

Willian Mendes Ferreira

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA PLANTA
FRESNEL COM GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR E
ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do Grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Júlio César Passos

Florianópolis
2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Ferreira, Willian Mendes
Modelagem termodinâmica de uma planta Fresnel com
geração direta de vapor e armazenamento de energia
térmica / Willian Mendes Ferreira ; orientador,
Júlio César Passos, 2018.
150 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Concentração
heliotérmica. 3. Tecnologia Fresnel. 4. Geração
direta de vapor. 5. Armazenamento de energia
térmica. I. Passos, Júlio César. II. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica. III. Título.

Willian Mendes Ferreira

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA PLANTA
FRESNEL COM GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR E
ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 23 de abril de 2018.

Prof. Jonny Carlos da Silva., Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng. – Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph. D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Celso Peres Fernandes, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Aos meus pais, Justino e Romilda.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de transmitir meus sinceros agradecimentos a todos aqueles que contribuíram de maneira direta ou indireta para a elaboração desta dissertação de mestrado. Agradeço, especialmente, à UFSC, ao POSMEC e ao LEPTEN/Boiling, pela oportunidade concedida; ao CNPq, pelo suporte financeiro; à Steag Energy Services, por conceder a licença acadêmica do software Ebsilon Professional® utilizado no trabalho; e ao meu orientador, Professor Júlio César Passos, pela receptividade, orientação e confiança. Quero também agradecer a todos os integrantes do laboratório, em especial a Mônica e a Isadora; aos inúmeros colegas que tive a oportunidade de conhecer durante o mestrado, principalmente o Ariel e o Pedro; aos professores, com quem tive o privilégio de aprender bastante durante as disciplinas; e aos funcionários da secretaria, sempre solícitos. Também não posso deixar de agradecer aos amigos que deixei na UFMG, que me incentivaram na busca por novos desafios em Florianópolis. Finalmente, agradeço o apoio dos meus familiares, especialmente meus pais, a quem dedico este trabalho.

Solar

Milton Nascimento e Fernando Brant

*Venho do sol
a vida inteira no sol
sou filho da terra do sol
hoje escuro
o meu futuro é luz e calor*

*De um novo mundo eu sou
e o mundo novo será mais claro
mas é no velho que eu procuro
o jeito mais sábio de usar
a força que o sol me dá*

*Canto o que eu quero viver
é o sol
somos crianças ao sol
a aprender a viver e sonhar
e o sonho é belo
pois tudo ainda faremos
nada está no lugar
tudo está por pensar
tudo está por criar*

*Saí de casa para ver outro mundo, conheci
fiz mil amigos na cidade de lá
amigo é o melhor lugar
mas me lembrei do nosso inverno azul*

*Eu quero é viver o sol
é triste ter pouco sol
é triste não ter o azul todo dia
a nos alegrar
nossa energia solar
irá nos iluminar
o caminho*

RESUMO

O emprego de fontes de caráter renovável para a geração de energia no mundo tem apresentado um notável crescimento nos últimos anos. Nesse cenário, a tecnologia de concentração de energia solar (CSP, do inglês *Concentrating Solar Power*) é considerada uma alternativa promissora para a produção de energia limpa em larga escala nas próximas décadas. No Brasil, a geração termossolar ainda é incipiente, embora alguns estudos indiquem a viabilidade de aplicação dessa tecnologia no país. A proposta deste trabalho é desenvolver o modelo de uma planta CSP do tipo Fresnel e avaliar o potencial de geração elétrica dessa planta para a região do semiárido nordestino, onde os índices de irradiação normal direta superam o valor de 2000 kWh/m²/ano. Para realizar as simulações foi empregado o software Epsilon Professional®, por meio do qual foi desenvolvido o modelo da planta utilizando-se os dados de um ano meteorológico típico (TMY) da cidade de Bom Jesus da Lapa/BA, localizada na bacia do rio São Francisco. A planta modelada é constituída, basicamente, de três subsistemas: (a) campo solar, onde vapor é gerado diretamente a 550 °C e 107 bar; (b) sistema de armazenamento de energia térmica e (c) ciclo Rankine, cuja potência bruta é igual a 30 MWe. A partir da simulação anual da planta foram obtidos os perfis de geração elétrica, fator de capacidade e eficiência solar-elétrica ao longo do ano. Os resultados mostraram uma distribuição razoavelmente uniforme da produção anual de energia da planta, embora a geração seja maior durante o período seco (abril a setembro) do que durante o período úmido (outubro a março). O oposto ocorre em relação ao armazenamento de energia térmica: durante a estação úmida a quantidade de energia armazenada é maior do que durante a estação seca. Os valores de eficiência solar-elétrica obtidos indicam que a geração direta de vapor e o armazenamento de energia térmica podem ser fatores importantes para o crescimento da competitividade da tecnologia Fresnel no mercado nos próximos anos.

Palavras-chave: Energia heliotérmica, Tecnologia Fresnel, Geração direta de vapor, Armazenamento de energia térmica

ABSTRACT

In recent years, the use of renewable sources of energy has shown a remarkable growth. In this scenario, concentrating solar power (CSP) is considered a promising alternative for large-scale clean energy production in the coming decades. In Brazil, the CSP market is still incipient, although some studies indicate the feasibility of incorporating this technology in the country. The purpose of this study is to develop the model of a linear Fresnel CSP plant and to evaluate the electricity generation potential of this plant for the semi-arid region of the Northeast of Brazil, where direct normal irradiation (DNI) exceeds 2000 kWh/m²/year. In order to carry out the simulations, the Epsilon Professional® software was used, through which the model of the plant was developed using data from a typical meteorological year (TMY) of the city of Bom Jesus da Lapa/BA, located in the São Francisco river basin. The modeled plant consists basically of three subsystems: (a) solar field, where steam is directly generated at 550 °C and 107 bar; (b) thermal energy storage system and (c) Rankine cycle, whose design gross output is equal to 30 MWe. From the annual simulation of the plant, the profiles of electricity generation, capacity factor and solar-electric efficiency throughout the year were obtained. The results showed a fairly even distribution of the plant's annual energy output, although the generation is larger during the dry period (April to September) than during the wet period (October to March). The opposite occurs in relation to thermal energy storage: during the wet season the amount of energy stored is higher than during the dry season. The solar-electric efficiency values obtained indicate that the direct steam generation and the thermal energy storage can be important factors for the growth of Fresnel technology competitiveness in the market in the coming years.

Keywords: Concentrating solar power, Linear Fresnel technology, Direct steam generation, Thermal energy storage

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Principais tecnologias de geração heliotérmica	37
Figura 2.2 - Evolução anual da geração termossolar no mundo.....	40
Figura 2.3 - Geração heliotérmica no mundo por tecnologia.	41
Figura 2.4 - Distribuição por tecnologia da geração termossolar no mundo em: (a) projetos em construção e (b) projetos em desenvolvimento	42
Figura 2.5 - Concentrador linear do tipo Fresnel	43
Figura 2.6 - Ângulos solares de um coletor linear do tipo Fresnel.....	45
Figura 2.7 - Modificadores dos ângulos de incidência.....	47
Figura 2.8 - Perdas ópticas em coletores Fresnel	47
Figura 2.9 - Principais tipos de receptor de coletores Fresnel.....	48
Figura 2.10 - Modelos de tubo não-evacuado (a) e evacuado (b) da Novatec Solar.....	49
Figura 2.11 - Configuração típica de uma planta heliotérmica	50
Figura 2.12 - Planta heliotérmica com geração direta de vapor	51
Figura 2.13 – Processos DSG: (a) Recirculação; (b) Único passo; (c) Injeção	52
Figura 2.14 - Armazenamento de energia térmica em plantas de concentração heliotérmica.....	54
Figura 2.15 - Acumulador de vapor	55
Figura 2.16 - Mecanismo de duplo tanque direto.....	57
Figura 2.17 - Mecanismo de duplo tanque indireto.....	58
Figura 2.18 - Comparação entre conceitos de armazenamento de calor sensível (a) e calor latente (b) para sistemas que utilizam vapor como fluido de trabalho	60
Figura 2.19 - Conceito de armazenamento de energia térmica para plantas DSG	61
Figura 2.20 - Planta DSG proposta por BIRNBAUM et al. (2008)	62
Figura 2.21 - Sistemas TES propostos por FELDHOFF et al. (2012)...	63
Figura 2.22 - Configurações de triplo tanque propostas por SEITZ et al. (2014).....	65
Figura 2.23 - Configurações de duplo tanque propostas por SEITZ et al. (2014).....	66
Figura 2.24 - Modelo proposto por SEITZ et al. (2017)	67
Figura 3.1 - Mapa de irradiação direta normal do Brasil	70
Figura 3.2 - Distribuição anual de DNI no semiárido nordestino	71
Figura 3.3 - Produção diária de potência térmica para vários múltiplos solares.....	74
Figura 3.4 – Modelo do laço de coletores Fresnel.....	75

