	85.86	4.587	77.4	44.4	134.50

Tabela 13-Rácios em relação à energia solar incidente total no período transiente, para o modelo de Xu e modelo CFD-1D. ("–": não fornecido). Dados retirados de Xu, et al. [20].

	u_{ar} [m/s]	$\dot{m}_{cam}$ [Kg/s]	$\eta_{\text{útil}}^{tr}$ [%]	$\eta_{p,ref}^{tr}$ [%]	$\eta_{p,rad}^{tr}$ [%]	$\eta_{p,convExt}^{tr}$ [%]	$\eta_{arm,s}^{tr}$ [%]	$\eta_{cond,s}^{tr}$ [%]	Soma [%]
Xu [20]	0	4.39	80.5	-	4.7	3.6	-	-	-
TOL=0.1 °C	5	4.34	79.6	-	4.7	4.6	-	-	-
CFD-1D	0	4.39	86.28	7.00	3.16	1.75	1.81	0.00	100
TOL=0.001 °C	5	4.34	85.80	7.00	3.18	2.21	1.81	0.00	100

Tabela 14-Rácios em relação à energia solar incidente no período estacionário, para o modelo de Xu e modelo CFD-1D. ("–": não fornecido). Dados retirados de Xu, et al. [20].

	u_{ar} [m/s]	$\dot{m}_{cam}$ [Kg/s]	$\eta_{\text{útil}}^{est}$ [%]	$\eta_{p,ref}^{est}$ [%]	$\eta_{p,rad}^{est}$ [%]	$\eta_{p,convExt}^{est}$ [%]	$\eta_{arm,s}^{est}$ [%]	$\eta_{cond,s}^{est}$ [%]	Soma [%]
Xu [20]	0	4.39	84.3	-	5.0	3.7	-	-	-
TOL=0.1 °C	5	4.34	83.3	-	5.0	4.7	-	-	-
CFD-1D	0	4.39	87.13	7.00	3.92	1.95	0.00	0.00	100
TOL=0.001 °C	5	4.34	86.65	7.00	3.94	2.40	0.00	0.00	100

Nas **Tabela 13** e **Tabela 14** estão os resultados dos rácios dos tipos de transferência de calor em relação à energia solar incidente total nos períodos transientes e estacionários, respetivamente. Os resultados são das mesmas simulações expostas na Tabela 11, em que foi usada a mesma taxa de fluxo de massa de Xu. Pela análise destas pode-se ver que o modelo de Xu e o modelo CFD-1D estão de acordo em que a maior forma de perda de calor é a reflexão da radiação no recetor, seguida das trocas de radiação e convecção externa, respetivamente. Ambos modelos também estão de acordo de que no período transiente o rendimento térmico e as perdas de calor por radiação e convecção externa são inferiores do que no período estacionário. A redução do rendimento térmico no período transiente é explicada pelo fato de que neste período existe uma crescente taxa de aumento energia armazenada no tubo [20]. A condução axial nos tubos é extremamente baixa pois o processo de transferência de calor por convecção interna é dominante, pelo que se podia ter negligenciado a mesma no modelo CFD-1D, tal como foi feito por Zhang, et al. [21]. Concluindo, tendo o modelo de Xu e o modelo CFD-1D diferenças máximas absolutas inferiores a um minuto e estarem na mesma ordem de magnitude, é plausível a validação do presente modelo CFD-1D em relação à duração do período transiente.

Capítulo 5

Caso de estudo do LNEG

No presente capítulo vai ser apresentado o desenvolvimento do caso de estudo do LNEG, que é usado como forma de demonstração das capacidades do programa desenvolvido na presente dissertação. O capítulo é dividido nas seguintes etapas: introdução do caso, otimização do dimensionamento do recetor, análise de sensibilidade do design ótimo, e simulação do recetor para três períodos horários de destaque.

5.1 Introdução do caso

O LNEG desenvolveu uma plataforma de teste com uma torre solar, **Figura 37**. A instalação de teste localiza-se em Lisboa (38.7735N, 9.1770W) e tem uma área bruta de $\sim 700 \text{ m}^2$. O campo de heliostatos localizado a Norte da torre, é constituído por um total de 36 heliostatos divididos em 7 filas, com o número de heliostatos por fila a aumentar com a distância da mesma à torre. O heliostato (ST44M2HEL6 da empresa SATControl) tem um pedestal de suporte e um sistema de rastreamento com rotação do eixo de elevação e ângulo horário. Cada heliostato tem uma área refletiva de $\sim 6.210 \text{ m}^2$, constituído por 16 facetas quadradas de $0.623 \times 0.623 \text{ m}$ e $\sim 0.388 \text{ m}^2$. A área refletiva total do campo é de $\sim 223.562 \text{ m}^2$. A torre tem uma altura total de 15.648 m, largura de 3.400 m e profundidade de 3.380 m. O recetor de cavidade tem uma abertura de $1.5 \times 1.5 \text{ m}$ virada para Norte, com o seu centro a 13.025 m do solo e centrada com a torre.

O caso de estudo da presente dissertação tem como primeiro objetivo o dimensionamento otimizado de um recetor externo tubular de um painel retangular plano vertical, para ser colocado no local da existente abertura, tendo como dimensões máximas as dimensões da abertura. O recetor usaria a mistura de sais fundidos de carbonatos (32.12%-33.36%-34.52%pp Li_2CO_3 - Na_2CO_3 - K_2CO_3). O segundo objetivo é a simulação de períodos de interesse para o recetor dimensionado.

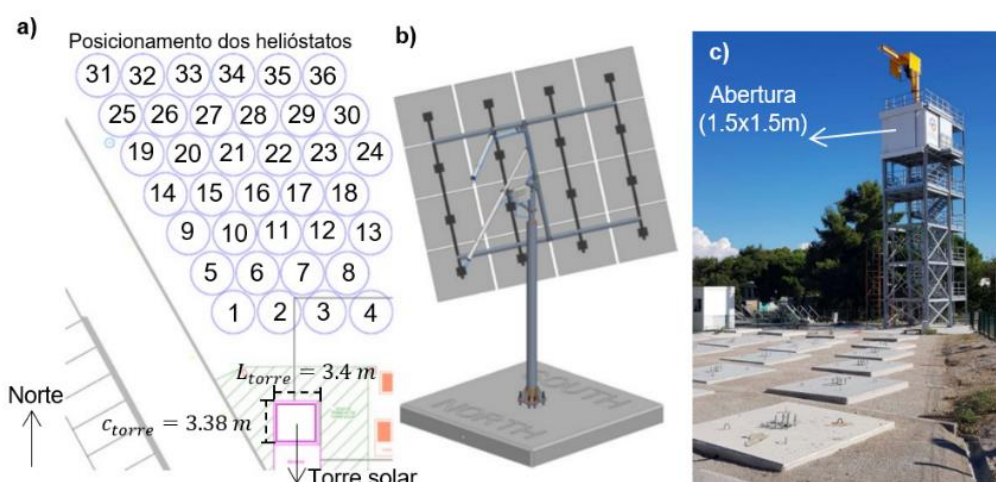


Figura 37-Representação do sistema de teste de torre solar do LNEG. a) Planta. b) Heliostato. c) Fotografia do local sem os heliostatos. Fonte, comunicação pessoal: Engenheiro João Cardoso, LNEG.

5.2 Dimensionamento do recetor

Nesta secção o objetivo é o dimensionamento otimizado do recetor de painel plano de mistura de sais de carbonatos, para ser colocado no local da existente abertura e é limitado a largura e altura máxima do recetor de 1.5m.

O dimensionamento do recetor tem os seguintes objetivos: permitir atingir uma variação de temperatura do fluido de trabalho de $\sim 145 \text{ }^\circ\text{C}$, com a temperatura do reservatório frio a $455 \text{ }^\circ\text{C}$ e a possibilidade de se obter temperatura do fluido na saída do recetor de $\sim 600 \text{ }^\circ\text{C}$; maximizar a potência térmica nominal do recetor; maximizar o rendimento térmico do recetor; e minimizar o número de tubos usados (para minimizar perdas de carga [33]). Estes objetivos são restringidos pelas condições:

temperatura filme interna <700 °C (evitar corrosão **Tabela 5**), velocidade do fluido de trabalho <3 m/s (evitar erosão).

Tabela 15-Condições nominais usadas para dimensionamento.

Hora e Dia	DNI [Wm ⁻²]	$T_{amb} = T_{env}$ [°C]	u_{ar} [m/s]	$T_s^{t_0} = T_f^{t_0} = T_{fentrada}$ [°C]
meio-dia solar, 21 de junho	850	25	1	455

As condições nominais usadas para o dimensionamento estão na **Tabela 15**. Foi usado o número de volumes de controlo por tubo vertical de $N_{vc} = 10$, num processo semelhante ao que se fez no capítulo de validação do modelo térmico.

A primeira etapa do dimensionamento foi a seleção da configuração a analisar. Das 18 configurações embutidas no programa, as configurações P1 e P2 foram automaticamente excluídas por terem um aumento de temperatura muito inferior ao desejado. Das restantes 16 configurações, dada a limitação de tempo, foi selecionado analisar-se as configurações P5 e P6, **Figura 38**.

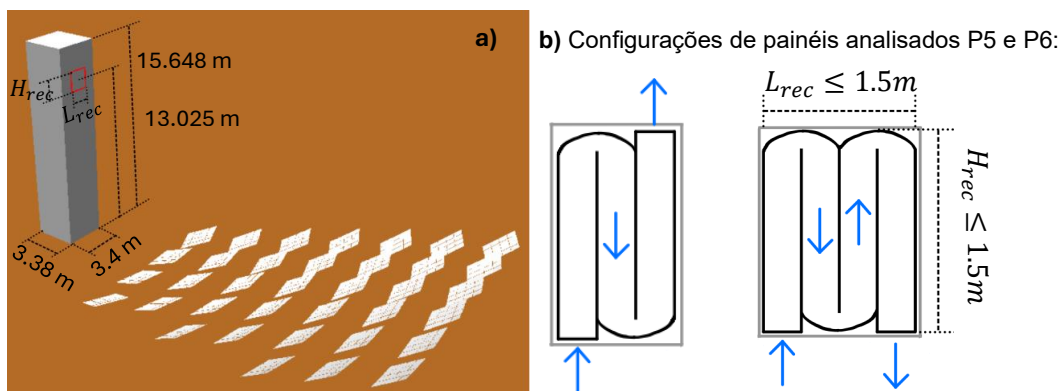


Figura 38-a) Sistema implementado no Tonatiuh. b) Representação das configurações de painéis analisadas P5, P6.

A segunda etapa foi a seleção do método de focagem dos helióstatos, foram inicialmente analisados três métodos: focagem no centro do painel (Focagem A); focagem nos 2 centros do eixo horizontal central do painel (Focagem B); focagem ao longo do eixo horizontal central do painel (Focagem C). No método de focagem ao longo do eixo horizontal central do painel, para cada fila de helióstatos a largura do recetor L_{rec} é dividida num número de células correspondente ao número de helióstatos dessa fila, e cada helióstato é focado no centro da respetiva célula correspondente. A seleção do método de focagem foi realizada simulando os três métodos para a configuração P6 com: $N_{tubosVert} = 108$, $d_{ext} = 13.7$ mm, $H_{rec} = 1.5$ m, $L_{rec} = 1.480$ m, e controlando $\dot{m}_{cam}$ para tentar obter $T_{fsaída} \approx 600$ °C. Na **Figura 39** estão os mapas de irradiância incidente no recetor e os resultados no regime estacionário, para os três métodos. O método C foi o selecionado, por permitir a temperatura de saída mais próxima de 600 °C. É de notar que potência incidente não é igual em todos os casos devido às diferentes perdas por espelhamento de cada método de focagem.

Mapas irradiância

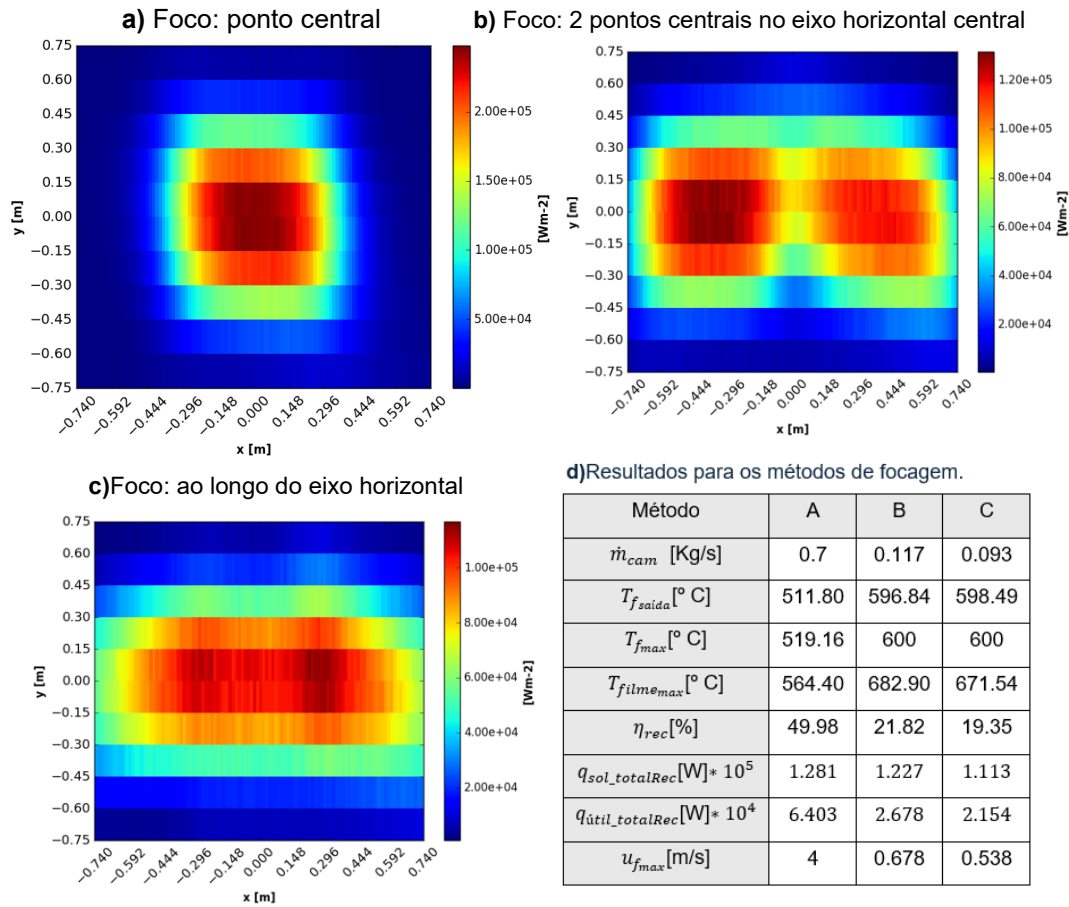


Figura 39-Mapas de irradiância incidente no recetor e resultados para os métodos de focagem.

A terceira etapa do dimensionamento para a configuração P5/P6 com método de focagem C é a otimização de: d_{ext} , H_{rec} , L_{rec} ($N_{tubosVert}$). Foram analisados 84 casos combinando: três d_{ext} , sete H_{rec} , e quatro L_{rec} . A gama dos valores analisados estão na **Tabela 16**. É de notar que L_{rec} altera-se ligeiramente consoante o d_{ext} , e que para cada combinação de L_{rec} e d_{ext} vai-se ter um respetivo $N_{tubosVert}$. Os três d_{ext} analisados foram os diâmetros inferiores analisados por Rodríguez-Sánchez, et al. [33], e a espessura do tubo é considerada constante $\Delta s = 1.65$ mm [33].

Tabela 16-Gama de valores dos parâmetros de otimização.

d_{ext} [mm]	Δs [mm]	H_{rec} [m]	$\approx L_{rec}$ [m]	Total de casos
13.7; 17.1; 21.3	1.65	1.5; 1.3; 1.1; 0.9; 0.7; 0.5; 0.3	1.5; 1.3; 1.1; 0.9	84

As simulações foram realizadas controlando $\dot{m}_{cam}$ para tentar obter $T_{f\text{saída}} \approx 600$ °C e os resultados em regime estacionário são comparados. É de notar que com a diminuição das dimensões do recetor as perdas por espelhamento dos helióstatos aumentam reduzindo a potência solar incidente no recetor. A **Figura 40** mostra os resultados dos 84 casos para a potência útil total do recetor, rendimento térmico do recetor e temperatura do filme interno máxima. A velocidade do fluido não é apresentada porque apresenta-se sempre dentro dos limites aceitáveis.

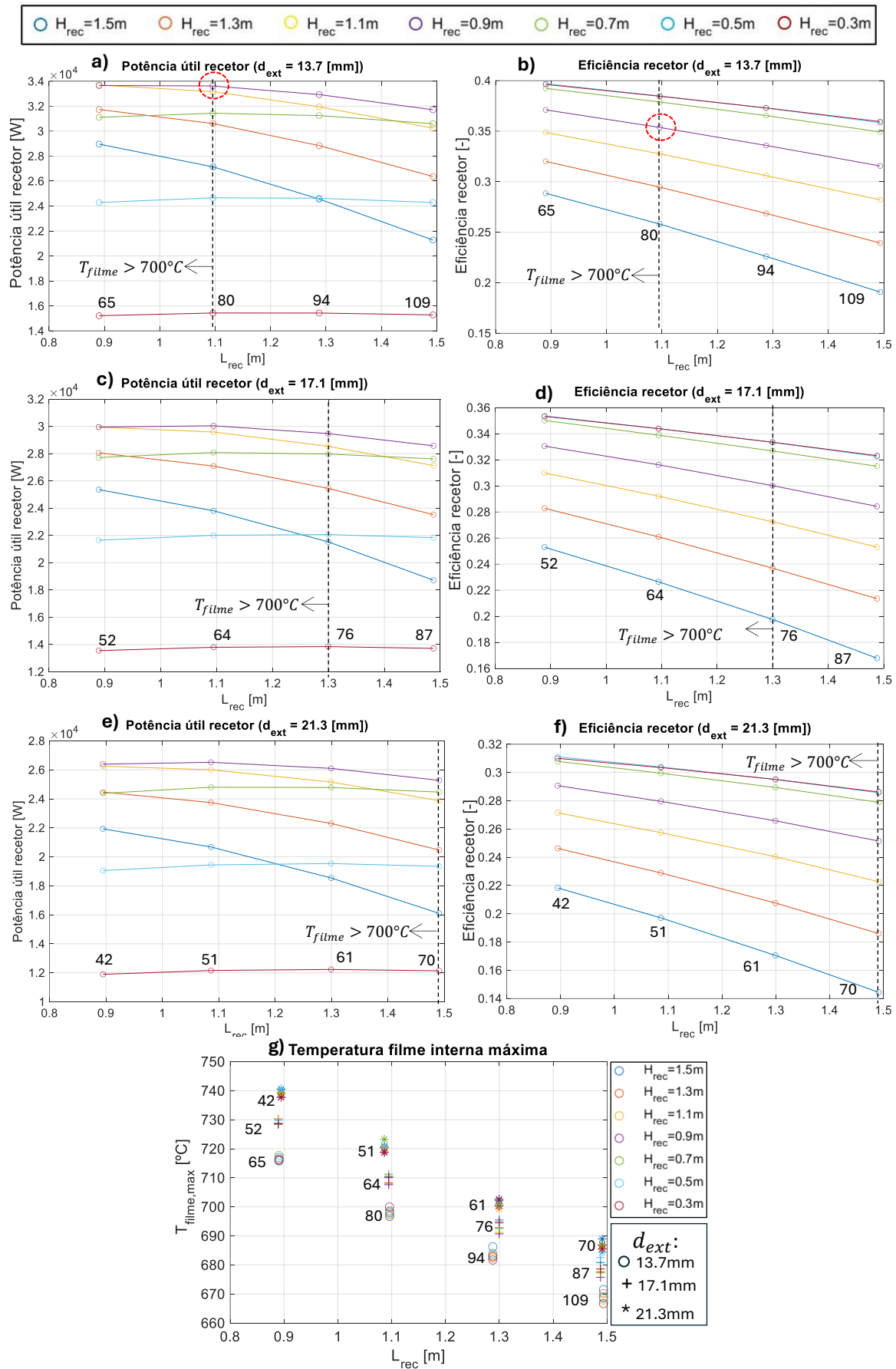


Figura 40-Resultados dos 84 casos. Números indicados dentro dos gráficos são o número de tubos. a), b) Círculo a vermelho é o caso otimizado selecionado.

Analisando os resultados pode-se verificar que:

- Para o mesmo d_{ext} , a redução de H_{rec} até 0.9 m aumenta a potência útil e o rendimento do recetor. Reduzindo mais que 0.9 m, as mesmas reduzem-se. Isto explica-se pelo fato da focagem ser ao longo do eixo horizontal central, levando a que nos extremos da altura do recetor a irradiância incidente é baixa ocorrendo perdas de calor. Pela **Figura 40 g)** pode-se ver que H_{rec} não influencia muito $T_{filme_{max}}$ para o mesmo d_{ext} .
- Para o mesmo d_{ext} , a redução de L_{rec} (redução de $N_{tubosVert}$) leva ao aumento da η_{rec} . A potencial útil aumenta com esta redução, mas existe um ponto de inversão como se pode verificar na **Figura 40 a)** para $H_{rec} = 0.9$ m. Esta inversão pode talvez ser justificada pela redução de irradiância incidente superar os benefícios da redução de L_{rec} a partir de certo ponto.
- Pela **Figura 40 g)** pode-se ver que para o mesmo d_{ext} , $T_{filme_{max}}$ não é muito influenciada por H_{rec} . Mas a redução de L_{rec} ($N_{tubosVert}$) leva ao aumento da $T_{filme_{max}}$, devido ao aumento da temperatura da parede do tubo. E para o mesmo L_{rec} ($N_{tubosVert}$) o aumento de d_{ext} leva ao aumento de $T_{filme_{max}}$.
- Para a mesma H_{rec} e L_{rec} , a diminuição de d_{ext} leva ao aumento da potência útil o rendimento do recetor, e leva à diminuição de $T_{filme_{max}}$.

O ponto de dimensionamento ótimo selecionado está indicado na FIG a) e b). Este é o ponto de potência útil máxima que cumpre as condições de restrição de $T_{filme_{max}} < 700$ °C. A **Tabela 17** apresenta as características do recetor dimensionado otimizado selecionado.

Tabela 17-Características do recetor dimensionado e dados em funcionamento nominal.

d_{ext} [mm]	d_{int} [mm]	H_{rec} [m]	L_{rec} [m]	$N_{tubosVert}$	$\dot{m}_{cam}$ [Kg/s]	$T_{f_{saida}}$ [°C]	$T_{filme_{max}}$ [°C]	Fluxo pico [kWm-2]	$\eta_{rec,nom}$ [%]	Potência útil nominal [kW]
13.7	10.4	0.9	1.096	80	0.1435	600	696.72	96.35	35.37%	33.62

5.3 Análise de sensibilidade

Nesta secção é realizada uma análise de sensibilidade para o recetor dimensionado na secção anterior. A **Figura 41** mostra os gráficos da influência de $\dot{m}_{cam}$ e DNI na: potência útil, rendimento térmico do recetor, temperatura do fluido de trabalho na saída, e no instante de alcance do regime estacionário t_{est} . As simulações foram realizadas mantendo as restantes condições usadas na secção anterior, **Tabela 15**. Os resultados das relações obtidas foram o esperado. O aumento do DNI para $\dot{m}_{cam}$ constante, aumenta a potência útil, rendimento, temperatura do fluido na saída, e duração do período transiente. Por outro lado, o aumento de $\dot{m}_{cam}$ para DNI constante, diminui a temperatura do fluido na saída (diminuindo as perdas de calor) e duração do período transiente, e aumenta a potência útil e o rendimento. Para DNI < 450 Wm-2 não se é possível obter temperatura do fluido na saída de 600°C.

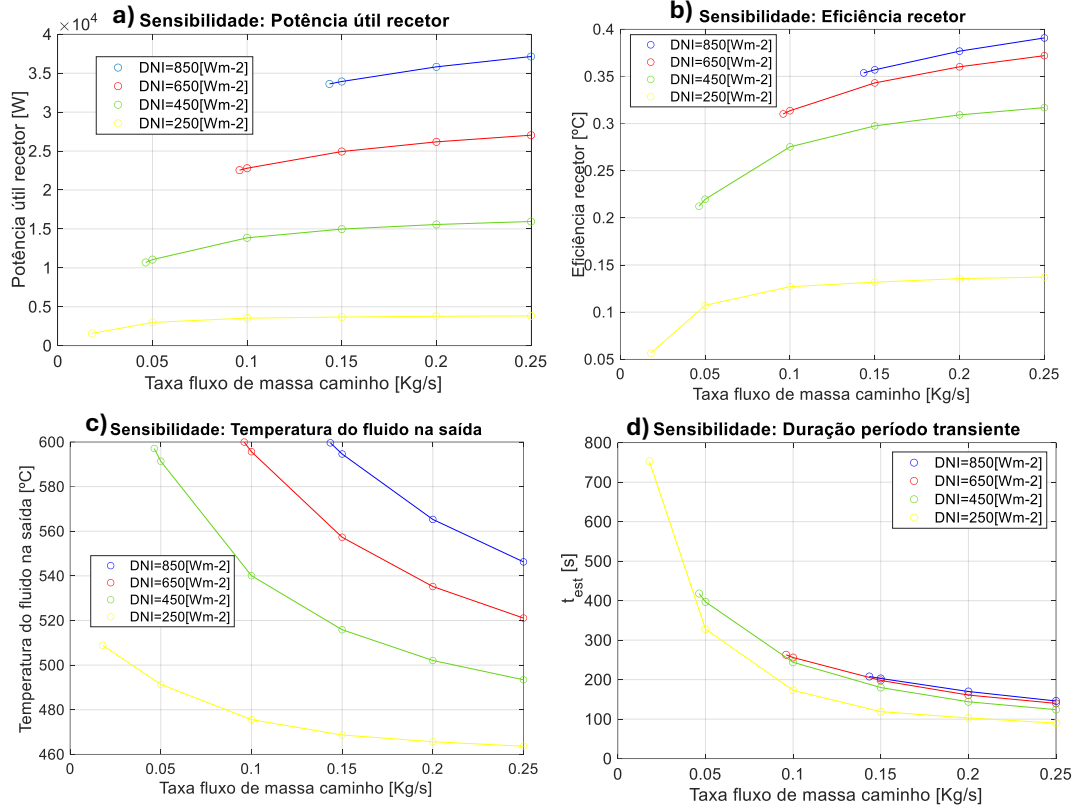


Figura 41—Análise sensibilidade para o recetor dimensionado. Influência de taxa de fluxo de massa e DNI na: potência útil, rendimento, temperatura do fluido na saída, e no instante de alcance do regime estacionário t_{est} .

A última análise de sensibilidade realizada foi a reação do recetor a eventos transientes (passagem de nuvens) com a diminuição momentânea da radiação solar incidente. Inicialmente foi imposto um $DNI=850 \text{ Wm}^{-2}$ até se atingir o regime estacionário, posteriormente aplicou-se a perturbação de $DNI=650 \text{ Wm}^{-2}$ na duração do período de perturbação Δt_{pert} , e posteriormente voltou-se a impor $DNI=850 \text{ Wm}^{-2}$ até se atingir o regime estacionário novamente. Foram analisados dois cenários com Δt_{pert} de 20 e 320 s. As **Figura 42 a) e b)** mostram os resultados da perturbação na evolução temporal da temperatura do tubo e do fluido de trabalho na primeira e última célula. A **Figura 42 c)** mostra a série temporal das potências na célula final, para o caso de $\Delta t_{pert} = 320 \text{ s}$. É possível verificar a redução da temperatura do tubo e do fluido com durante a perturbação, sendo que a temperatura na célula final sofre uma maior redução. A temperatura dos tubos tem uma maior redução da sua temperatura durante o período de perturbação do que a temperatura do fluido. Adicionalmente a temperatura do tubo reage mais abruptamente no instante de inicial da perturbação do que a temperatura do fluido. Isto pode ser visto pelas temperaturas nas **Figura 42 a) e b)**, mas também na **Figura 42 c)** que mostra que $\dot{E}_{arm,s_N}^t$ tem um pico negativo no instante da introdução da perturbação enquanto a variação de $\dot{E}_{arm,f_N}^t$ tem um menor declive. No caso de $\Delta t_{pert} = 320 \text{ s}$ existe o estabelecimento de regime estacionário durante o período de perturbação, no caso $\Delta t_{pert} = 20 \text{ s}$ não é estabelecido. Após o fim da perturbação, o caso de $\Delta t_{pert} = 20 \text{ s}$ tem um período transiente até voltar a atingir o regime estacionário de duração $\Delta t_{tr}^{pósPert} = 205 \text{ s}$, o caso de $\Delta t_{pert} = 320 \text{ s}$ apresenta um valor superior com $\Delta t_{tr}^{pósPert} = 242 \text{ s}$.