Figura 3.5 - Coletor Fresnel	75
Figura 3.6 - Modificador do ângulo de incidência longitudinal.....	77
Figura 3.7 - Modificador do ângulo de incidência transversal.....	77
Figura 3.8 - Dreno.....	79
Figura 3.9 - Injetor de água.....	80
Figura 3.10 - Perfil de temperaturas ao longo do laço de coletores	82
Figura 3.11 - Distribuição de pressões ao longo do laço de coletores ..	82
Figura 3.12 – Modelo do ciclo de Rankine	84
Figura 3.13 - Seção da turbina a vapor	87
Figura 3.14 - Eficiência isentrópica da turbina sob cargas parciais	89
Figura 3.15 - Condensador.....	90
Figura 3.16 - Condutância térmica do condensador sob cargas parciais	92
Figura 3.17 - Preaquecedor	93
Figura 3.18 - Desaerador.....	94
Figura 3.19 - Válvula de condensado.....	95
Figura 3.20 - Bomba	96
Figura 3.21 - Eficiência isentrópica da bomba sob cargas parciais.....	96
Figura 3.22 - Motor.....	97
Figura 3.23 - Gerador.....	98
Figura 3.24 - Modelo do sistema de armazenamento de energia térmica	100
Figura 3.25 - Tanques de armazenamento de sal fundido.....	102
Figura 3.26 - Unidade de armazenamento de calor latente	103
Figura 3.27 - Dessuperaquecedor.....	104
Figura 3.28 - Diagrama Temperatura versus Calor transferido do dessuperaquecedor durante o carregamento do TES.....	105
Figura 3.29 - Diagrama Temperatura versus Calor Transferido do dessuperaquecedor considerando a temperatura do tanque frio à 290 °C	106
Figura 3.30 – Preaquecedor	107
Figura 3.31 - Diagrama Temperatura versus Calor transferido do preaquecedor durante o descarregamento do TES	107
Figura 3.32 – Superaquecedor	108
Figura 3.33 - Diagrama Temperatura versus Calor transferido do superaquecedor durante o descarregamento do TES.....	109
Figura 4.1 - Curva de geração térmica do campo solar.....	111
Figura 4.2 - Curva de eficiência térmica do campo solar.....	112
Figura 4.3 - Eficiência do ciclo de potência para diferentes níveis de carga.....	114
Figura 4.4 – Energia produzida pela planta no dia 26 de outubro.....	115

Figura 4.5 - Curvas de armazenamento dos tanques de sal fundido (26/10).....	116
Figura 4.6 - Ano meteorológico típico de Bom Jesus da Lapa/BA.....	117
Figura 4.7 - Índices de DNI acumulada para os doze meses do ano ...	117
Figura 4.8 - Distribuição de DNI no mês de agosto	118
Figura 4.9 - Distribuição de DNI no mês de novembro	118
Figura 4.10 - Distribuição anual da energia térmica produzida no campo solar	119
Figura 4.11 - Eficiência térmica do campo solar ao longo do ano	119
Figura 4.12 - Distribuição anual de energia elétrica produzida pela planta	121
Figura 4.13 - Eficiência solar-elétrica da planta ao longo do ano	121
Figura 4.14 - Fator de capacidade da planta durante o ano	121
Figura 4.15 - Distribuição anual da energia térmica armazenada pela planta	122
Figura 4.16 - Fração de energia térmica armazenada pela planta ao longo do ano.....	122
Figura 4.17 - Produção elétrica da planta de comparação ao longo do ano.....	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Comparação a partir de características típicas das principais tecnologias de geração com concentração heliotérmica.....	39
Tabela 2.2 - Plantas Fresnel no mundo	44
Tabela 2.3 - Exemplos de materiais de mudança de fase	59
Tabela 3.1 - Dados anuais de DNI de 20 cidades brasileiras	71
Tabela 3.2 - Dados geográficos e meteorológicos de Bom Jesus da Lapa/BA	72
Tabela 3.3 - Parâmetros nominais do campo solar.....	81
Tabela 3.4 - Dados termodinâmicos do ciclo de Rankine	85
Tabela 3.5 - Parâmetros nominais do bloco de potência	99
Tabela 3.6 - Propriedades termofísicas médias do sal fundido	102
Tabela 3.7 - Propriedades termofísicas do nitrato de sódio a 306 °C.....	103
Tabela 3.8 - Parâmetros nominais do sistema de armazenamento	109
Tabela 4.1 - Parâmetros de operação do bloco de potência.....	113
Tabela 4.2 - Potência elétrica consumida pelas bombas do ciclo de potência	113
Tabela 4.3 - Parâmetros de desempenho da simulação anual da planta ...	120
Tabela 4.4 - Parâmetros de desempenho da planta para doze dias selecionados	123
Tabela 4.5 - Armazenamento de energia da planta para doze dias selecionados	123
Tabela 4.6 - Principais parâmetros da planta Fresnel de comparação.	124
Tabela 4.7 - Resultados da simulação anual da planta de comparação	125
Tabela 4.8 - Principais parâmetros da planta de calhas parabólicas no SAM.....	126
Tabela 4.9 - Comparação entre a planta Fresnel e a planta de calhas parabólicas.....	127

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CSP	<i>Concentrating Solar Power</i>
DLR	<i>Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt</i>
DISS	<i>Direct Solar System</i>
DNI	<i>Direct Normal Irradiation</i>
DSG	<i>Direct Steam Generation</i>
EBSILON	<i>Energy balance and simulation of the load response of power generating or process controlling network structures</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GEE	Gases de efeito estufa
HTF	<i>Heat Transfer Fluid</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IAM	<i>Incident Angle Modifier</i>
IBICT	Instituto Brasileiro de Informação em Ciência e Tecnologia
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
LCOE	<i>Levelized Cost of Energy</i>
MCG	Mudanças climáticas globais
MS	Múltiplo solar
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i>
PCH	Pequena central hidrelétrica
PCM	<i>Phase Change Material</i>
PSA	<i>Plataforma Solar de Almería</i>
REN21	<i>Renewable Energy Policy Network for the 21st Century</i>
SAM	<i>System Advisor Model</i>
SEGS	<i>Solar Electric Generating Systems</i>
SWERA	<i>Solar and Wind Energy Resource Assessment</i>
TES	<i>Thermal Energy Storage</i>
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i>
TUSD	Tarifa de uso do sistema de distribuição
TUST	Tarifa de uso do sistema de transmissão

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

A	Área	m^2
\bar{c}_{P_l}	Calor específico médio na fase líquida	kJ/kgK
\bar{c}_{P_s}	Calor específico médio na fase sólida	kJ/kgK
Fr	Número de Froude	-
E	Energia	Wh
GW	Gigawatt	-
h	Entalpia específica	kJ/kg
IAM	Modificador do ângulo de incidência	-
IAM_i	Modificador do ângulo de incidência longitudinal	-
IAM_{trans}	Modificador do ângulo de incidência transversal	-
K	Modificador do ângulo de incidência	-
L	Comprimento	m
m	Massa	kg
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
MWe	Megawatt elétrico	-
MWt	Megawatt térmico	-
P	Pressão	bar
\dot{q}'_p	Perdas térmicas no coletor por unidade de comprimento	W/m
Q	Energia térmica armazenada	kJ
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
\dot{Q}_s	Taxa de calor absorvida pelo coletor	W
\dot{Q}_p	Perdas térmicas no coletor	W
T	Temperatura	K
T_m	Temperatura de fusão do material de mudança de fase	K
U	Coefficiente global de transferência de calor	$\text{kW/m}^2\text{K}$