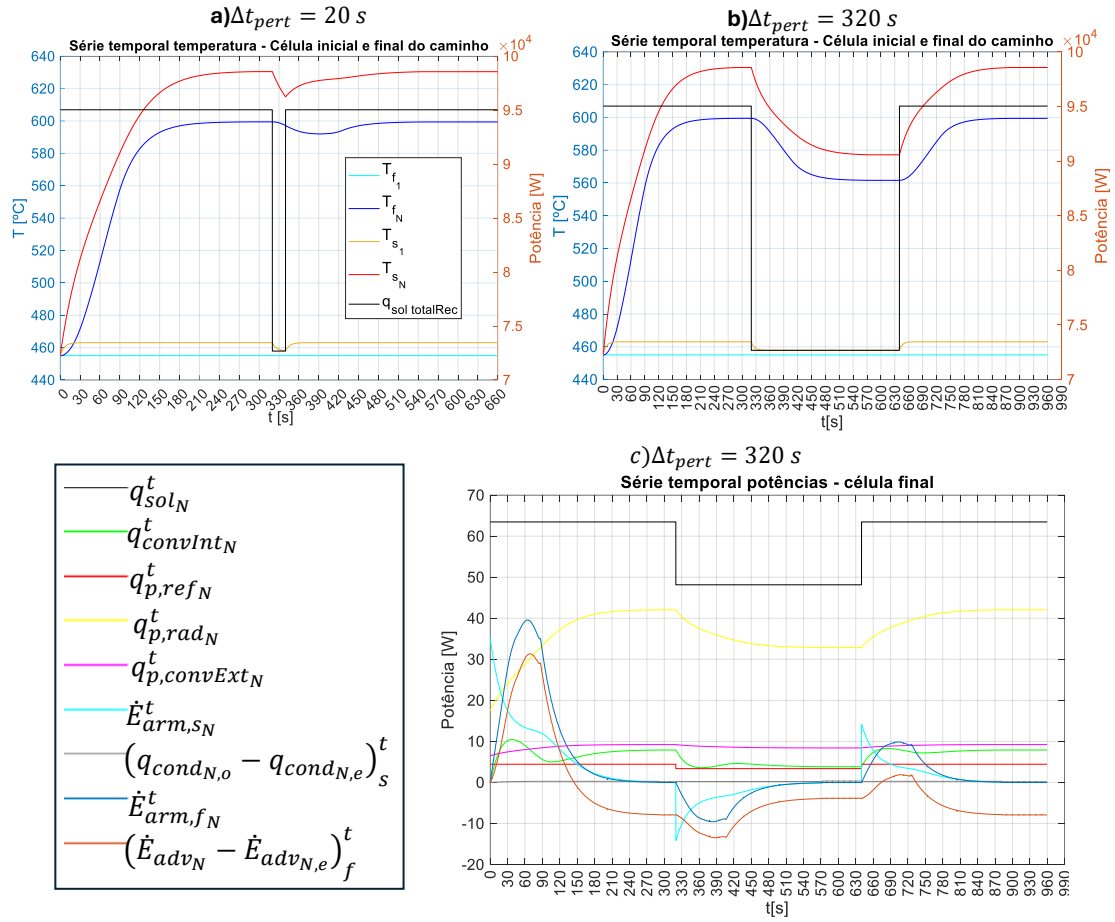


Figura 42- Reação do recetor a eventos transientes (passagem de nuvem), com perturbação de DNI. Séries temporais para célula inicial e final, e para períodos de perturbação de 20 s e 320 s. a) e b) Série temporal das temperaturas do tubo e fluido de trabalho, c) Série temporal das potências na célula final para perturbação 320 s.

5.4 Análise de períodos horários específicos

Por fim, para o recetor dimensionado anteriormente são simulados três períodos horários específicos: período de arranque, período centrado no ponto nominal, e período de eventos transientes (passagem de nuvens). Cada período horário ($t_{sim} = 1 \text{ h}$) tem um período de atualização das condições operacionais constantes ($t_{env} = t_{amb}, u_{ar}, \text{DNI}, \dot{m}_{cam}$) de duração $\Delta t_{coc} = 5 \text{ min}$. Os valores médios destas condições em cada Δt_{coc} foram obtidos: a temperatura ambiente e DNI foram disponibilizados pelo LNEG, a velocidade do vento foi obtida na plataforma NASA POWER [56]. Em cada Δt_{coc} o Tonatiuh calcula a matriz de irradiância para a posição solar correspondente ao instante central desse intervalo. Para evitar irradiâncias incidentes que superam o fluxo de pico e violam as restrições de temperatura de filme $< 700 \text{ }^{\circ}\text{C}$ o que se faz na prática é à desfocagem a do campo de heliostatos. Nas presentes simulações, a desfocagem do campo de heliostatos foi simplificada substituída pela limitação o DNI máximo a 900 Wm^{-2} , ou seja, os DNI superiores a este valor eram reduzidos para 900 Wm^{-2} .

Relativamente ao período de arranque, foi selecionado o dia de céu limpo de 1 de Julho 2022 das 6h:31m às 7h:31m. Apesar do nascer do sol ocorrer antes das 6h:31m, o arranque foi iniciado neste instante pois tem-se $\text{DNI} > 600 \text{ Wm}^{-2}$ a partir deste. As condições iniciais usadas foram de $T_s^{t_0} = T_f^{t_0} =$

455 °C, com temperatura de entrada do fluido $T_{f_{entrada}} = 455$ °C. A **Figura 43** mostra o conjunto de resultados relevantes da simulação do período de arranque. Pode-se verificar que só se atinge $T_{f_{saída}} \sim 600$ °C passado ~ 46.5 min desde o início da simulação. O rendimento do recetor no período de simulação de $\eta_{rec_totalSim} = 14.17\%$ é inferior muito inferior ao rendimento nominal de 35.37% e apenas uma energia útil de $Q_{\acute{u}til_rec_totalSim} = 2.002E + 07$ J é obtida.

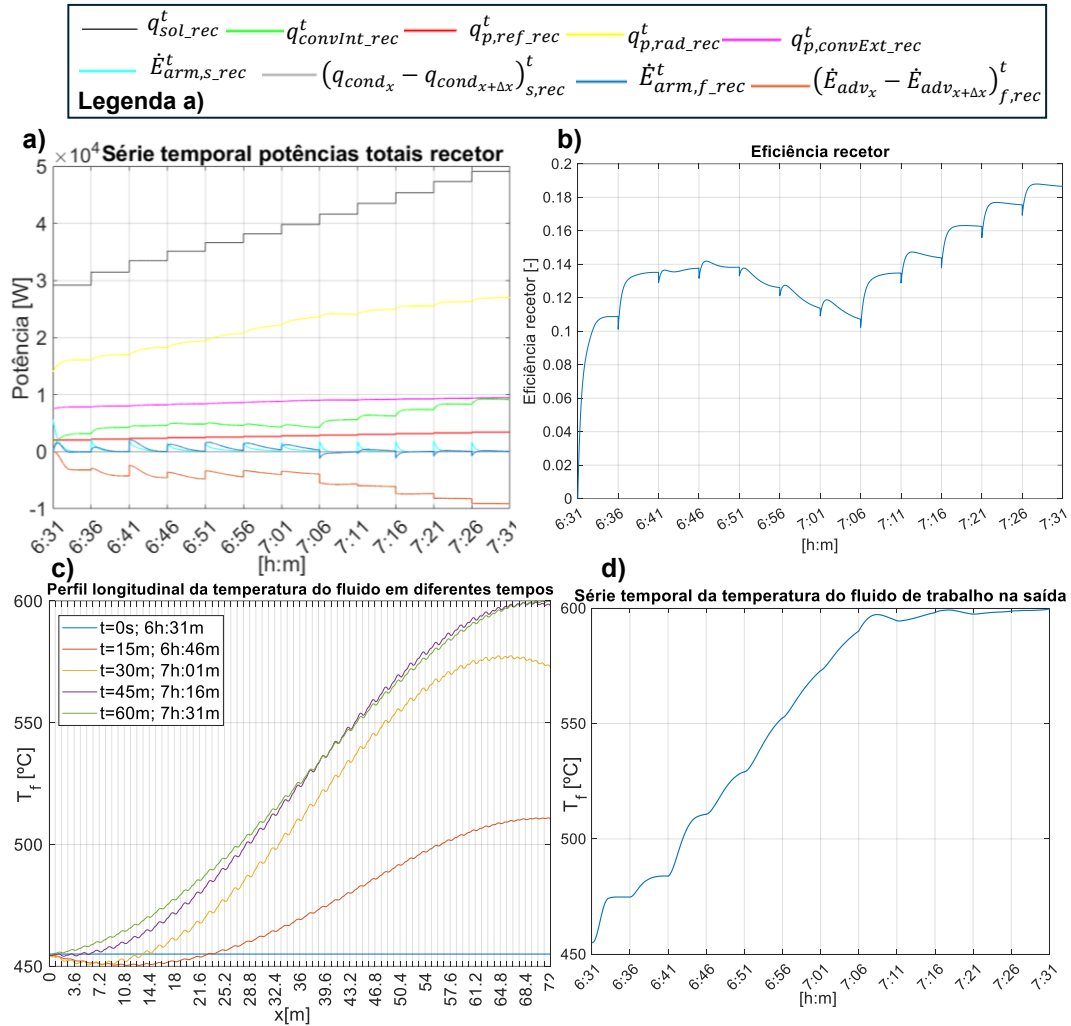


Figura 43-Resultados relevantes da simulação do período de arranque, 1 Julho 2022.

Relativamente ao período centrado no ponto nominal, foi selecionado o dia de céu limpo de 1 de Julho 2022 das 12h:10m às 13h:10m. Para se obter as condições iniciais desta simulação, foi realizada uma simulação das 12h:05m às 13h:10m com condições iniciais de $T_s^{t_0} = T_f^{t_0} = 455$ °C e as temperaturas finais em 13h:10m foram usadas como condições de iniciais no período em análise. A **Figura 44** mostra o conjunto de resultados relevantes da simulação do período centrado no ponto nominal. A temperatura do fluido de trabalho na saída é ~ 600 °C e praticamente constante no período. É de notar que apesar de ser um dia de céu limpo devia existir uma ligeira superior oscilação da irradiância incidente das restantes potencias, no entanto, devido ao método de desfocagem todo o período foi submetido ao constante DNI de 900 Wm⁻². O rendimento do recetor no período de simulação de $\eta_{rec_totalSim} = 34.42\%$ é muito próximo do rendimento nominal de 35.37% e obteve-se uma energia útil de $Q_{\acute{u}til_rec_totalSim} = 1.247E + 08$ J.

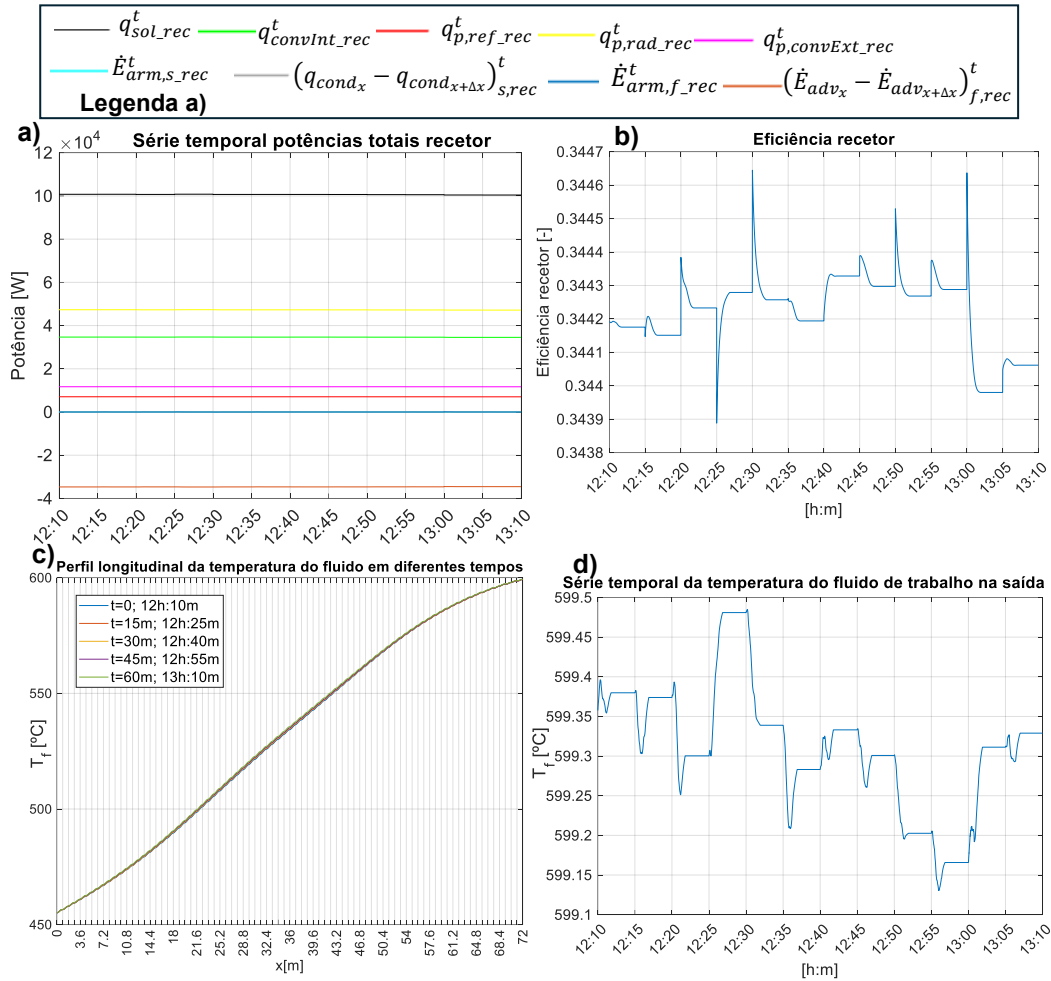


Figura 44—Resultados relevantes da simulação do período centrado no ponto nominal, 1 Julho 2022.

Relativamente ao período de eventos transientes (passagem de nuvens), foi selecionado o dia parcialmente nublado de 5 de Junho 2022 das 12h:30m às 13h:30m. As condições iniciais desta simulação foram obtidas como no explicadas para o período anterior. A **Figura 45** mostra o conjunto de resultados relevantes da simulação do período de eventos transientes (passagem de nuvens). A temperatura do fluido na saída atinge ~ 600 °C, e o rendimento do recetor atinge valores $\sim 35\%$ perto do valor nominal. No entanto, ambos os parâmetros são reduzidos nos períodos de passagem de nuvens. A temperatura apresenta uma redução máxima de ~ 15 °C e o rendimento de $\sim 12.5\%$ para o intervalo das 12h:40m às 12h:45m onde ocorre a maior redução de DNI.

A **Tabela 18** mostra os resultados para o período total da simulação do rendimento do recetor, das energias solar incidente, útil, perdida por radiação, perdida por convecção externa e perdida por reflexão do recetor. O período de arranque tem valores de energia solar incidente, útil e rendimento que são aproximadamente metade dos valores dos restantes períodos. É possível verificar que as perdas de energia são maioritariamente por trocas de radiação, seguidas de perdas por convecção externa e perdas por reflexão no recetor. É de notar que o período centrado no ponto nominal e o período de passagem de nuvens têm valores próximos, são simulados para dias próximos horários semelhantes. Seria de esperar que o período de passagem de nuvens tivesse valores inferiores de rendimento e energia útil, mas o contrário acontece. Isto deve-se ao fato de o período centrado no

ponto nominal ter velocidades do vento superiores, o que se traduz numa maior perda de calor por convecção externa.

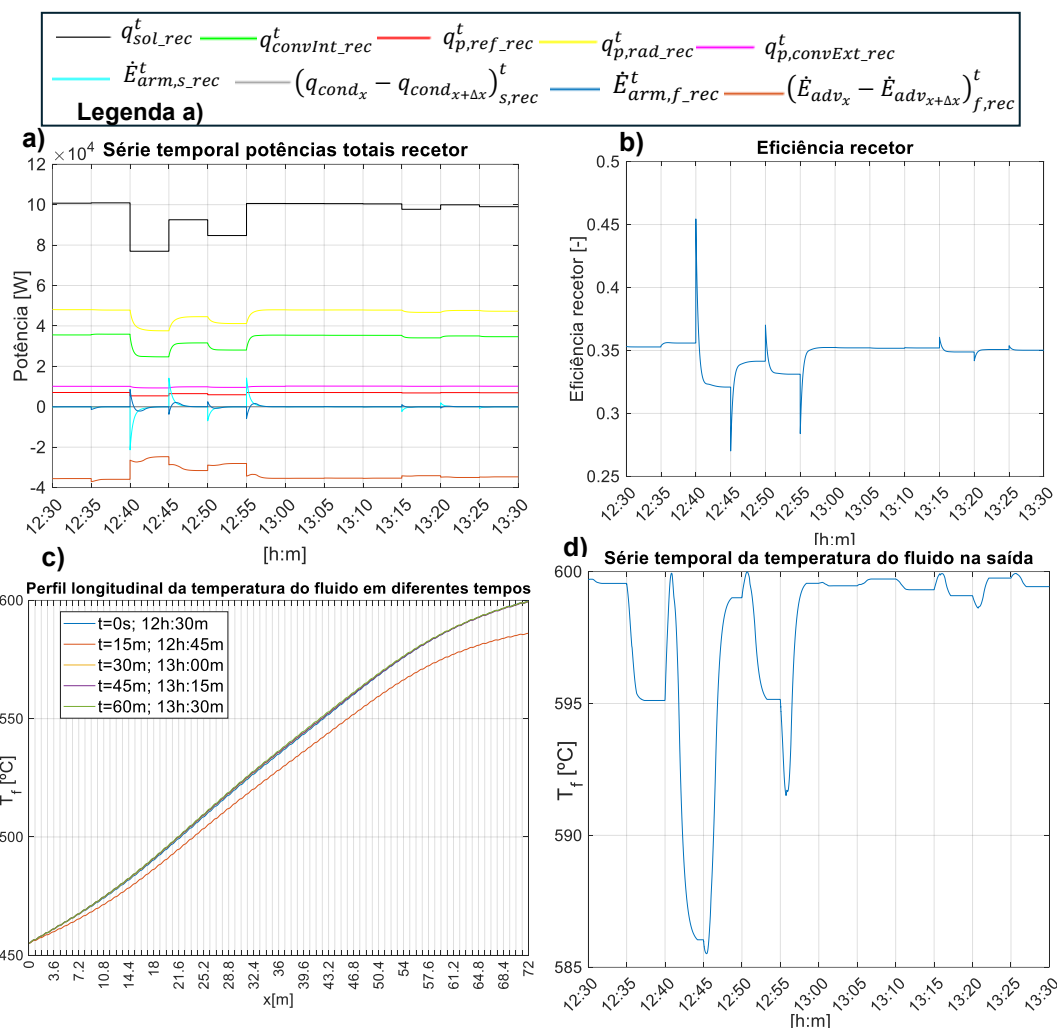


Figura 45-Resultados relevantes simulação período de eventos transientes (passagem de nuvens), 5 Junho 2022.

Tabela 18- Resultados durante do período de simulação do rendimento do recetor, energia solar incidente, útil, perdida por radiação, perdida por convecção externa e perdida por reflexão do recetor. 1-período de arranque, 2-período centrado no ponto nominal, 3-período de eventos transientes (passagem de nuvens).

	$\eta_{rec_totalSim}$ [-]	$Q_{sol_rec_totalSim}$ [J]	$Q_{\acute{u}til_rec_totalSim}$ [J]	$Q_{p,rad_rec_totalSim}$ [J]	$Q_{p,convExt_rec_totalSim}$ [J]	$Q_{p,ref_rec_totalSim}$ [J]
1	0.1417	1.413E+08	2.002E+07	7.871E+07	3.144E+07	9.888E+06
2	0.3442	3.624E+08	1.247E+08	1.702E+08	4.209E+07	2.537E+07
3	0.3475	3.463E+08	1.203E+08	1.657E+08	3.606E+07	2.424E+07

Capítulo 6

Conclusão

O propósito da presente dissertação era o desenvolvimento computacional em MATLAB de um modelo térmico transiente para recetores externos tubulares de mistura de sais fundidos em sistemas de torres solares. O modelo utiliza dinâmica dos fluidos computacional unidimensional e contém um módulo secundário de ligação ao programa Tonatiuh, permitindo obter as matrizes de irradiância, adaptado de um código pré-existente. O objetivo deste modelo era permitir a análise térmica transiente do recetor, com custo computacional reduzido, podendo ser utilizado no dimensionamento de recetores cilíndricos ou planos e na análise de estratégias operacionais. O modelo incluiu diversas hipóteses simplificativas como o fato de ser unidimensional, considerando apenas variações da temperatura e fluxos na direção axial. Apenas foram analisadas configurações de tubos adjacentes sem espaçamento entre si, simplificando a análise das trocas por radiação. Foi simplificado que a metade traseira dos tubos seria adiabática. O tubo foi dividido em duas metades, metade frontal (virada para o ambiente) e metade traseira (virada para a parede refrataria do painel), e usou-se a hipótese simplificada de que a metade traseira do tubo estaria à temperatura do fluido. Para além disto, para recetores cilíndricos foi analisado apenas um tubo por painel, para redução de custos computacionais, considerando que todos os tubos de cada painel estariam às mesmas condições. Já para recetores de um painel plano, foram analisados todos os tubos, mas a condução de calor entre tubos adjacentes foi negligenciada por ser inferior às restantes formas de troca de calor. Foi considerada condução axial nos tubos, mas verificou-se esta poderia ter sido negligenciada pela seu reduzido valor. No fluido de trabalho, a difusão de calor foi negligenciada assumindo a advecção dominante.

Relativamente à validação do modelo térmico, não tendo sido encontrados valores experimentais dois artigos da literatura foram usados. No primeiro artigo de Rodríguez-Sánchez, et al. [17] foram desenvolvidos três modelos térmicos estacionários para recetores cilíndricos, dois bidimensionais e um unidimensional, que foram validados comparando os seus resultados estacionários com os de um modelo tridimensional que usa apenas um tubo por painel e é implementado no programa ANSYS Fluent. Apenas dados do rendimento do recetor, temperatura do fluido de trabalho, temperatura no tubo e fluxo de taxa de calor útil foram expostos, não indicando resultados das diferentes formas de perda de calor o que dificulta a validação do presente modelo. Todos os modelos de Rodríguez-Sánchez subestimaram os resultados do rendimento, temperatura do fluido e fluxo de taxa de calor útil. O modelo unidimensional foi o que obteve melhores resultados, com uma diferença relativa máxima para o rendimento térmico de -5.81% e para a temperatura do fluido de -2.39%. O presente modelo sobrestimou os resultados em relação ao modelo tridimensional, obtendo uma diferença relativa máxima para o rendimento térmico de +5.68% e para a temperatura do fluido de +0.95%. A razão pela qual o presente modelo sobrestima os valores e o modelo unidimensional de Rodríguez-Sánchez subestima não foi concluída, no entanto, uma possível explicação pode ser pelo fato de o modelo de Rodríguez-Sánchez considerar um espaçamento entre tubos adjacentes de 2mm. Outra explicação possível é pelo modelo unidimensional de Rodríguez-Sánchez utilizar a temperatura média angular em

todo o perímetro do tubo, e o presente modelo utilizar a temperatura média angular da metade frontal. Com estes valores o presente modelo validou os seus resultados em regime estacionário.

A validação do comportamento transiente do modelo térmico demonstrou-se complicada, pois não foram encontrados resultados de modelos executados em programas comerciais. Foi realizada a comparação com o modelo térmico transiente unidimensional para recetores cilíndricos de Xu, et al. [20] da literatura. Este também analisa apenas um tubo por painel, mas como no artigo anterior, utiliza a temperatura média angular em todo o perímetro do tubo. Um problema que se apresentou foi que o modelo de Xu apenas validou os seus resultados de regime estacionário. Comparando os seus resultados com o artigo de González, et al. [45], que usa os modelos bidimensionais de Rodríguez-Sánchez, et al. [17], obtendo uma diferença relativa máxima de $\pm 1.5\%$ para a temperatura do fluido e subestimando a temperatura de saída em -5°C . Xu, et al. [20] fez uma análise de sensibilidade da duração do período transiente e dos rácios de perdas de calor com a velocidade do vento. O presente modelo simulou os mesmos casos e obteve diferenças máximas absolutas inferiores a um minuto e na mesma ordem de magnitude, estando em consenso. No entanto, uma validação de maior rigor para o comportamento transiente deveria ser executada.

Por fim as capacidades do modelo foram demonstradas sendo utilizado para dimensionar um recetor de um painel plano, com mistura de carbonatos, a ser estudado na plataforma de testes do LNEG. O recetor foi alvo de análises de sensibilidade do seu rendimento, temperatura de saída, temperatura do filme e duração do período transiente com a variação do DNI e taxa de fluxo de massa. O recetor foi simulado num período de arranque, demorando $\sim 46,5$ minutos a atingir a temperatura do fluido desejada na saída ($\sim 600^{\circ}\text{C}$); num período de eventos transientes (passagem de nuvens), na qual se verificou a influência no funcionamento do recetor com uma redução máxima absoluta da temperatura do fluido na saída de $\sim -15^{\circ}\text{C}$ e do rendimento de $\sim -12.5\%$ para um intervalo de 5 minutos de maior redução de DNI; e num período de céu limpo e centrado no ponto nominal, em que manteve uma temperatura do fluido na saída constante de $\sim 600^{\circ}\text{C}$.

6.1 Futuro trabalho

Como o futuro trabalho, o modelo e principalmente do seu comportamento transiente deveria ser validado com dados experimentais. As validações conduzidas foram realizadas usando como comparação modelos que também analisavam apenas um tubo por painel, pelo que a influência desta simplificação ficou por validar. As validações foram feitas para recetores cilíndricos, pelo que uma validação para recetores de um painel plano devia ser realizada, apesar do modelo térmico ser comum e apenas as equações do coeficiente de transferência de calor por convecção externa sofrerem alterações relevantes. Por fim, a introdução no modelo de um controlador da taxa de fluxo de massa seria benéfica.

Bibliografia

- [1] IRENA, “WORLD ENERGY TRANSITIONS. OUTLOOK 2023. 1.5°C PATHWAY.”, 2023.

- [2] United Nations Climate Change, "United Nations Climate Change," [Online]. Available: <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement>. [Acedido em 2024].
- [3] H. Ritchie, P. Rosado e M. Roser, "Breakdown of carbon dioxide, methane and nitrous oxide emissions by sector," *Our World in Data*, 2020.
- [4] IRENA, "Renewable power generation costs in 2022," 2023.
- [5] IRENA, "Renewable Technology Innovation Indicators: Mapping progress in costs, patents and standards," 2022.
- [6] M. Romero, J. Gonzalez-Aguilar e E. Zarza, "Concentrating Solar Thermal Power," em *Energy Conversion*, 2 ed., 2017, pp. 655-763.
- [7] E. González-Roubaud, D. Pérez-Osorio e C. Prieto, "Review of commercial thermal energy storage in concentrated solar power plants: Steam vs. molten salts," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 80, pp. 133-148, 2017.
- [8] M. Moran, H. Shapiro, D. Boettner e M. Bailey, *Fundamentals of engineering thermodynamics*, 8 ed., Wiley, 2014.
- [9] International Energy Agency (IEA), "Technology Roadmap. Concentrating Solar Power," 2010.
- [10] FICHTNER, "Technology Assessment of CSP Technologies for a Site Specific Project in South Africa for The World Bank," Joanesburgo, 2010.
- [11] IRENA, *RENEWABLE ENERGY TECHNOLOGIES: COST ANALYSIS SERIES. Concentrating Solar Power*, vol. 1, 2012, p. 10.
- [12] NREL, "Concentrating Solar Power Projects by Technology," [Online]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/by-technology>. [Acedido em 2024].
- [13] S. Kuravi, J. Trahan, D. Goswami, M. Rahman e E. Stefanakos, "Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, nº 4, pp. 285-319, 2013.
- [14] C. Ho, "Advances in central receivers for concentrating solar applications," *Solar Energy*, vol. 152, pp. 38-56, 2017.
- [15] M. Dunham e B. Iverson, "High-Efficiency Thermodynamic Power Cycles for Concentrated Solar Power Systems," 2014.
- [16] M. Wagner, "Simulation and Predictive Performance Modeling of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants," 2008.
- [17] M. Rodríguez-Sánchez, C. Marugan-Cruz, A. Acosta-Iborra e D. Santana, "Comparison of simplified heat transfer models and CFD simulations for molten salt external receiver," *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, nº 1, pp. 991-1003, 2014.
- [18] G. Gato, *Design of a Solar Cavity Absorber for a Calcium-Looping Fluidised Bed Calcination Reactor*, 2022.
- [19] CENER, "Tonatiuh. A Monte Carlo ray tracer for the optical simulation of solar concentrating systems.," [Online]. Available: <https://iat-cener.github.io/tonatiuh/>. [Acedido em 2024].