UA	Condutância térmica	kW/K
v	Volume específico	m ³ /kg
\dot{W}	Potência	kW
We	Número de Weber	-
x	Título	-
\dot{x}	Título	-

Alfabeto grego:

α_s	Ângulo de altitude solar	°
β	Ângulo de inclinação do coletor	°
γ_c	Ângulo de azimuth do coletor	°
γ_s	Ângulo de azimuth solar	°
Δp_L	Queda de pressão (fase líquida apenas)	bar
Δp_R	Queda de pressão do escoamento bifásico	bar
ΔT	Diferença de temperatura no coletor	K
ΔT_m	Diferença de temperatura média logarítmica	K
ζ	Fator de atrito	-
λ	Calor de fusão	kJ/kg
η	Viscosidade dinâmica	kg · m ⁻¹ · s ⁻¹
η	Eficiência	-
η_{bomba}	Eficiência isentrópica da bomba	-
η_{turb}	Eficiência isentrópica da turbina	-
η_{opt}	Eficiência óptica	-
$\eta_{opt,0^\circ}$	Eficiência óptica de pico	-
θ_i	Ângulo de incidência longitudinal	°
θ_{long}	Ângulo longitudinal	°
θ_{trans}	Ângulo de incidência transversal	°
θ_z	Ângulo de zênite	°
ρ	Massa específica	kg · m ⁻³
ϕ_L^2	Multiplicador bifásico	-

Subscritos:

amb	Ambiente
BP	Bloco de potência
CP	Carga parcial
CS	Campo solar
col	Coletor solar
cond	Condensador
ele	Elétrica
líq	Valor líquido
mec	Mecânica
Ref	Condição nominal ou de referência
sat	Saturação
turb	Turbina

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	MOTIVAÇÃO	31
1.2	OBJETIVOS	35
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	35
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	37
2.1	ENERGIA HELIOTÉRMICA	37
2.2	TECNOLOGIA FRESNEL.....	43
2.2.1	Características principais	43
2.2.2	Eficiência óptica	45
2.2.3	Eficiência térmica	48
2.3	GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR (DSG).....	50
2.4	ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA (TES)	54
2.4.1	Classificação dos sistemas TES	54
2.4.2	Sistemas de armazenamento de calor sensível	55
2.4.2.1	Acumulador de vapor.....	55
2.4.2.2	Mecanismo de duplo tanque direto	56
2.4.2.3	Mecanismo de duplo tanque indireto	57
2.4.3	Sistemas de armazenamento de calor latente	58
2.4.4	Propostas de armazenamento térmico para plantas	
DSG	59
3	MODELAGEM DA PLANTA	69
3.1	EBSILON® PROFESSIONAL	69
3.2	CAMPO SOLAR	69
3.2.1	Escolha da localidade	70
3.2.2	Irradiância de projeto	72
3.2.3	Múltiplo solar	73
3.2.4	Modelo do laço de coletores	74
3.2.4.1	Coletor Fresnel	75
3.2.4.2	Separador líquido-vapor.....	79
3.2.4.3	Injetor de água.....	80
3.2.4.4	Bomba de recirculação.....	80
3.2.5	Parâmetros nominais do campo solar	80
3.2.6	Principais hipóteses simplificativas	83
3.3	BLOCO DE POTÊNCIA	83
3.3.1	Escolha da potência da planta	83
3.3.2	Modelo do ciclo de Rankine	84

3.3.3	Modelos dos componentes do ciclo Rankine	87
3.3.3.1	Turbina a vapor.....	87
3.3.3.2	Condensador	90
3.3.3.3	Preaquecedores	92
3.3.3.4	Desaerador	94
3.3.3.5	Válvulas de condensado.....	94
3.3.3.6	Bombas	95
3.3.3.7	Motores.....	97
3.3.3.8	Gerador	97
3.3.4	Parâmetros nominais do bloco de potência	98
3.3.5	Principais hipóteses simplificativas.....	99
3.4	ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA	99
3.4.1	Descrição do sistema proposto	99
3.4.2	Descrição dos componentes do sistema.....	101
3.4.2.1	Tanques de armazenamento.....	101
3.4.2.2	Unidade de armazenamento de calor latente.....	102
3.4.2.3	Dessuperaquecedor	104
3.4.2.4	Preaquecedor.....	106
3.4.2.5	Superaquecedor.....	108
3.4.3	Parâmetros nominais do sistema de armazenamento
	109
3.4.4	Principais hipóteses simplificativas.....	110
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	111
4.1	PERFORMANCE DA PLANTA.....	111
4.1.1	Geração e eficiência térmica do campo solar.....	111
4.1.2	Eficiência térmica do bloco de potência	112
4.1.3	Capacidade de armazenamento de energia da planta....
	114
4.2	SIMULAÇÃO ANUAL DA PLANTA.....	116
4.3	SIMULAÇÃO DA PLANTA PARA DIAS SELECIONADOS.
	123
4.4	COMPARAÇÃO COM O SAM (SYSTEM ADVISOR MODEL)	124
4.5	COMPARAÇÃO COM UMA PLANTA DE CALHAS PARABÓLICAS	126
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	129
5.1	CONCLUSÕES	129
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	130

REFERÊNCIAS	131
APÊNDICE A	139
APÊNDICE B	143
APÊNDICE C	147

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

O crescimento progressivo das energias renováveis na matriz energética mundial é uma tendência consolidada. Dados do *Renewable Energy Policy Network for the 21st Century* (REN21, 2017) apontam que nos últimos treze anos, a capacidade instalada total das fontes de geração renovável apresentou uma elevação superior a 150 %, saltando de cerca de 800 GW em 2004 para, aproximadamente, 2000 GW em 2016. Desse total, a geração hidráulica corresponde a pouco mais de 54%, com uma capacidade instalada de 1096 GW, seguida das energias eólica, com 24%, e solar fotovoltaica, com 15%. A energia solar fotovoltaica é, por sinal, aquela que apresentou a maior evolução no período considerado, com crescimentos anuais expressivos, de 20 até 90%. A energia eólica também experimentou uma ascensão significativa, saindo de 48 GW em 2004 para 487 GW de capacidade instalada em 2016. Esse cenário de expansão dos investimentos em fontes renováveis se deve, principalmente, a questões estratégicas, vinculadas diretamente a tentativa de se reduzir a dependência da economia em relação aos combustíveis fósseis. Aliada aos fatores estratégicos, encontra-se também a questão ambiental, relacionada aos problemas envolvendo as mudanças climáticas globais (MCG) em decorrência das elevadas emissões dos gases de efeito estufa (GEE) na atmosfera.

Uma das razões que limitam uma expansão ainda maior das energias renováveis é a baixa despachabilidade das mesmas. A produção de energia a partir de fontes renováveis, devido a seu caráter intermitente, possui uma capacidade restrita de ajustar a geração conforme a demanda, acarretando, assim, uma diminuição da confiabilidade do suprimento energético (BRAND et al., 2012). Tal fato é uma das explicações para a baixa participação das energias renováveis na produção global de eletricidade, de apenas 24,5% (REN21, 2017).

Minimizar os efeitos da intermitência das fontes de geração renovável é possível a partir de soluções como o desenvolvimento de sistemas de armazenamento de energia, que permitem um maior equilíbrio entre a produção e a demanda energética. Desta forma, as tecnologias de armazenamento garantem eficiência, confiabilidade e segurança ao sistema de geração elétrica, ao proporcionar uma série de benefícios à matriz energética de um modo geral, tais como (FERREIRA et al., 2013; ANEEL, 2016; COSTA, 2014):

- ✓ Flexibilidade e estabilidade;
- ✓ Nivelamento da geração decorrente do deslocamento temporal de energia;
- ✓ Benefícios ambientais a partir da minimização do uso de combustíveis fósseis em usinas térmicas nos horários de pico;
- ✓ Possibilidade de postergar investimentos em geração, transmissão e distribuição;
- ✓ Redução do custo da energia.

Uma das fontes renováveis que apresenta maior potencial de integração com sistemas de armazenamento de energia é a tecnologia de concentração de energia solar (CSP, do inglês *Concentrating Solar Power*). Também conhecida como geração termossolar ou energia heliotérmica, a tecnologia CSP consiste na concentração da radiação solar direta em um ponto ou linha focal utilizando espelhos. Em um receptor, um fluido de transferência de calor (geralmente um óleo sintético) coleta a energia térmica absorvida, posteriormente utilizada para aquecer água por intermédio de um sistema de trocadores de calor, produzindo-se, assim, o vapor que alimenta uma turbina em um ciclo de Rankine (ZHANG et al., 2013). Esse vapor pode também ser gerado diretamente nos coletores do campo solar sob níveis de pressão e temperatura elevados, eliminando a necessidade de trocadores de calor ao substituir óleo por água, numa tecnologia conhecida como geração direta de vapor (DSG, do inglês *Direct Steam Generation*). A tecnologia CSP possui como uma de suas principais vantagens a possibilidade de integração com um sistema de armazenamento de energia térmica (TES, do inglês *Thermal Energy Storage*). O TES propicia às plantas termossolares alta despachabilidade e confiabilidade, qualidades apontadas como diferenciais quando se compara a tecnologia CSP com outras fontes renováveis de caráter intermitente (BRAND et al., 2012).

As principais tecnologias heliotérmicas se resumem, basicamente, a quatro tipos: calhas parabólicas, torre central, Fresnel e pratos parabólicos. Dentre elas, a mais consolidada é a tecnologia de calhas parabólicas, que em 2011 era responsável por cerca de 96% da capacidade instalada de geração termossolar no mundo (GARCÍA et al, 2011). Nos últimos anos, porém, a tecnologia Fresnel tem se apresentado como uma alternativa bastante promissora devido, principalmente, ao seu potencial econômico, associado ao custo mais baixo dos espelhos Fresnel, e à facilidade de adaptação à tecnologia DSG (IEA, 2010).

No Brasil, as energias renováveis apresentam um quadro bastante particular, bem diferente do cenário observado no restante do mundo. De acordo com dados do Balanço Energético Nacional 2016 (EPE, 2017), a matriz energética brasileira é uma das mais limpas do planeta, com uma participação de renováveis de quase 44%, sendo que, aproximadamente, 82% da geração elétrica no país é proveniente de fontes de caráter renovável. A grande participação de renováveis na matriz elétrica brasileira se deve, principalmente, a geração hidráulica, responsável por 68,1% da produção de eletricidade no Brasil. A biomassa responde por 8,2% e a energia eólica por 5,4%. A energia solar não chega a 0,1%.

Embora a produção de energia elétrica no Brasil seja prioritariamente renovável, a matriz elétrica brasileira ainda apresenta um baixo nível de diversificação, como consequência da elevada dependência da geração hidráulica. A expansão da capacidade de geração elétrica do país baseada na construção de usinas hidrelétricas encontra resistências de ordem social e ambiental. Cerca de 60% do potencial hidráulico restante do Brasil encontra-se na bacia amazônica (EPE, 2007), tornando inevitável o alagamento de florestas e o deslocamento de populações nativas. As pressões políticas em decorrência desses empecilhos limitam a construção de usinas com grandes reservatórios, ocasionando o aumento gradativo de usinas a fio d'água. A impossibilidade de construir reservatórios impede o acúmulo de água durante o período úmido, o que implica em forte vulnerabilidade do setor elétrico brasileiro durante secas severas, como tem ocorrido em períodos recentes. A estratégia adotada pelo país para superar a intermitência sazonal da geração hidráulica tem sido ampliar o uso de usinas termelétricas para complementar a geração de energia, reforçando o modelo 'hidrotérmico' do sistema elétrico brasileiro (ARAÚJO, 2009). Tal decisão implica no indesejável crescimento de emissões pelo Brasil de gases de efeito estufa na atmosfera, uma vez que essas usinas são quase sempre supridas com combustíveis fósseis como o carvão e o gás natural.

Outro aspecto importante em relação à matriz energética brasileira diz respeito às possíveis consequências trazidas pelas mudanças climáticas globais. Um estudo desenvolvido por LUCENA (2010) aponta que as alterações do clima previstas pelos cenários A2 e B2 do Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC, do inglês *Intergovernmental Panel on Climate Change*) poderão afetar significativamente a energia hidráulica. Segundo o autor, a energia firme¹

¹ A energia firme corresponde a máxima produção de energia de uma usina considerando a sequência mais seca do histórico de vazões (ANEEL, 2005).

das hidrelétricas poderá sofrer uma queda de aproximadamente 30% até 2035. Tal redução poderá chegar a 77% na bacia do São Francisco e 36% na bacia do Amazonas. Por outro lado, é previsto um crescimento expressivo do potencial da energia eólica. Projeções climáticas mostram que as velocidades médias do vento aumentarão consideravelmente nas áreas litorâneas do país até o final do século, principalmente nas regiões norte e nordeste. É previsto para as áreas costeiras um alto número de ocorrências de elevadas velocidades do vento, acima de 8,5 m/s (LUCENA et al., 2010). Também existem estudos sobre os impactos das MCG sobre a cana-de-açúcar, cujo bagaço é o principal combustível utilizado em plantas termelétricas movidas à biomassa. De acordo com SCHAEFFER et al. (2012), nenhum impacto significativo foi observado, embora algumas mudanças geográficas das colheitas possam ocorrer.

A conjuntura apresentada evidencia uma perspectiva de elevação da vulnerabilidade do setor elétrico brasileiro nas próximas décadas, em consequência do aumento do caráter intermitente da geração elétrica no país. Nesse sentido, revela-se a importância de se promover a diversificação da matriz elétrica brasileira a partir de fontes renováveis alternativas à hidreletricidade e investir em sistemas de armazenamento de energia, além de estudar a possibilidade de integração entre fontes intermitentes. Diante desse contexto, uma ação fundamental é incentivar o uso da energia solar, cuja participação na matriz elétrica brasileira ainda é irrelevante dado o amplo potencial disponível no país.

Conforme destaca MARTINS et al. (2008), todas as regiões brasileiras recebem uma irradiação solar maior do que a de muitos dos países europeus, onde inúmeros projetos de energia solar têm sido implementados como resultado de uma boa regulamentação energética para renováveis. A irradiação média anual no Brasil varia de 1.200 a 2.400 kWh/m²/ano, valores superiores a países como a Alemanha (900 a 1.250 kWh/m²/ano), França (900 a 1.650 kWh/m²/ano) e Espanha (1.200 a 1.850 kWh/m²/ano) (EPE, 2012). Na região Nordeste, a irradiação solar média mensal, além de ser superior à dos países ibéricos, possui uma variabilidade mensal bem inferior (INPE, 2017).

Em relação à tecnologia heliotérmica, os locais com maior potencial para a construção de plantas termossolares no Brasil estão na região semiárida do Nordeste, onde a energia solar direta cumulativa anual atinge 2,2 MWh/m² e a média diária de irradiação solar direta é superior a 5,0 kWh/m²/dia (MARTINS et al., 2012). Nessa região, especialmente na bacia do Rio São Francisco, encontram-se excelentes condições topográficas, acesso a redes de transmissão e distribuição, água de resfriamento, acesso a rodovias, baixa velocidade do vento e

temperatura ambiente moderada com pequena variação diária. Além disso, essa região está localizada próxima à linha do Equador, garantindo vantagens ópticas significativas (IEA, 1998).

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste estudo é desenvolver o modelo de uma planta Fresnel com geração direta de vapor e armazenamento de energia térmica. Pretende-se avaliar a performance anual de tal planta para a cidade de Bom Jesus da Lapa/BA, localizada na região do semiárido nordestino. Foram estabelecidos como objetivos específicos:

- ✓ Determinar a produção de energia e a eficiência térmica do campo solar durante um ano meteorológico típico;
- ✓ Avaliar a distribuição anual da geração elétrica, bem como o fator de capacidade e a eficiência solar-elétrica da planta;
- ✓ Analisar a capacidade de armazenamento de energia da planta ao longo de um ano de operação;

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O conteúdo deste trabalho é dividido em cinco capítulos. No Capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica, que se inicia com uma breve apresentação a respeito da energia heliotérmica. Posteriormente, são realizadas abordagens sobre as tecnologias Fresnel e de geração direta de vapor. O capítulo se encerra com uma exposição acerca dos sistemas de armazenamento de energia térmica em plantas heliotérmicas, com enfoque para plantas que utilizam a tecnologia DSG.