- [20] L. Xu, W. Stein, J.-S. Kim, Y. Chean Soo Too, M. Guo e Z. Wang, "Transient numerical model for the thermal performance of the solar receiver," *Applied Thermal Engineering*, vol. 141, pp. 1035-1047, 2018.
- [21] Q. Zhang, K. Jiang, Y. Kong, J. Wu e X. Du, "Study on Outlet Temperature Control of External Receiver for Solar Power Tower," *Energies*, vol. 14, 2021.
- [22] Ho, Clifford; Iverson, Brian; Sandia National Laboratories, Concentrating Solar Technologies Department, "Review of Central Receiver Designs for High-Temperature Power Cycles," em *SolarPACES 2012*, 2012.
- [23] ELETIC POWER RESEARCH INSTITUTE, "CASE STUDY ON THERMAL ENERGY STORAGE: GEMASOLAR," 2012.
- [24] National Renewable Energy Laboratory (NREL), "System Advisor Model (SAM) Case Study: Gemasolar," 2013.
- [25] A. Bonk, M. Braun e A. Hanke, "Enhancing the Thermal Stability of Solar Salt up to 600°C in Extended Lab-Scale Experiments," em *SolarPACES2019*, 2019.
- [26] C. Prieto, L. Cabeza, M. Pavón-Moreno e E. Palomo, "Thermal energy storage for direct steam generation concentrating solar power plants: Concept and materials selection," *Journal of Energy Storage*, vol. 83, 2024.
- [27] F. Téllez, C. Villasante e M. Burisch, *State of the Art in Heliostats and Definition of Specifications*, 2014.
- [28] W. Stine e M. Geyer, *Power From The Sun*, 2001.
- [29] J. Duffie e W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4 ed., Wiley, 2013.
- [30] J. Coventry, G. Burgess, J.-s. Kim e J. Campbell, "Receiver performance scoping study - Final Report," 2014.
- [31] F. Miller, "Developing of the small particle heat exchange receiver for a prototype test," em *SunShot*, 2013.
- [32] F. Incropera, D. Dewitt, T. Bergman e A. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6 ed., Estados Unidos da América: Wiley, 2007.
- [33] M. Rodríguez-Sánchez, A. Soria-Verdugo, J. Almendros-Ibáñez, A. Acosta-Iborra e D. Santana, "Thermal design guidelines of solar power towers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 63, pp. 428-438, 2014.
- [34] M. Sánchez, "On the design of solar external receivers," 2015.
- [35] D. Wasyluk, D. Kraft, J. Marshall, S. Iannacchione e R. Irwin, "SHOPASSEMBLED VERTICAL SERPENTINE FLOW MOLTEN SALT SOLAR RECEIVER". Patente US 2013/0192586 A1, 2013.
- [36] R. Pérez-Álvarez, E. Cano-Pleite, D. Santana e A. Acosta-Iborra, "Impact of a mechanical attachment on the preheating temperatures of a central receiver tube," *Applied Thermal Engineering*, vol. 215, 2022.
- [37] X. An, J. Cheng, P. Zhang, Z. Tang e J. Wang, "Determination and evaluation of the thermophysical properties of an alkali carbonate eutectic molten salt," *Faraday Discussions*, vol. 190, 2016.

- [38] A. Caraballo, S. Galán-Casado, Á. Caballero e S. Serena, “Molten Salts for Sensible Thermal Energy Storage: A Review and an Energy Performance Analysis,” *energies*, 2021.
- [39] S.-J. Bode e P. Gauché, “REVIEW OF OPTICAL SOFTWARE FOR USE IN CONCENTRATING SOLAR POWER SYSTEMS,” em *SASEC*, África do sul, 2012.
- [40] B. Kristler , “DELSOL v. 3 (Version 00) [Computer software].,” 2009. [Online]. Available: <https://www.osti.gov/servlets/purl/1231208..>
- [41] Laboratorios Nacional de Sandia, “Laboratorios Nacional de Sandia,” [Online]. Available: <https://energy.sandia.gov/programs/renewable-energy/csp/tools/>. [Acedido em 2024].
- [42] J. Cardoso, A. Mutuberria, C. Marakkos, P. Schoettl, T. Osório e I. Les, “New functionalities for the Tonatuh ray-tracing software,” em *SolarPACES*, 2017.
- [43] M. Modest e S. Mazumder, Radiative heat transfer, 4 ed., Estados Unidos da América: Elsevier, 2022.
- [44] D. Siebers e K. John, “Estimating Convective Energy Losses from Solar Central Receivers,” 1984.
- [45] A. Sánchez-González, M. Rodríguez-Sanchez e D. Santana, “Aiming strategy model based on allowable flux densities for molten salt central receivers,” *Solar Energy*, vol. 157, pp. 1130-1144, 2017.
- [46] E. Achenbach, “The effect of surface roughness on the heat transfer from a circular cylinder to the cross flow of air,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 20, pp. 359-369, 1977.
- [47] F. Moukalled, L. Mangani e M. Darwish, The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics, vol. 113, Springer, 2016.
- [48] H. Benoit, L. Spreafico, D. Gauthier e G. Flamant, “Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, p. 298–315, 2016.
- [49] C. Kim, “Thermophysical properties of stainless steels,” 1975.
- [50] SPECIAL METALS, “SPECIAL METALS,” 2004. [Online]. Available: <https://www.specialmetals.com/documents/technical-bulletins/incoloy/incoloy-alloy-800h-800ht.pdf>. [Acedido em 15 Abril 2024].
- [51] B. Rabin, D. Swank e R. Wright, “Thermophysical properties of Alloy 617 from 25°C to 1000°C,” *Nuclear Engineering and Design*, vol. 262, pp. 72-80, 2013.
- [52] R. Bird, W. Stewart e E. Lightfoot , Transport Phenomena, 2 ed., Wiley, 2002.
- [53] M. Modest, Radiative heat transfer, 3 ed., Elsevier, 2013.
- [54] S. Mazumder, Numerical Methods for Partial Differential Equations, Elsevier, 2016.
- [55] C. Hirsch, Numerical Computation of Internal and External Flows. Fundamentals of Computational Fluid Dynamics., 2 ed., Elsevier, 2007.
- [56] NASA, “NASA POWER|DAVe,” [Online]. Available: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>. [Acedido em 7 Junho 2024].
- [57] W. Kays e M. Crawford, Convective heat and mass transfer, 3 ed., McGraw-Hill, 1993.

- [58] S. Kakaç, R. Shah e W. Aung, Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Wiley, 1987.
- [59] Laboratório Nacional de Sandia, “An Evaluation of Molten-Salt Power Towers Including Results of the Solar Two Project,” 2001.
- [60] “SolarPACES,” 2018. [Online]. Available: <https://www.solarpaces.org/particle-receiver-first-commercial-trial-2018/>. [Acedido em 2024].
- [61] H. Jing e H. Hong, Hybridization of concentrating solar power (CSP) with fossil fuel power plants. Principles, Developments and Applications, Woodhead, 2012, pp. 395-420.
- [62] P. Falcone, “A HANDBOOK FOR SOLAR CENTRAL RECEIVER DESIGN,” 1986.
- [63] M. Răboacă, G. Badea, A. Enache, C. Filote, G. Răsoi, M. Rata, A. Lavric e R.-A. Felseghi, “Concentrating Solar Power Technologies,” *energies*, vol. 12, nº 6, 2019.
- [64] A. Quigley, “Gemasolar Thermosolar Plant, Seville,” [Online]. Available: <https://anthonyquigley.tumblr.com/post/170344298697/gemasolar-thermosolar-plant-seville>.

Anexo A

A.1 Propriedades fluidos de trabalho

- **Mistura de sais de nitratos fundidos (60%-40%pp NaNO₃-KNO₃). Equações válidas para temperatura do fluido entre 290-600°C, temperatura introduzida em K [48]:**

$$c_{p,fi}^t = 1443 + 0.172(T_{fi}^t - 273.15) \quad \left[\frac{J}{KgK} \right] \quad (A-1.1)$$

$$k_{fi}^t = 0.443 + 1.9 * 10^{-4}(T_{fi}^t - 273.15) \quad \left[\frac{W}{mK} \right] \quad (A-1.2)$$

$$\rho_{fi}^t = 2090 - 0.636(T_{fi}^t - 273.15) \quad \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \quad (A-1.3)$$

$$\mu_{fi}^t = 2.2714 * 10^{-2} - 1.2 * 10^{-4}(T_{fi}^t - 273.15) + 2.281 * 10^{-7}(T_{fi}^t - 273.15)^2 - 1.474 * 10^{-10}(T_{fi}^t - 273.15)^3 \quad \begin{matrix} [Pa \\ * s] \end{matrix} \quad (A-1.4)$$

- **Mistura de sais de carbonatos fundidos (32.12%-33.36%-34.52%pp Li₂C0₃-Na₂C0₃-K₂C0₃). Equações válidas maioritariamente para temperatura do fluido entre 450-600°C, introduzida em K [37]:**

$$c_{p,fi}^t = 1.612 * 10^3 \pm 0.08 * 10^3 \quad [450-600] \text{ } ^\circ\text{C} \quad \left[\frac{J}{KgK} \right] \quad (A-1.5)$$

$$k_{fi}^t = c_{p,fi}^t \rho_{fi}^t \alpha_{fi}^t \quad [450-600]^\circ\text{C} \quad \left[\frac{W}{mK} \right] \quad (A-1.6)$$

$$\rho_{fi}^t = [2.27 - 4.34 * 10^{-4} (T_{fi}^t - 273.15)] * 10^3 \quad [450-610]^\circ\text{C} \quad \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \quad (A-1.7)$$

$$\mu_{fi}^t = 0.0852 e^{\frac{3.51 * 10^4}{8.314 * (T_{fi}^t - 273.15)}} \quad [450-650]^\circ\text{C} \quad [Pa * s] \quad (A-1.8)$$

Com difusividade térmica α_{fi}^t medida experimentalmente:

	450°C	500°C	550°C	600°C	(A-1.9)
$\alpha_{fi}^t \left[\frac{m^2}{s} \right]$	$1.36 * 10^{-7}$	$1.39 * 10^{-7}$	$1.44 * 10^{-7}$	$1.52 * 10^{-7}$	

A.2 Propriedades do material dos tubos

- Liga INCOLOY^(R) 800H:**

$$\rho_{si}^t = 7940 \quad [50] \quad [50-1357]^\circ\text{C} \quad \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \quad (A-1.10)$$

$$k_{fi}^t = \text{interpolacao linear da tabela de [50]} \quad [50] \quad [20-1000]^\circ\text{C} \quad \left[\frac{W}{mK} \right] \quad (A-1.11)$$

$$c_{p,si}^t = \text{pontos retirados da fig.9 de [51]} \quad [51] \quad [50-955]^\circ\text{C} \quad \left[\frac{J}{KgK} \right] \quad (A-1.12)$$

- AISI316:**

$$\rho_{si}^t = (8.0842 - 4.2086 * 10^{-4} T_{si}^t - 3.8942 * 10^{-8} T_{si}^{t^2}) * 10^3 \quad [49] \quad [27-1396]^\circ\text{C} \quad \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \quad (A-1.13)$$

$$k_{fi}^t = (9.248 * 10^{-2} + 1.571 * 10^{-4} T_{si}^t) * 10^2 \quad [49] \quad [27-1396]^\circ\text{C} \quad \left[\frac{W}{mK} \right] \quad (A-1.14)$$

$$c_{p,si}^t = (0.1097 + 3.174 * 10^{-5} T_{si}^t) * 4.1868 * 10^3 \quad [49] \quad [27-1396]^\circ\text{C} \quad \left[\frac{J}{KgK} \right] \quad (A-1.15)$$

Anexo B

B.1 Anexos da validação do modelo

Tabela Anexo 1-Parâmetros de entrada dos modelos de Rodríguez-Sánchez, et al. [17] e CFD-1D.

	1ª Validação	
	Rodríguez-Sánchez [17]	CFD-1D
Configuração recetor	C3	C3
Número de caminhos de fluxo, N_{cam}	2	2
Número de painéis totais do recetor, $N_{painéisRec}$	18	18
Número de tubos por painel, $N_{tubosVert}$	24	24
Altura recetor, H_{rec} [m]	7.4	7.4
Diâmetro recetor, D_{rec} [m]	6	6
Diâmetro externo tubos, d_{ext} [mm]	42.2	42.2
Diâmetro interno tubos, d_{int} [mm]	38.9	38.9
Espaçamento entre tubos adjacentes [mm]	2	0
Emissividade média tubos, $\bar{\epsilon}_s$	0.87	0.87
Emissividade céu, $\epsilon_{céu}$	0.895	-
Emissividade chão, $\epsilon_{chão}$	0.955	-
Emissividade envolvente, ϵ_{env}	0.925	1
Absortividade tubos, α_s	0.93	0.93
Fluido de trabalho	“Sal solar”	“Sal solar”
Material tubos	Liga incoloy 800H	Liga incoloy 800H
Revestimento tubos	Pyromark preta	Pyromark preta
Temperatura céu, $T_{céu}$ [°C]	19.5	-
Temperatura chão, $T_{chão}$ [°C]	30	-
Temperatura envolvente, T_{env} [°C]	26.43	26.43
Temperatura ambiente, T_{amb} [°C]	30	30
Temperatura do fluido na entrada, $T_{f_{entrada}}$ [°C]	290	290
Temperatura fluido inicial, $T_{f_{inicial}}$ [°C]	-	290
Temperatura tubo inicial, $T_{s_{inicial}}$ [°C]	-	290
Número de divisões axiais, angulares por tubo vertical	SM: 13; 1 HTM, HHFM: 13; 37	52; -
Número de volumes de controlo por tubo vertical, N_{vc}	SM: 13 HTM, HHFM: 481 CFD-3D: 439400	52
Número de volumes de controlo por caminho, N_{vc_cam}	SM: 117 HTM, HHFM: 4329 CFD-3D: 3954600	468
Passo espacial, Δx [m]	SM, HTM, HHFM: 0.569 CFD-3D: desconhecido	0.142

Tabela Anexo 2-Parâmetros de entrada dos modelos de González, et al. [45], de Xu, et al [20] e de CFD-1D.

		González [45]	Xu [20], CFD-1D
Configuração recetor		C3	C3
Número de caminhos de fluxo, N_{cam}		2	2
Número de painéis totais do recetor, $N_{painéisRec}$		18	18
Número de tubos por painel, $N_{tubosPorPainel}$		31	31
Altura recetor, H_{rec} [m]		10.5	10.5
Diâmetro recetor, D_{rec} [m]		8.5	8.5
Diâmetro externo tubos, d_{ext} [mm]		45	45
Diâmetro interno tubos, d_{int} [mm]		42	42
Espaçamento entre tubos adjacentes [mm]		2	0
Emissividade tubos, ϵ_s		Linear: [0.81;0.94] para [315;1093] °C	0.87
Emissividade envolvente, ϵ_{env}		0.8493	1
Absortividade tubos, α_s		0.95	0.93
Fluido de trabalho		Sal solar	Sal solar
Material tubos		liga incoloy 800H	liga incoloy 800H
Revestimento tubos		Pyromark preta	Pyromark preta
Número de divisões axiais e angulares por tubo vertical		43, desconhecido	21,-
Número de volumes de controlo por tubo vertical, N_{vc}		desconhecido	21
Número de divisões axiais num caminho, N_{vc_cam}		desconhecido	189
Passo espacial, Δx [m]		0.244	0.5
Temperatura envolvente, T_{env} [°C]		33.55	35
Temperatura ambiente, T_{amb} [°C]		25	35
Temperatura do fluido na entrada, $T_{f_entrada}$ [°C]		290	290
Temperatura fluido inicial, $T_{f_inicial}$ [°C]		-	290
Temperatura tubo inicial, $T_{s_inicial}$ [°C]		-	Linear [310; 585] °C
Velocidade do vento, u_{ar} [m/s]		0	12
Caso 1	$\dot{m}_{cam}$ Este, Oeste [Kg/s]	4.19; 4.2	-; 4.2
Caso 2	$\dot{m}_{cam}$ Este, Oeste [Kg/s]	3.24; 4.22	-; 4.22

ANEXO C

Coeficiente de transferência de calor por convecção externa para recetores cilíndricos.