No Capítulo 3, é mostrada a metodologia aplicada para a realização do trabalho. São apresentados detalhes a respeito do *software* de simulação utilizado e da modelagem de cada um dos três subsistemas que compõem a planta: campo solar, bloco de potência e sistema de armazenamento térmico.

No Capítulo 4, são descritos os resultados encontrados a partir da simulação da planta. Parâmetros globais de performance anual como geração elétrica, fator de capacidade e eficiência solar-elétrica da planta são apresentados nessa seção. Uma comparação com os resultados obtidos através de outra ferramenta de simulação também é realizada.

No Capítulo 5, estão reunidas as principais conclusões do trabalho. Ao final, também são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ENERGIA HELIOTÉRMICA

Existem, basicamente, dois mecanismos de conversão da energia solar em energia elétrica: a solar fotovoltaica e a heliotérmica. Na geração heliotérmica, espelhos são utilizados para concentrar a radiação solar direta em superfícies receptoras, aquecendo um fluido de trabalho a elevadas temperaturas. A energia térmica coletada é convertida em energia elétrica por meio de ciclos termodinâmicos do tipo Rankine, Brayton e Stirling.

As quatro principais tecnologias de geração heliotérmica são apresentadas na Figura 2.1. Essas tecnologias podem ser classificadas de acordo com o tipo de foco e de receptor (IEA, 2014).

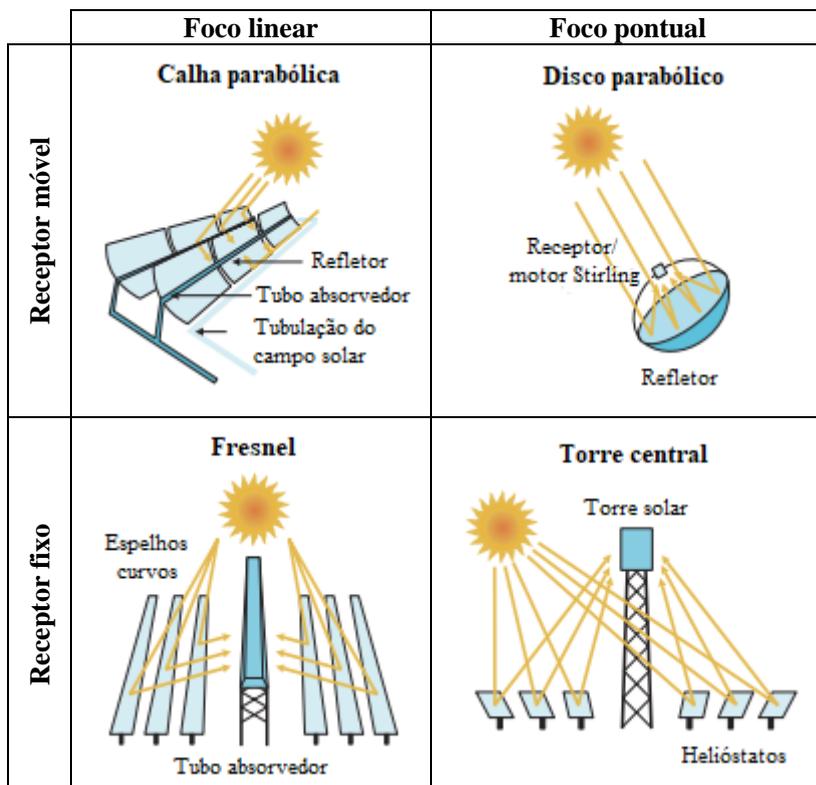


Figura 2.1 - Principais tecnologias de geração heliotérmica

Fonte: Adaptado e traduzido de IEA (2014)

Quanto ao tipo de foco, existem tecnologias de foco linear e foco pontual. Dois tipos de receptor são utilizados: móvel e fixo, a partir dos quais também é possível classificar as tecnologias heliotérmicas.

São duas as tecnologias de foco linear: a de calhas parabólicas e a Fresnel. Na tecnologia de calhas parabólicas o receptor é móvel e os coletores são formados, basicamente, por uma superfície refletora de formato parabólico e um receptor posicionado ao longo da linha focal. Quando a parábola está apontada para o sol, os raios paralelos incidentes e perpendiculares ao plano de abertura da parábola são refletidos para o receptor e concentrados em uma superfície de área bem menor do que a área de abertura. A radiação solar direta é então aproveitada na forma de calor útil pelo aquecimento do fluido de trabalho que circula no coletor (KALOGIROU, 2009). A ideia básica dos coletores lineares do tipo Fresnel é tentar seccionar um refletor parabólico em várias partes, alinhando cada uma dessas partes horizontalmente e deixando-as rastrear o sol de maneira individual (HÄBERLE et al., 2014). Os coletores Fresnel são formados por espelhos planos ou ligeiramente curvos (com grandes raios de curvatura), que refletem a radiação solar direta para um tubo absorvedor fixo também posicionado ao longo da linha focal.

Em relação as tecnologias de foco pontual, destacam-se duas: a de torre central e a de disco parabólico. Na tecnologia de torre central, um campo solar formado por espelhos planos, chamados helióstatos, coleta e concentra a radiação direta em um receptor fixo posicionado no alto de uma torre, onde a energia térmica é transferida para um fluido de trabalho (KALOGIROU, 2009). Na tecnologia de disco parabólico, um coletor concentra a radiação solar em um receptor localizado no foco pontual do disco. A energia térmica absorvida pelo receptor é utilizada na operação de um motor Stirling acoplado a um gerador, a partir do qual é possível produzir energia elétrica (KALOGIROU, 2009).

Na Tabela 2.1, é mostrado um resumo comparativo entre as quatro principais tecnologias de geração heliotérmica. A partir de valores típicos encontrados na literatura são apresentadas algumas das diferenças construtivas e de desempenho entre cada uma dessas tecnologias. Os parâmetros de desempenho apresentados na Tabela 2.1 servem apenas como um referencial, uma vez que não é simples estabelecer uma comparação entre as performances de plantas heliotérmicas de diferentes tecnologias. A performance de uma planta depende de uma série de fatores, tais como: localidade, capacidade de geração, fluido de trabalho, horas de armazenamento de energia térmica, hibridização, dentre outros aspectos.

Tabela 2.1 – Comparação a partir de características típicas das principais tecnologias de geração com concentração heliotérmica

	Calha parabólica	Torre central	Fresnel	Disco parabólico
Foco	Linear	Pontual	Linear	Pontual
Receptor	Móvel	Fixo	Fixo	Móvel
Rastreamento do sol	1 eixo	2 eixos	1 eixo	2 eixos
Declividade máxima do campo solar (%)	< 1-2	< 2-4	< 4	10% ou mais
Fluido de trabalho	Óleo sintético	Sal fundido	Água	-
Temperatura do fluido de trabalho (°C)	393	565	270	-
Ciclo de potência	Rankine	Rankine	Rankine	Stirling
Capacidade típica (MW)	1-250	1-400	1-125	0,01-0,025
Eficiência de pico da planta (%)	14-20	23-35	18	30
Eficiência anual solar-elétrica (%)	11-16	7-20	13	12-25
Fator de capacidade anual (%)	25-43	55	22-24	25-28

Fonte: IRENA (2012), IEA (2014) e SolarPACES (2016)

Os Estados Unidos são o país pioneiro em relação à exploração do potencial da tecnologia heliotérmica no mundo. As primeiras plantas termossolares de grande porte foram construídas na década de 1980, no deserto de Mojave, na Califórnia. Trata-se de um conjunto de nove plantas, denominadas SEGS (*Solar Electric Generating Systems*), que utilizam a tecnologia de calhas parabólicas e possuem uma capacidade instalada total de cerca de 350 MW (BURGI, 2013). Atualmente, boa parte das plantas que formam as SEGS continuam em operação, sendo que apenas as SEGS I e II estão desativadas (NREL, 2017).