Na equação (3.87) tem-se a taxa de calor perdido por convecção externa entre a metade frontal do tubo e a envolvente para cada volume de controlo e instante. Nesta está o coeficiente de transferência de calor por convecção externa médio misto $\bar{h}_{mix}^t$, calculado para cada instante t . Este coeficiente é o valor médio para todo o recetor e é misto por combinar convecção externa forçada e natural com direcções perpendiculares. O recetor externo tubular cilíndrico e o recetor externo tubular de um painel retangular plano vertical têm uma geometria diferente pelo que os coeficientes de convecção externa vão ser calculados de forma diferente. Convecção externa refere-se às trocas de calor entre uma superfície e um fluido que escoia sobre a mesma. Na convecção externa forçada o escoamento do fluido é imposto por uma entidade externa, exemplo disto é o vento [32]. Na convecção externa natural

o escoamento do fluido sobre a superfície é resultado das forças de impulso do fluido. Esta força de impulso resulta da relação entre uma força de corpo, proporcional à densidade do fluido, que atua no fluido e os gradientes de densidade do fluido. Neste caso em análise a força de corpo é a força gravítica e o gradiente de densidade resulta do gradiente de temperatura do fluido. A velocidade do escoamento na convecção externa forçada é normalmente superior à natural, o que leva coeficientes de convecção e trocas de calor superiores [32].

O coeficiente de transferência de calor por convecção externa para recetores externos tubulares cilíndricos foi analisado no relatório de Siebers [44] e é aplicado no presente modelo térmico. O recetor é composto por painéis verticais ligados que formam um cilindro. Estes painéis são constituídos por tubos verticais, que introduzem uma rugosidade. O rácio entre a altura e o diâmetro do recetor é pequeno $\frac{H_{rec}}{D_{rec}}$. E as condições de fronteira de fluxo de calor e temperatura são variáveis no recetor [44].

O modelo proposto de Siebers tem em conta: mistura de convecção forçada e natural; condições de fronteira variáveis; propriedades variáveis; e a rugosidade introduzida pelos tubos verticais. No entanto, não analisa: o escoamento livre turbulento; o escoamento nas extremidades do recetor; e os efeitos introduzidos pelos pontos de conexão dos painéis. É de notar que as correlações de Siebers foram obtidas para condições de fronteira constante e que o recetor tem condições variáveis, para contornar isto Siebers recomenda o uso da temperatura média da fronteira do recetor $\bar{T}_{srec}^t$. Siebers indica que a convecção externa no recetor é uma mistura entre a convecção externa forçada e a convecção externa natural, que têm direções perpendiculares. E propõe o coeficiente médio misto [44]:

$$\bar{h}_{mix}^t = \left(\bar{h}_{cf}^{t\ 3.2} + \bar{h}_{cn}^{t\ 3.2} \right)^{\frac{1}{3.2}} \quad (A-1.16)$$

com $\bar{h}_{cf}^t$ e $\bar{h}_{cn}^t$ os coeficientes de convecção externa forçada e natural em cada instante t .

C.1 Coeficiente de convecção externa forçada

A convecção externa forçada é analisada individualmente, sem existência de convecção natural. Nesta análise o recetor é aproximado por um cilindro vertical rugoso a elevadas temperaturas. No qual o ar, com uma determinada velocidade, escoia com direção perpendicular ao eixo axial do cilindro [44]. Não tendo sido encontradas correlações para escoamentos perpendiculares em cilindros com condições de fronteira variáveis, Siebers recomenda a simplificação de considerar como condição de fronteira a temperatura média da mesma $\bar{T}_{srec}^t$. Para cilindros suaves Siebers opta pela correlação de Churchill e Bernstein, para cilindros rugosos são usadas as correlações de Achenbach [46]. Achenbach analisou as correlações de um cilindro com escoamento de ar perpendicular e a influência da rugosidade e do número de Reynolds do escoamento. Para tal foi conduzido um estudo experimental de um cilindro com elementos piramidais uniformemente espaçados na sua envolvente os quais introduziam uma rugosidade controlada [46]. O conjunto de correlações recomendadas por Siebers para diferentes níveis de rugosidade e de número de Reynolds [44], calculadas para cada instante t , são:

$$\frac{r_{ext}}{D_{rec}} = 0 \text{ (cilindro suave):}$$

$$(Todo Re_{D_{rec}}^t): \overline{Nu}_{D_{rec}}^t = 0.3 + 0.488 Re_{D_{rec}}^{t0.5} \left(1 + \left(\frac{Re_{D_{rec}}^t}{282000} \right)^{0.625} \right)^{0.8} \quad (A-1.17)$$

$$\frac{r_{ext}}{D_{rec}} = 75 * 10^{-5}:$$

$$(Re_{D_{rec}}^t \leq 7 * 10^5): \text{usar equação (A-1.17)} \quad (A-1.18)$$

$$(7 * 10^5 < Re_{D_{rec}}^t < 2.2 * 10^7): \overline{Nu}_{D_{rec}}^t = 2.57 * 10^{-3} Re_{D_{rec}}^{t0.98} \quad (A-1.19)$$

$$(Re_{D_{rec}}^t \geq 2.2 * 10^7): \overline{Nu}_{D_{rec}}^t = 0.0455 * 10^{-3} Re_{D_{rec}}^{t0.81} \quad (A-1.20)$$

$$\frac{r_{ext}}{D_{rec}} = 300 * 10^{-5}:$$

$$(Re_{D_{rec}}^t \leq 1.8 * 10^5): \text{usar equação (A-1.17)} \quad (A-1.21)$$

$$(1.8 * 10^5 < Re_{D_{rec}}^t < 4 * 10^6): \overline{Nu}_{D_{rec}}^t = 0.0135 Re_{D_{rec}}^{t0.89} \quad (A-1.22)$$

$$(Re_{D_{rec}}^t \geq 4 * 10^6): \text{usar equação (A-1.20)} \quad (A-1.23)$$

$$\frac{r_{ext}}{D_{rec}} = 900 * 10^{-5}:$$

$$(Re_{D_{rec}}^t \leq 1 * 10^5): \text{usar equação (A-1.17)} \quad (A-1.24)$$

$$(Re_{D_{rec}}^t > 1 * 10^5): \text{usar equação (A-1.20)} \quad (A-1.25)$$

com r_{ext} usado como aproximação da rugosidade; Re é o número de Reynolds; Nu é o número de Nusselt. É de notar que as correlações de Siebers foram calculadas para um número de Prandtl do ar constante de $Pr \sim 0.71$. O número de Reynolds, tem em conta propriedades do escoamento do ar e da geometria do recetor e é calculado para cada instante [32]:

$$Re_{D_{rec}}^t = \frac{u_{ar}^t D_{rec}}{\nu_{ar}^t} \quad (A-1.26)$$

o subscrito ar indica que o tipo de fluido; ν a viscosidade cinemática; u é a velocidade. Os valores das propriedades termofísicas do ar foram retirados de [32].

Siebers recomenda que todas as propriedades sejam avaliadas para a temperatura do filme média $\bar{T}_{filme}^t$ [44]. Que é a média entre a temperatura média da superfície envolvente do recetor $\bar{T}_{srec}^t$ e a temperatura do escoamento do ar, que é a temperatura ambiente $T_{ar}^t = T_{amb}^t$:

$$\bar{T}_{filme}^t = \frac{\bar{T}_{srec}^t + T_{amb}^t}{2} \quad (A-1.27)$$

Siebers recomenda também uso da temperatura média da fronteira do recetor $\bar{T}_{srec}^t$, para ter em conta as condições de fronteira variáveis. Que no presente modelo é calculado pela expressão:

$$\bar{T}_{srec}^t = \frac{1}{N_{cam} * N_{vc_cam}} \sum_{j=1}^{N_{cam}} \sum_{i=1}^{N_{vc_cam}} T_{s_{i,j}}^t \quad (A-1.28)$$

O coeficiente médio de convecção externa forçada é dado por [32]:

$$\bar{h}_{cf}^t = \frac{\overline{Nu}_{Drec}^t k_{ar}^t}{D_{rec}} \quad (A-1.29)$$

O modelo de Sánchez [17] usa as correlações expostas de Siebers [44]. O modelo de Xu [20] menciona que usa as expressões de Achenbach [46], mas aparentemente parecem ser diferentes destas expostas por Siebers [44].

C.2 Coeficiente de convecção externa natural

A convecção natural é analisada individualmente, sem existência de convecção forçada. O recetor é aproximado de uma placa plana vertical com altura H_{rec} a elevadas temperaturas [44]. Devido às dimensões elevadas da superfície e às elevadas temperaturas a convecção natural ocorre na direção vertical, ou seja, o escoamento é paralelo à superfície ao longo da altura da mesma. Também devido a estas características o escoamento é turbulento em ~97% da altura da placa [44]. A expressão de Siebers para a correlação média da convecção natural para escoamento turbulento puro para recetores externos tubulares cilíndricos é dada por:

$$\overline{Nu}_{Hrec}^t = 0.098 Gr_{Hrec}^{1/3} \left(\frac{\bar{T}_{srec}^t}{T_{amb}^t} \right)^{-0.14} \quad (A-1.30)$$

com Gr o número de Grashof [32]:

$$Gr_{Hrec}^t = \frac{g \beta_{ar}^t (\bar{T}_{srec}^t - T_{amb}^t) H_{rec}^3}{\nu_{ar}^t} \quad (A-1.31)$$

com $g = 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ a aceleração gravítica; $\beta_{ar}^t = \frac{1}{T_{amb}^t} [K^{-1}]$ é o coeficiente de expansão térmica volumétrica do ar. O coeficiente médio de convecção externa natural é dado por [44]:

$$\bar{h}_{cn}^t = \frac{\pi \overline{Nu}_{Hrec}^t k_{ar}^t}{2 H_{rec}} \quad (A-1.32)$$

o fator $\frac{\pi}{2}$ tenta introduzir os efeitos da rugosidade dos tubos verticais. Siebers recomenda que seja usado o valor médio da temperatura da fronteira $\bar{T}_{srec}^t$ para ter em conta as condições de fronteira variáveis. E recomenda que todas as propriedades sejam calculadas em T_{amb}^t [44].

O modelo de Sánchez, et al. [17] usa a correlação de Siebers, et al. [44]. No entanto, não usa a temperatura média do recetor $\bar{T}_{srec}^t$, mas sim a temperatura média angular da metade frontal do tubo

para cada volume de controlo. Aparentemente usando a correlação média como se fosse local. O modelo de Xu, et al. [20] menciona que usa a expressão de Siebers, et al. [44], mas a correlação exposta tem um valor diferente. Este também não usa $\bar{T}_{srec}^t$, usa antes a temperatura média angular em todo o perímetro do tubo para cada volume de controlo, incluindo a metade frontal e traseira do tubo.

Anexo D

Coeficiente de transferência calor por convecção externa para recetores de um painel

Os coeficientes de transferência por convecção externa para recetores externos tubulares de um painel retangular plano vertical são diferentes dos coeficientes analisados para recetores cilíndricos. O painel plano vertical tem tubos verticais, está a elevadas temperaturas e tem condições de fronteira de temperatura e fluxo de calor variáveis. Neste modelo o recetor é aproximado de uma placa plana vertical suave. Não foram encontradas correlações para condições de fronteira variáveis, pelo que foram usadas correlações para condições de fronteira de temperatura constante, e tal como em Siebers [44] foi usada a temperatura média da fronteira nas expressões $\bar{T}_{srec}^t$. O efeito das rugosidades introduzidas pelos tubos não foi analisado. É considerado que existe convecção externa forçada e natural, que são perpendiculares entre si. Na convecção externa forçada é considerado que o escoamento do ar é paralelo à placa vertical na direção da largura L_{rec} . Na convecção externa natural é considerado que o escoamento do ar é paralelo à placa vertical, mas na direção da altura H_{rec} . O coeficiente médio misto é dado por [32]:

$$\bar{h}_{mix}^t = \left(\bar{h}_{cf}^t{}^3 + \bar{h}_{cn}^t{}^3 \right)^{\frac{1}{3}} \quad (A-1.33)$$

D.1 Coeficiente de convecção externa forçada

O coeficiente médio de convecção externa forçada para escoamento do ar paralelo na largura da placa plana vertical é obtido por correlações para superfícies isotérmicas. Primeiro é analisado se o regime do escoamento na placa é puramente laminar, ou se na largura da mesma ocorre transição para regime turbulento. Considerando aqui, y a coordenada na largura da placa, o número de Reynolds critico para o qual acima deste ocorre transição do escoamento é de $Re_{y,c}^t = 5 * 10^5$ [32]. Para regimes puramente laminares, tem-se [32]:

$$Re_{L_{rec}}^t \leq 5 * 10^5:$$

$$\overline{Nu}_{L_{rec}}^t = 0.664 Re_{L_{rec}}^{t^{1/2}} Pr^{t^{1/3}} \quad (A-1.34)$$

Para quando ocorre transição de regimes na placa, a expressão que contabiliza essa transição é [32]:

$$5 * 10^5 < Re_{L_{rec}}^t < 10^8:$$

$$\overline{Nu}_{L_{rec}}^t = \left(0.037 Re_{L_{rec}}^{t^{4/5}} - 871.323 \right) Pr^{t^{1/3}} \quad (A-1.35)$$

com o número de Reynolds

$$Re_{L_{rec}}^t = \frac{u_{ar}^t L_{rec}}{\nu_{ar}^t} \quad (A-1.36)$$

e o número de Prandtl do ar

$$Pr^t = \frac{\nu_{ar}^t}{\alpha_{ar}^t} = \nu_{ar}^t \left(\frac{c_{p,ar}^t \rho_{ar}^t}{k_{ar}^t} \right) \quad (A-1.37)$$

O coeficiente médio de convecção externa forçada é dado por [32]:

$$\bar{h}_{cf}^t = \frac{\overline{Nu}_{L_{rec}}^t k_{ar}^t}{L_{rec}} \quad (A-1.38)$$

As propriedades para ambas as correlações são calculadas para a temperatura do filme média $\bar{T}_{filme}^t$.

D.2 Coeficiente de convecção externa natural

O coeficiente médio de convecção externa natural para o escoamento do ar paralelo na altura da placa plana vertical é obtido por correlações para superfícies isotérmicas. Primeiro é analisado se o regime do escoamento na placa é puramente laminar, ou se na largura da placa ocorre transição para regime turbulento. Considerando aqui, z a coordenada na altura da placa, o número de Rayleigh crítico para o qual acima deste ocorre transição do escoamento é de $Ra_{z,c}^t = 10^9$ [32]. Para regimes puramente laminares tem-se [32]:

$$Ra_{H_{rec}}^t \leq 10^9 :$$

$$\overline{Nu}_{H_{rec}}^t = 0.68 + \frac{0.67 Ra_{H_{rec}}^{t^{1/4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr^t} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (A-1.39)$$

Para quando ocorre transição de regimes na placa, a expressão que contabiliza essa transição é [32]:

$$Ra_{H_{rec}}^t > 10^9 :$$

$$\overline{Nu}_{H_{rec}}^t = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_{H_{rec}}^{t^{1/6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr^t} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (A-1.40)$$

com o número de Rayleigh dado por:

$$Ra_{H_{rec}}^t = Gr_{H_{rec}}^t Pr^t = \frac{g \beta_{ar}^t (\bar{T}_{s_{rec}}^t - T_{amb}^t) H_{rec}^3}{\nu_{ar}^t \alpha_{ar}^t} \quad (A-1.41)$$

O coeficiente médio de convecção externa forçada é dado por [32]:

$$\bar{h}_{cn}^t = \frac{\overline{Nu}_{H_{rec}}^t k_{ar}^t}{H_{rec}} \quad (A-1.42)$$

As propriedades para ambas correlações são calculadas para a temperatura filme média $\bar{T}_{filme}^t$.

Anexo E

Coeficiente de transferência de calor por convecção interna

Na equação (3.88) tem-se a taxa de calor transferido por convecção interna entre a metade frontal do tubo e o fluido de trabalho, para cada volume de controlo e instante. Nesta está o coeficiente de transferência de calor por convecção interna local $h_{d_{int_i}}^t$, calculado para cada volume de controlo e instante. O programa do presente modelo térmico CFD-1D calcula $h_{d_{int_i}}^t$ verificando para volume de controlo e instante, que regime de escoamento existe e se está na região de entrada ou na região desenvolvida. A análise do escoamento é feita para o tubo representativo de cada caminho, que é formado por um determinado número de tubos verticais colocados em série. Este tubo representativo é um tubo circular contínuo retilíneo e o escoamento do fluido de trabalho no mesmo também é contínuo. Na realidade, nos recetores, os tubos verticais com sentido oposto de escoamento têm no local de conexão de ambos uma singularidade com uma curvatura que afeta o escoamento. No presente modelo os efeitos dessas singularidades não são analisados. O tubo representativo tem condições de fronteira de fluxo de calor e temperatura variáveis. No entanto não foram encontradas correlações para este tipo de condições de fronteira, pelo que se usou as correlações locais estabelecidas para condições isotérmicas. As correlações usadas foram deduzidas para densidade constante e com velocidade média transversal constante na direção axial. A dedução das equações do modelo CFD-1D também foram deduzidas com estas considerações, mas como já mencionado, os parâmetros $(\rho, c, k, \alpha, \nu, \mu, u_{fm})$ são atualizados para cada volume de controlo e instante temporal com a temperatura. Isto também é feito nas correlações de convecção interna. Outra importante simplificação é que as correlações usadas foram deduzidas para condutas suaves. O modelo analisa para cada volume de controlo e instante o tipo de escoamento presente, através do número de Reynolds:

$$Re_{d_{int_i}}^t = \frac{u_{fi}^t d_{int}}{\nu_{fi}^t} \quad (A-1.43)$$

com d_{int} o diâmetro interno dos tubos.

E.1 Regime laminar

O escoamento é considerado em regime laminar se $Re_{d_{int_i}}^t \leq 2300$. No regime laminar é necessário analisar as regiões de entrada hidrodinâmica e térmica, porque os coeficientes nestas regiões têm um comportamento diferente do que nas regiões desenvolvidas, sendo normalmente superiores; e porque no regime laminar os comprimentos das regiões de entrada não são negligenciáveis. Na região de entrada hidrodinâmica é formada uma camada limite que divide o escoamento perto das paredes do tubo, que é influenciado pelas forças dissipativas viscosas, e o escoamento fora desta camada limite, na zona mais central do tubo, que não é influenciado pelas forças viscosas. Isto faz com que o perfil de velocidades mude com a posição axial na região de entrada. Com o aumento da posição axial, a camada limite aumenta até se fundirem no eixo axial, com o efeito das forças de viscosidade estendido em toda a região transversal. Nestas condições é atingida a região desenvolvida hidrodinâmica, que tem como condição de desenvolvimento que o perfil de velocidades não varie com a posição axial

$\frac{\partial u_{fm}(x)}{\partial x} = 0$ [32]. Semelhante ocorre para a região de entrada térmica, mas a região desenvolvida térmica tem como condição que $\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T_f(r, x)}{T_s(x) - T_{fm}(x)} \right] = 0$ [32]. Para o regime laminar, o comprimento das regiões de entrada hidrodinâmicas $x_{rd,h}^t$ e térmicas $x_{rd,T}^t$ são calculadas para cada instante t , por [32], [57], [58]:

$$x_{rd,h}^t \approx 0.05 Re_{d_{int}}^t d_{int} \quad (A-1.44)$$

$$x_{rd,T}^t \approx x_{rd,h}^t Pr^t \quad (A-1.45)$$

Para casos em que $Pr^t > 5$ o comprimento da região de entrada térmica é superior ao da hidrodinâmica ao ponta dessa poder ser negligenciada. Para os fluidos de trabalho implementados no presente modelo e domínios operacionais usados, o “sal solar” tem $Pr \in [2.8; 11]$ e o “sal carbonatos” tem $Pr \in [36; 104]$. Como simplificação foi analisada apenas a região de entrada térmica. O comprimento da região de entrada térmica é calculado para cada instante pela equação (A-1.45) usando a temperatura do fluido média no comprimento de todo o tubo representativo.

A correlação local para a região de entrada térmica laminar, para condições de fronteira isotérmicas usada é a de Bhatti e Shah [58]:

$$Nu_{d_{inti}}^t = 3.66 + \frac{0.0018}{\left(\frac{x_i}{Pr_{fi}^t Re_{d_{inti}}^t} \right)^{1/3} \left[0.04 + \left(\frac{x_i}{Pr_{fi}^t Re_{d_{inti}}^t} \right)^{2/3} \right]^2} \quad (A-1.46)$$

com o número de Prandtl e o número de Reynolds a serem calculados para cada volume de controlo e instante; x_i a coordenada axial da posição do volume de controlo. Com o número de Prandtl

$$Pr_{fi}^t = \frac{\nu_{fi}^t}{\alpha_{fi}^t} \quad (A-1.47)$$

A correlação local para a região desenvolvida térmica laminar, para condições de fronteira isotérmicas, usada é de Bhatti e Shah [32], [57], [58]:

$$Nu_{d_{inti}}^t = 3.657 \quad (A-1.48)$$

As propriedades de ambas as correlações são calculadas para a temperatura do fluido T_{fi}^t .

E.2 Regime transitório

O escoamento é considerado em regime transitório se $2300 < Re_{d_{inti}}^t < 10^4$. Para este regime a região de entrada não é analisada. Foram encontradas poucas correlações para o regime transitório, talvez pela dificuldade da definição do comportamento do mesmo. A correlação local usada foi a de Churchill, aplicada a condições de fronteira isotérmicas, dada por [58]:

$$Nu_{d_{inti}}^t = \left[3.657^{10} + \frac{e^{\frac{(2200 - Re_{d_{inti}}^t)}{365}}}{3.657^2} + \frac{1}{\left[4.8 + \frac{0.079(0.5f_i^t)^{0.5} Re_{d_{inti}}^t Pr_{fi}^t}{[1 + Pr_{fi}^{4/5}]^{5/6}} \right]^2} \right]^{-5/10} \quad (A-1.49)$$

com f_i^t o fator de fricção, neste modelo foi usado o de Bhatti e Shah [58]:

$$f_i^t = A + \frac{B}{Re_{d_{inti}}^{1/C}} \quad (A-1.50)$$

para $Re_{d_{inti}}^t < 2100$ tem-se: $A=0$; $B=16$; $C=1$; para $2100 < Re_{d_{inti}}^t < 4000$ tem-se: $A=0.0054$; $B = 2.3 * 10^{-8}$; $C=-2/3$; e para $Re_{d_{inti}}^t \geq 4000$ tem-se $A = 1.28 * 10^{-3}$; $B=0.1143$; $C=3.2154$. As propriedades da correlação e do fator de fricção são calculadas para a temperatura do fluido T_{fi}^t .

E.3 Regime turbulento

O escoamento é considerado em regime turbulento se $Re_{d_{inti}}^t \geq 10^4$. Para este regime a região de entrada não é analisada, pois o seu comprimento é negligenciável [32]. A correlação primária que o modelo usa é a correlação local de Gnielinski, que pode ser usada para condições de fronteira isotérmicas ou de fluxo uniforme, e é dada por [32]:

$$Nu_{d_{inti}}^t = \frac{\frac{f_i^t}{8} (Re_{d_{inti}}^t - 1000) Pr_{fi}^t}{1 + 12.7 \left(\frac{f_i^t}{8} \right)^{0.5} (Pr_{fi}^{2/3} - 1)} \quad (A-1.51)$$

o fator de fricção usado neste modelo foi o de Petukhov [32]:

$$f_i^t = \left[0.79 \ln \left(Re_{d_{inti}}^t \right) - 1.64 \right]^{-2} \quad (A-1.52)$$

A correlação de Gnielinski tem um erro inferior a 10%, mas só pode ser aplicada para $3000 \leq Re_{d_{inti}}^t \leq 5 * 10^6$. Pelo para $Re_{d_{inti}}^t > 5 * 10^6$ é usada a correlação local de Dittus-Boelter, com um erro que pode chegar a 25% [32]:

$$Nu_{d_{inti}}^t = 0.023 Re_{d_{inti}}^{4/5} Pr_{fi}^{t^n} \quad (A-1.53)$$

com $n=0.4$ se $T_{si}^t \geq T_{fi}^t$ e $n=0.3$ se $T_{si}^t < T_{fi}^t$. As propriedades das correlações e do fator de fricção são calculadas para a temperatura do fluido T_{fi}^t . O coeficiente local de convecção interna para os três regimes é dado por [32]:

$$h_{d_{int}i}^t = \frac{Nu_{d_{int}i}^t k_f^t}{d_{int}} \quad (A-1.54)$$

Resumindo, para cada tubo representativo de um caminho e para cada instante t , é verificado se o regime é laminar na entrada do tubo, no primeiro volume de controlo. Se o regime for laminar é calculado o comprimento de região de entrada térmica pela equação (A-1.44) usando a temperatura média em todo o comprimento do tubo representativo. Posteriormente, para o mesmo instante t , para cada volume de controlo i é verificado o regime e se está na região de entrada. Caso seja laminar e na região de entrada, a correlação local de Bhatti e Shah é usada, equação (A-1.46). Caso o regime seja laminar, mas não esteja na região de entrada a correlação local de Bhatti e Shah é usada, equação (A-1.48). Se o regime for transitório a correlação local de Churchill é usada, equação (A-1.49). Se o regime for turbulento, consoante o número de Reynolds, é usada a correlação local de Gnielinski equação (A-1.51) ou a correlação local de Dittus-Boelter equação (A-1.53), sendo a primeira prioritária por ter um erro inferior. O modelo de Sanchéz, et al. [17] não menciona as correlações usadas para a convecção interna. O modelo de Xu, et al. [20] considera apenas o regime turbulento desenvolvido e usa a correlação local de Dittus-Boelter.

Anexo F

Funcionamento do programa

F.1 Algoritmo e dados de entrada do modelo computacional térmico

O algoritmo do módulo do modelo térmico é:

- 1) Parâmetros de entrada:
 - a) Recetor: indicar configuração do recetor, H_{rec} , D_{rec} ou L_{rec} , $N_{painéisRec}$, $N_{tubosVert}$.
 - b) Tubos: d_{ext} , d_{int} , material tubos, tinta dos tubos α_s , ϵ_s .
 - c) Fluido: tipo de fluido.
 - d) Parâmetros da simulação: N_{vc} , t_{sim} , Δt_{coc} , $T_{si}^{t_0}$, $T_{fi}^{t_0}$, $T_{fentrada}$, TOL.
 - e) Mapa de irradiância incidente G para cada Δt_{coc} : dados pelo utilizador ou invocação do módulo do Tonatiuh.
 - f) Parâmetros de cada intervalo de condições operacionais constantes, Δt_{coc} : $T_{amb}^{\Delta t_{coc}}$, $T_{env}^{\Delta t_{coc}}$, $u_{ar}^{\Delta t_{coc}}$, $\dot{m}_{totalCam}^{\Delta t_{coc}}$ (pode variar por caminho), $DNI^{\Delta t_{coc}}$ (introduzir se for usado o Tonatiuh).
 - g) Diretoria da pasta de resultados.
- 2) Invocação do módulo de conexão ao Tonatiuh se indicado, obtenção das matrizes de irradiância incidente G para cada Δt_{coc} que são transferidas para o módulo do modelo térmico.
- 3) Definição dos tubos representativos dos caminhos: N_{cam} , $N_{série}$, N_{vc_cam} , Δx , L_{cam} , $\dot{m}_{cam}^{\Delta t_{coc}}$
- 4) Corresponder os valores das células das matrizes de irradiância incidente ao correto volume de controlo de cada tubo representativo de cada caminho. Se N_{vc} maior que o número de

células verticais na matriz, existe interpolação dos dados da matriz. Obtém-se $G_i^{\Delta t_{coc}}$ para cada volume de controlo (i) de cada caminho (j) para cada Δt_{coc} .