Após a falência, em 1991, da empresa *Luz International*, responsável pelo investimento na construção das SEGS, ocorreu um longo período de incertezas em relação à tecnologia heliotérmica. Esse cenário se alterou, principalmente, a partir de um projeto audacioso do governo espanhol, que criou políticas de incentivo específicas para as energias renováveis, por meio de uma tarifa *feed-in*². A retomada dos investimentos permitiu a construção, em 2007, da *Planta Solar 10 (PS10)* e de dezenas de outras plantas de até 50 MW, na Espanha, nos anos subsequentes (BURGI, 2013).

A Figura 2.2 apresenta a evolução anual de potência instalada, de 2006 até 2016, da energia heliotérmica no mundo. Atualmente, a geração termossolar possui uma capacidade instalada total de cerca de 5,0 GW. Nota-se uma significativa evolução desse tipo de geração nos últimos anos, principalmente na Espanha e nos Estados Unidos, os dois países que dominam esse mercado.

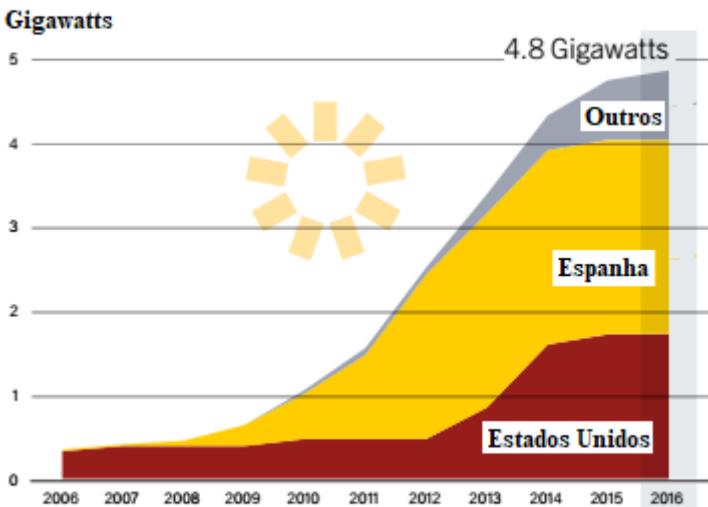


Figura 2.2 - Evolução anual da geração termossolar no mundo

Fonte: Adaptado e traduzido de REN21 (2017)

Na Figura 2.2, também é possível observar uma estagnação de novos investimentos nos Estados Unidos e na Espanha, principalmente, a partir de 2014. De acordo com dados do SolarPACES (2017), não está prevista a construção de nenhuma nova planta nesses dois países nos

² Tarifação diferenciada destinada a empreendimentos de fontes renováveis, como forma de incentivo (ANEEL, 2010)

próximos anos, enquanto a China deve assumir um forte protagonismo. Entre projetos em construção ou em desenvolvimento, estão previstos 21 novos empreendimentos de geração heliotérmica na China, totalizando uma capacidade instalada de cerca de 1500 MW. Uma elevada expansão também é esperada no Chile, onde estão previstas quatro novas plantas, capazes de gerar perto de 1200 MW. Existem ainda projetos em construção ou em desenvolvimento em mais dez países, totalizando aproximadamente 1500 MW de capacidade instalada.

No Brasil, a geração termossolar ainda é incipiente. Está em fase de implantação uma planta-piloto de coletores de calhas parabólicas com capacidade instalada de 1 MW na cidade de Petrolina/PE. Ainda estão previstos mais dois empreendimentos de pequeno porte. São duas torres solares capazes de gerar 100 kW nas cidades Pirassununga/SP e Caiçara do Rio do Vento/RN (IBICT, 2017).

Na Figura 2.3 é apresentada a distribuição por tecnologia da geração termossolar no mundo. Nota-se que o mercado ainda é amplamente dominado pela tecnologia de calhas parabólicas, com cerca de 84%. As tecnologias de torre central e Fresnel respondem por 13% e 3%, respectivamente. A participação da tecnologia de disco parabólico ainda é desprezível.

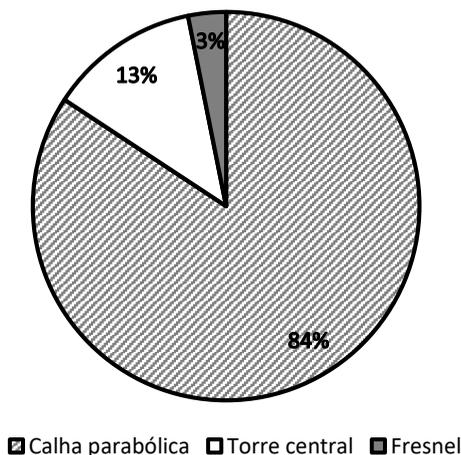


Figura 2.3 - Geração heliotérmica no mundo por tecnologia.

Fonte: SolarPACES (2017)

O cenário apresentado na Figura 2.3 deve sofrer mudanças consideráveis em um futuro próximo. A distribuição por tecnologia dos

projetos de plantas heliotérmicas em construção ou em desenvolvimento no mundo é mostrada na Figura 2.4. Em relação aos empreendimentos em construção (Figura 2.4a), cerca de 46 % se refere à tecnologia de torre central e 52 % à de calhas parabólicas. Já em relação aos projetos em desenvolvimento (Figura 2.4b), a participação da tecnologia de torre é de quase 72 % contra apenas 20 % da de calha parabólica. A presença da tecnologia Fresnel ainda é tímida (cerca de 2% no cenário apresentado pela Figura 2.4a), mas tende a crescer, com quase 8% dos projetos em desenvolvimento.

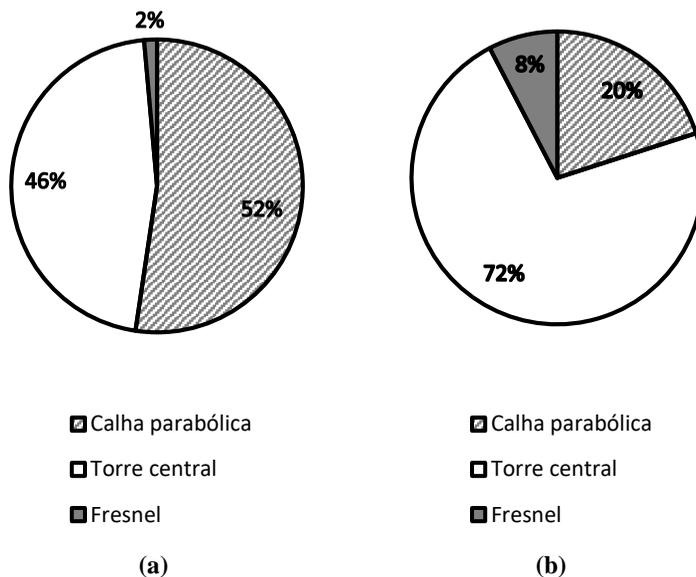


Figura 2.4 - Distribuição por tecnologia da geração termossolar no mundo em: (a) projetos em construção e (b) projetos em desenvolvimento

Fonte: SolarPACES (2017)

A tendência de crescimento da geração utilizando torre central se deve, principalmente, ao fato de que essa tecnologia é capaz de atingir temperaturas mais elevadas, alcançando maiores eficiências de conversão (SolarPACES, 2016). Por outro lado, uma das razões pelas quais a tecnologia de disco parabólico não aparece em nenhum cenário é o fato de que ela não é apropriada para aplicações em larga escala (SolarPACES, 2016), embora apresente potencial de aplicação na geração distribuída em regiões áridas (BURGI, 2013).

2.2 TECNOLOGIA FRESNEL

Nesta seção será apresentada com maior nível de detalhamento a tecnologia de concentradores lineares do tipo Fresnel, tema de estudo deste trabalho.

2.2.1 Características principais

A Figura 2.5 apresenta o esquema básico de funcionamento de um coletor Fresnel em operação. Fileiras de espelhos dispostas paralelamente concentram a radiação solar direta incidente em um receptor posicionado na linha focal. A energia térmica absorvida é utilizada para aquecer um fluido de trabalho que escoar no interior do tubo absorvedor localizado no receptor.

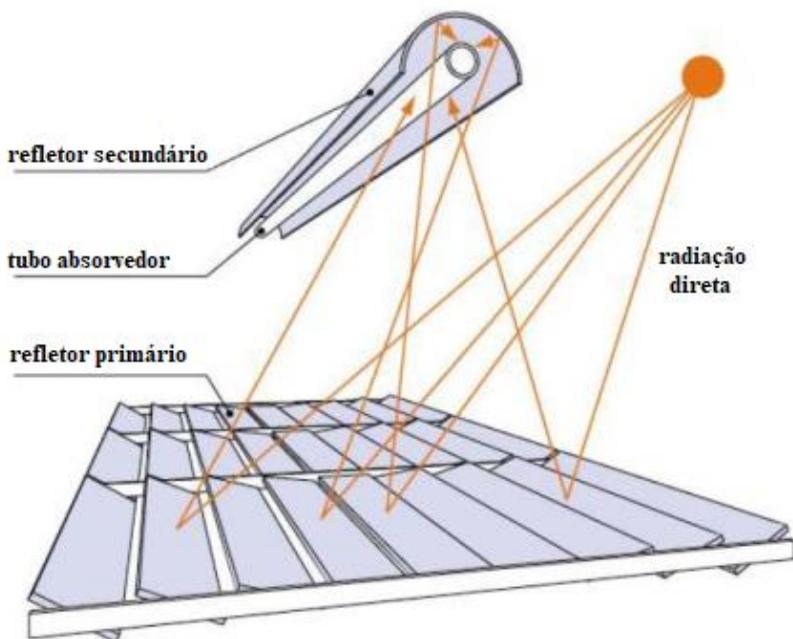


Figura 2.5 - Concentrador linear do tipo Fresnel

Fonte: Traduzido de SILVA (2013)

Os concentradores lineares do tipo Fresnel se assemelham aos coletores de calha parabólica. As fileiras de espelhos planos ou levemente curvados são posicionadas numa linha horizontal de modo a reproduzir o

efeito alcançado por um refletor parabólico. A principal vantagem dos sistemas Fresnel é a simplicidade de projeto dos espelhos e do receptor, permitindo menores custos de investimento em comparação com outras tecnologias (IEA, 2010). O fato de o receptor ser fixo também facilita a geração direta de vapor no tubo absorvedor e permite o uso de temperaturas mais elevadas, garantindo maiores eficiências de conversão da planta. Em contrapartida, os coletores Fresnel possuem eficiência óptica menor, especialmente no início da manhã e no final da tarde e também durante o inverno (IEA, 2014).

Uma outra vantagem importante da tecnologia Fresnel em relação às outras tecnologias de geração heliotérmica se refere à eficiência no uso do terreno. Menos área de terreno é necessária à medida em que a distância entre as fileiras de espelhos é muito menor, permitindo que a área de espelhos ocupe 65-90% do terreno requerido. Por outro lado, os coletores de calha parabólica cobrem apenas 33 % da área da planta em razão do considerável espaço necessário entre as fileiras de espelhos para evitar o mútuo sombreamento (THE WORLD BANK, 2012).

Até o ano de 2010, apenas algumas plantas pilotos usando concentradores Fresnel estavam em operação no mundo. Desde então, vários projetos de maior porte têm sido desenvolvidos (IEA, 2014). Na Tabela 2.2 são apresentados os principais empreendimentos de tecnologia Fresnel no mundo.

Tabela 2.2 - Plantas Fresnel no mundo

Projeto	Capacidade (MW)	País	Situação
Dacheng	50	China	Em desenvolvimento
Dadri	14	Índia	Em construção
Dhursar	125	Índia	Em operação
eCare	1	Marrocos	Sob contrato
eLLO	9	França	Em construção
IRESN	1	Marrocos	Em construção
Kimberlina	5	EUA	Fora de operação
Liddell	3	Austrália	Fora de operação
Puerto Errado I	1,4	Espanha	Em operação
Puerto Errado II	30	Espanha	Em operação
Rende	1	Itália	Em operação
Urat	50	China	Em desenvolvimento
Zhangbei	50	China	Em desenvolvimento
Zhangjiakou	50	China	Em desenvolvimento

Fonte: SolarPACES (2017)

- ✓ Azimute solar (γ_s): ângulo entre o norte e a projeção do sol no plano horizontal;
- ✓ Azimute do coletor (γ_c): ângulo entre o norte e a orientação de abertura do coletor;
- ✓ Ângulo longitudinal (θ_{long}): ângulo entre o zênite e a projeção da linha do sol no plano longitudinal;
- ✓ Ângulo de incidência longitudinal (θ_i): ângulo entre a linha do sol e a linha de interseção entre o plano de incidência e o plano transversal;
- ✓ Ângulo de incidência transversal (θ_{trans}): ângulo entre o zênite e a projeção da linha do sol no plano transversal;

A eficiência óptica de um coletor Fresnel é definida por:

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,0^\circ} \cdot IAM_i \cdot IAM_{trans} \quad (2.1)$$

em que $\eta_{opt,0^\circ}$ é a eficiência óptica de pico, IAM_i é o modificador do ângulo de incidência longitudinal e IAM_{trans} é o modificador do ângulo de incidência transversal.

A eficiência óptica de pico é obtida quando a incidência da radiação direta é normal ao plano de abertura dos espelhos, ou seja, quando $\theta_i = 0^\circ$ e $\theta_{trans} = 0^\circ$, e corresponde à máxima eficiência óptica atingida pelo coletor Fresnel.

Os modificadores dos ângulos de incidência (IAM , do inglês *Incident Angle Modifier*) são calculados em função dos ângulos de incidência longitudinal e transversal, de acordo com curvas características como as que são apresentadas na Figura 2.7.

Os ângulos de incidência longitudinal (θ_i) e transversal (θ_{trans}) podem ser calculados utilizando-se as seguintes relações (STINE, 1985):

$$\cos(\theta_i) = \sqrt{1 - (\cos(\alpha_s) \cdot \cos(\gamma_s))^2} \quad (2.2)$$

$$\text{tg}(\theta_{trans}) = \frac{|\text{sen}(\gamma_s)|}{\text{tg}(\alpha_s)} \quad (2.3)$$

onde α_s é a altitude solar e γ_s é o ângulo de azimute solar. As Equações 2.2 e 2.3 foram obtidas considerando-se que o ângulo de inclinação do coletor em relação ao plano horizontal é nulo ($\beta = 0^\circ$) e que o eixo do coletor está posicionado na direção norte-sul ($\gamma_c = 0^\circ$), rastreado o sol

na direção leste-oeste. Detalhes de como calcular os ângulos solares α_s e γ_s podem ser obtidos em DUFFIE e BECKMAN (1991).

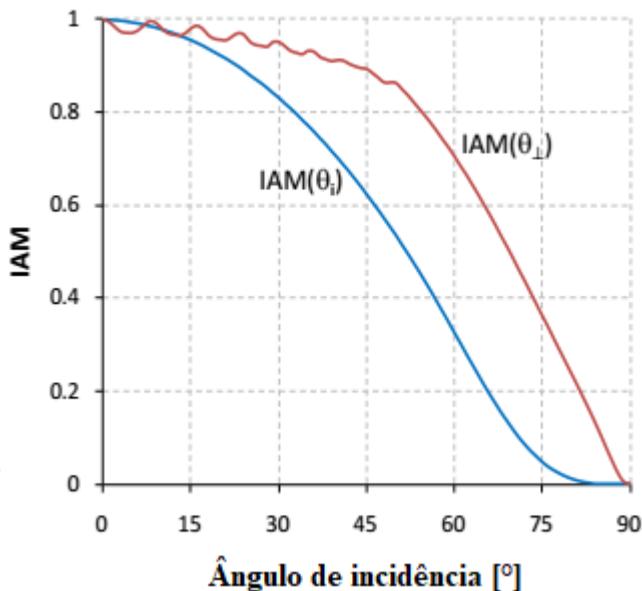


Figura 2.7 - Modificadores dos ângulos de incidência

Fonte: Traduzido de SILVA (2013)

A redução da eficiência óptica dos coletores Fresnel, calculada a partir dos modificadores dos ângulos de incidência longitudinal e transversal, se deve basicamente a três efeitos: perdas por efeito cosseno, sombreamento e bloqueio dos raios de sol. Tais efeitos são ilustrados na Figura 2.8.