- 5) Cálculo de $\Delta t = const$ que respeita condições de estabilidade pelas equações (3.93) a (3.97).
- 6) Inicialização: $t = t_{coc} = 0$ s, $T_{si}^t = T_{si}^{t_0}$, $T_{fi}^t = T_{fi}^{t_0}$, $T_{amb}^t = T_{amb}^{t_{coc}}$, $T_{env}^t = T_{env}^{t_{coc}}$, $G_i^t = G_i^{t_{coc}}$, $\dot{m}_{cam}^t = \dot{m}_{cam}^{t_{coc}}$, $u_{ar}^t = u_{ar}^{t_{coc}}$, $k_{ar}^t = k_{ar}^{t_{coc}}$, $v_{ar}^t = v_{ar}^{t_{coc}}$, $Pr_{ar}^t = Pr_{ar}^{t_{coc}}$.
- 7) É $t + \Delta t \leq t_{sim}$?
 - a) Sim, prosseguir para 8).
 - b) Não, evolução do modelo térmico terminou, prosseguir para 12).
- 8) É $t + \Delta t > t_{coc} + \Delta t_{coc}$?
 - a) Sim, então atualizar: $t_{coc} = t_{coc} + \Delta t_{coc}$, $T_{amb}^t = T_{amb}^{t_{coc}}$, $T_{env}^t = T_{env}^{t_{coc}}$, $G_i^t = G_i^{t_{coc}}$, $\dot{m}_{cam}^t = \dot{m}_{cam}^{t_{coc}}$, $u_{ar}^t = u_{ar}^{t_{coc}}$, $k_{ar}^t = k_{ar}^{t_{coc}}$, $v_{ar}^t = v_{ar}^{t_{coc}}$, $Pr_{ar}^t = Pr_{ar}^{t_{coc}}$. Prosseguir para 9).
 - b) Não, prosseguir para 9).
- 9) Calcular: $\bar{T}_{srec}^t$ (A-1.28), $\bar{T}_{filme}^t$ (A-1.27), $\bar{h}_{mix}^t$ (A-1.16) recetores externos tubulares cilindros ou $\bar{h}_{mix}^t$ (A-1.33) painéis verticais planos tubulares.
- 10) Para cada tubo representativo ($j = 1:N_{cam}$), calcular para cada volume de controlo ($i = 1:N_{vc_cam}$):
 - a) Propriedades dependentes de T_{si}^t : k_{si}^t , ρ_{si}^t , c_{si}^t (Equações anexo A)
 - b) Propriedades dependentes de T_{fi}^t : k_{fi}^t , ρ_{fi}^t , c_{fi}^t , v_{fi}^t , α_{fi}^t (Equações anexo A)
 - c) Variáveis dependentes de T_{si}^t e T_{fi}^t : u_{fi}^t (3.64), $h_{dint_i}^t$ (A-1.54), $q_{solar_i}^t$, q_{p,ref_i}^t , q_{p,rad_i}^t , $q_{p,convExt_i}^t$, $q_{p,convInt_i}^t$ (3.84) a (3.88).
 - d) $T_{si}^{t+\Delta t}$ (3.79) a (3.81), $T_{fi}^{t+\Delta t}$ (3.82) e (3.83).
 - e) Calcular: $\dot{E}_{arm,si}^t$ (3.89), $\dot{E}_{arm,fi}^t$ (3.90), $(q_{cond_x} - q_{cond_{x+\Delta x}})_s^t$ (3.91), $(\dot{E}_{adv_x} - \dot{E}_{adv_{x+\Delta x}})_f^t$ (3.92)
- 11) Todos os tubos representativos (j) atingiram regime estacionário (RE)?

$$\forall (j = 1:N_{cam} \wedge i = 1:N_{vc_cam}), |T_{si}^{t+\Delta t} - T_{si}^t| < TOL \wedge |T_{fi}^{t+\Delta t} - T_{fi}^t| < TOL ?$$
 - a) Sim, então:

Atribui-se os últimos valores calculados das variáveis em 9, 10c) a 10e) desde o atual instante até do fim do presente período de condições operacionais constantes ($t_{coc} + \Delta t_{coc}$), para redução de custos computacionais. Atualizar instante temporal para $t = t_{coc} + \Delta t_{coc}$ e prosseguir para 7).

O instante que se atingiu regime estacionário é registado t_{RE} .
 - b) Não, então atualizar $t = t + \Delta t$ e prosseguir para 7).

- 12) Todos os valores das variáveis calculadas em cada instante t ficaram guardados num ficheiro “Workspace.mat”, exceto as propriedades termofísicas do fluido, tubo e ar. Tratamento dos resultados:
- Cálculo da temperatura do fluido na saída em cada caminho e instante t (3.98), cálculo da temperatura do fluido na saída média do recetor em cada instante t (3.99). (guardado no “Workspace.mat”).
 - Cálculo das diferentes taxas de calor totais em cada caminho e instante t (3.100), cálculo das diferentes taxas de calor totais no recetor em cada instante t (3.101) ou (3.102), cálculo das diferentes energias totais no recetor para o período total da simulação (3.103), cálculo das diferentes taxas de calor totais médias no recetor no período total da simulação (3.104). (guardado no “Workspace.mat”).
 - Cálculo do rendimento total por caminho e instante t (3.105), cálculo do rendimento total no recetor em cada instante t (3.106), cálculo do rendimento total média do recetor no período total da simulação (3.107). (guardado no “Workspace.mat”).
 - Gráficos: perfis longitudinais em cada caminho para diferentes instantes, para: temperatura do fluido, temperatura do tubo, temperatura filme externo, diferentes fluxos de taxas de calor.
 - Gráficos: séries temporais num específico volume de controlo de um caminho, para: temperatura do fluido, temperatura do tubo, diferentes taxas de calor.
 - Gráficos: séries temporais das taxas de calor totais em cada caminho e totais no recetor, séries temporais do rendimento de cada caminho e rendimento total no recetor.
- 13) O ficheiro “Workspace.mat” e os gráficos de 12) são guardados na pasta de resultados, simulação termina.
- 14) O controlo da temperatura do fluido na saída é realizado manualmente, alterando os valores de $\dot{m}_{totalCam}^{\Delta t_{coc}}$ e regressando a 1).

Tabela Anexo 3-Resumo dados de entrada do módulo térmico.

Script “Inputs_ModeloTermico.m”
Recetor: configuração do recetor, H_{rec}, D_{rec} ou L_{rec}, $N_{painéisRec}$, $N_{tubosVertPainel}$. Tubos: d_{ext}, d_{int}, material tubos, tinta dos tubos α_s, ϵ_s. Fluido: tipo de fluido. Parâmetros da simulação: N_{vc}, t_{sim}, Δt_{coc}, $T_{si}^{t_0}$, $T_{fi}^{t_0}$, $T_{fentrada}$, TOL. Diretoria de “Inputs_CondicoesMeteorologicas_Caudal.xlsx”: ficheiro Excel com as condições operacionais constantes e atualizadas em cada Δt_{coc}. Diretoria da pasta “Irradiância”: se utilizador tiver as matrizes dos mapas de irradiância incidente, a diretoria da pasta que as contém tem de ser dada. Diretoria do modulo de conexão ao Tonatiuh: se o utilizador não tiver os mapas de irradiância, tem de dar a diretoria deste módulo para o mesmo ser invocado. Diretoria da pasta “Resultados”: onde se guardará os resultados.

Ficheiro Excel "Inputs_CondicoesMeteorologicas_Caudal.xlsx"
Parâmetros de cada intervalo de condições operacionais constantes, Δt_{coc}: $T_{amb}^{\Delta t_{coc}}$, $T_{env}^{\Delta t_{coc}}$, $u_{ar}^{\Delta t_{coc}}$, $DNI^{\Delta t_{coc}}$ (introduzir apenas se for usado o Tonatiuh), $\dot{m}_{totalCam}^{\Delta t_{coc}}$ (se caudal for igual para todos os caminhos basta preencher uma coluna, caso contrário, tem de se preencher uma coluna para cada caminho).
Matrizes de mapas de irradiância incidente
Cada matriz é planificação aberta do recetor dividida em células de irradiância uniforme. 1)Dadas pelo utilizador: cada matriz de um Δt_{coc} tem de estar num ficheiro Excel individual, todos com o mesmo nome numerados temporalmente ("MapaFluxo_1", "MapaFluxo_2" ...) e colocados todos na mesma pasta. 2)Invocação do módulo de conexão ao Tonatiuh: este obtém cada matriz de cada Δt_{coc} e transfere-as do programa em Python para o módulo térmico em MATLAB.

Relativamente às matrizes dos mapas de irradiância incidente nos recetores, estas representam a planificação aberta dos recetores divididas em células de irradiância uniforme. Nos recetores cilíndricos a planificação é aberta a Sul, com o eixo vertical central da planificação e da matriz correspondente ao Norte. O número colunas (células ao longo do perímetro do recetor) corresponde ao número de painéis totais do recetor. No recetor central de um painel plano vertical tubular a matriz corresponde à planificação do painel, ou seja, a sua vista frontal. O número de colunas (células ao longo da largura do recetor) corresponde ao número de tubos verticais do painel. Em ambos os recetores, o número de linhas (células ao longo da altura do recetor) corresponde ao número células em que se dividiu os tubos verticais N_{vc_G} , idealmente $N_{vc} = N_{vc_G}$, se $N_{vc} > N_{vc_G}$ será interpolado os valores das matrizes.

F.2 Algoritmo e dados de entrada do modelo de conexão ao Tonatiuh

O módulo de conexão ao Tonatiuh usou como base o programa desenvolvido em Python na dissertação de Gato [18], tendo sido adaptado de um recetor de cavidade para os dois tipos de recetores centrais externos tubulares analisados na presente dissertação. Este módulo permite que se invoque o Tonatiuh e tem como principal objetivo a obtenção das matrizes dos mapas de irradiância incidente no recetor para diferentes posições solares. O programa é desenvolvido em Python e recomenda-se que antes do seu uso seja criado um ambiente da pasta do mesmo com os pacotes necessários importados. A **Figura Anexo 1** apresenta o diagrama de fluxo de funcionamento do módulo. Existem quatro modos de funcionamento que o utilizador pode escolher (a), (b), (c) e (d) consoante os resultados desejados e os dados de entrada que possui. De forma simplificada o módulo recebe os dados de entrada,

Tabela Anexo 4, relativos ao campo de helióstatos, da torre e recetor, da definição das posições solares, da definição dos parâmetros do modelo de Monte Carlo, e dos parâmetros de definição da simulação, com os quais desenvolve um script de TNHS que é transmitido pelo Tonatiuh [19]. O Tonatiuh simula o script TNHS, guarda a cena criada do campo de helióstatos e recetor num ficheiro TNH, e devolve os dados dos mapas de irradiância incidente no recetor para cada posição solar em formato binário e ASCII para o módulo de conexão ao Tonatiuh. O módulo trata os ficheiros binários e produz as individuais matrizes de irradiância incidente no recetor em cada posição solar em formato de matriz de Python (que é transferido para o módulo do modelo térmico se for pedido) e são guardadas em ficheiros Excel individuais na pasta do módulo de conexão ao Tonatiuh. Cada matriz é a

representação da planificação aberta dos recetores, como foi mencionado na secção anterior, e cada célula tem a irradiância uniforme na mesma. A simulação deste módulo é rápida, o processo de maior duração é simulação do Tonatiuh do ficheiro da torre e recetor TNHS. Pelo que se o utilizador vai simular a o mesmo sistema de torre, recetor e campo de heliostáticos mais que uma vez é aconselhável que a primeira vez utilize o modo (1) e as restantes vezes o modo (2) pois já se tem o ficheiro TNH da cena do recetor e campo de heliostatos.

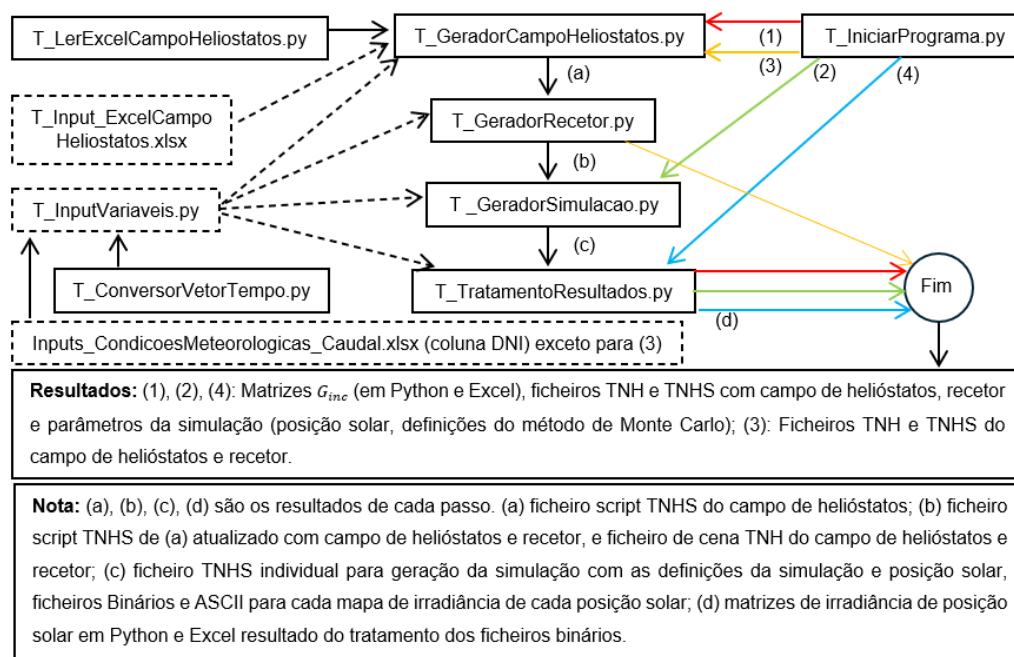


Figura Anexo 1-Diagrama de fluxo de resumo do funcionamento do módulo de conexão ao Tonatiuh.

Tabela Anexo 4-Resumo dos dados de entrada do módulo de conexão ao Tonatiuh.

Script "T_InputVariaveis.py"
Modo: (1), (2), (3), (4) Recetor cilíndrico: H_{rec} , D_{rec} , altura do centro do recetor $H_{centroRec}$, dimensões da torre cilíndrica. Recetor painel: H_{rec} , W_{rec} , altura do centro do recetor $H_{centroRec}$, dimensões da torre retangular. Propriedades óticas: ρ_s , ρ_{hel} , desvio padrão relativo ao recetor e dos heliostatos. Definições das posições solares: tipo de modelo de distribuição solar, latitude e longitude, data (1 dia), tempos UT das posições solares nesse dia a serem calculadas. Definições do modelo de Monte Carlo: número de raios emitidos. Definições da simulação: número de divisões na altura do recetor, e no perímetro (recetor cilíndrico) / na largura (recetor painel), para definição das células da matriz de irradiância (colunas e linhas). Diretorias: dos restantes ficheiros inputs e da pasta de resultados.
Ficheiro Excel "T_Input_Excel_CampoHeliostatos.xlsx"
Cada heliostato: coordenadas posicionamento (x, y, z), coordenadas do alvo de foto no recetor (x, y, z) (dependem da estratégia de foco usada). Cada faceta de cada heliostato: coordenadas do seu centro; o Excel calcula as coordenadas (x, y, z) do vetor normal de cada faceta (cálculo foi da autoria de Gato [18]).
Ficheiro Excel "Inputs_CondicoesMeteorologicas_Caudal.xlsx"
Definições das posições solares: $DNI^{\Delta t_{coc}}$