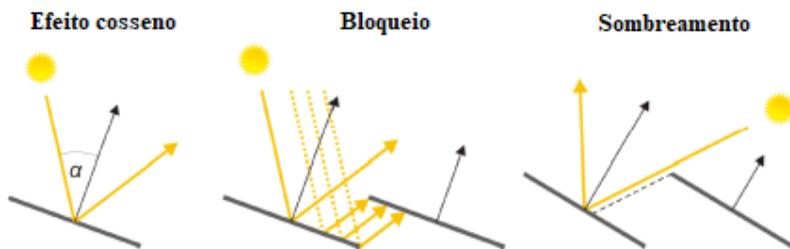


Figura 2.8 - Perdas ópticas em coletores Fresnel

Fonte: Traduzido de FELDHOF (2012a)

2.2.3 Eficiência térmica

A eficiência térmica de coletores Fresnel depende, sobretudo, do tipo de receptor utilizado. Na Figura 2.9, são apresentados os principais tipos de receptor de concentradores Fresnel. Na Figura 2.9a, é mostrado um receptor de único tubo, não-evacuado, com refletor secundário e janela de vidro embaixo. Na Figura 2.9b, tem-se um receptor de único tubo, evacuado, com envelope de vidro concêntrico ao tubo absorvedor, sem janela de vidro embaixo. E por fim, na Figura 2.9c, é apresentado um receptor de múltiplos tubos, sem refletor secundário e com janela de vidro.

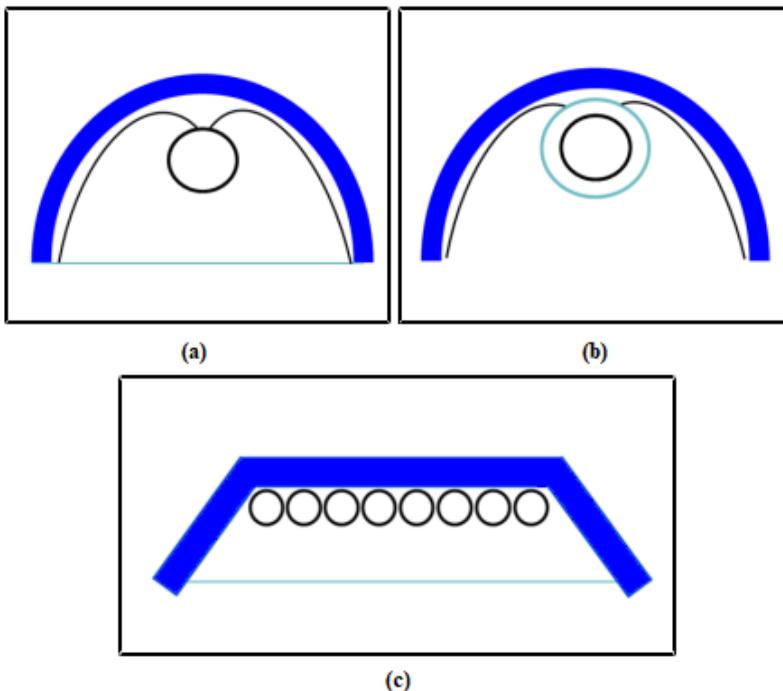


Figura 2.9 - Principais tipos de receptor de coletores Fresnel

Fonte: Adaptado de HÄBERLE et al. (2014)

Para aplicações que envolvem elevadas temperaturas, são utilizados, de modo geral, coletores com receptor de tubo único e refletor secundário. Na Figura 2.10, são apresentados os modelos de tubo não-evacuado (Figura 2.10a) e tubo evacuado (Figura 2.10b), produzidos pela empresa alemã Novatec Solar. O modelo de tubo não-evacuado é,

usualmente, utilizado como evaporador e alcança temperaturas de aproximadamente 310 °C. Já o modelo de tubo evacuado é, de modo geral, utilizado como superaquecedor e atinge temperaturas de até 550 °C (NREL, 2013).

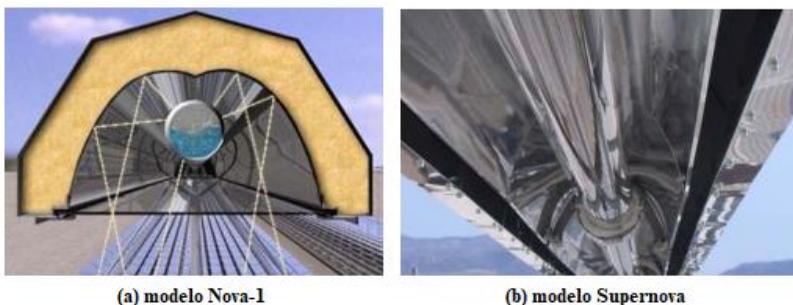


Figura 2.10 - Modelos de tubo não-evacuado (a) e evacuado (b) da Novatec Solar
Fonte: FELDHOFF (2012a)

As perdas térmicas do fluido de trabalho em coletores Fresnel devido aos mecanismos de radiação, convecção e condução são normalmente descritas por meio de correlações da forma (HÄBERLE et al., 2014):

$$\dot{q}'_p = u_0\Delta T + u_1\Delta T^2 + u_2\Delta T^3 + u_3\Delta T^4 \quad (2.4)$$

em que \dot{q}'_p são as perdas térmicas por unidade de comprimento, em W/m , ΔT é a diferença de temperatura entre a temperatura do absorvedor e a temperatura ambiente, em K , e u_0 , u_1 , u_2 e u_3 são coeficientes de perda térmica, em $W/(m \cdot K)$, $W/(m \cdot K^2)$, $W/(m \cdot K^3)$ e $W/(m \cdot K^4)$, respectivamente.

Para coletores de tubo não-evacuado, tem-se, de modo geral, $u_2 = u_3 = 0$ e correlações do tipo (NREL, 2013):

$$\dot{q}'_p = u_0\Delta T + u_1\Delta T^2 \quad (2.5)$$

No caso de coletores de tubo evacuado, tem-se, normalmente, $u_1 = u_2 = 0$ e correlações da forma (NREL, 2013):

$$\dot{q}'_p = u_0\Delta T + u_3\Delta T^4 \quad (2.6)$$

2.3 GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR (DSG)

Uma das configurações mais tradicionais utilizadas em plantas heliotérmicas é apresentada na Figura 2.11. Trata-se de uma planta de coletores de calha parabólica, na qual um óleo térmico é utilizado como fluido de trabalho. O óleo que entra no campo solar se aquece ao longo do laço de coletores até uma temperatura máxima de, aproximadamente, 400 °C. Posteriormente, o óleo aquecido passa por uma série de trocadores de calor, por meio dos quais ocorre a geração de vapor superaquecido, utilizado para alimentar uma turbina e produzir eletricidade.

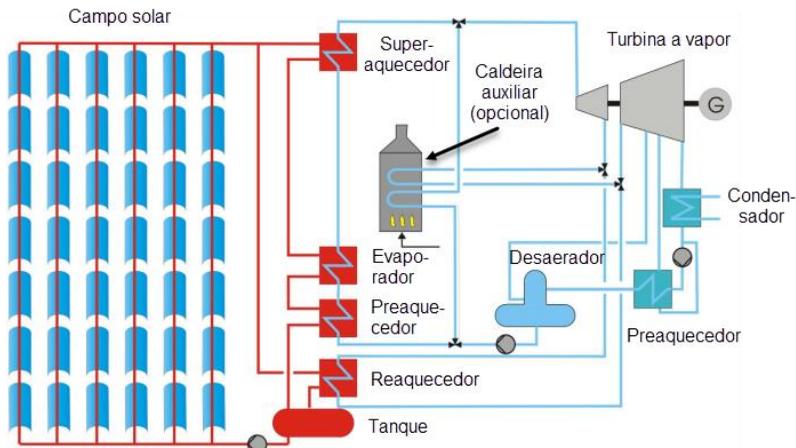


Figura 2.11 - Configuração típica de uma planta heliotérmica

Fonte: Adaptado de FELDHOFF (2012b)

O uso de óleo térmico como fluido de trabalho em plantas termosolares implica em riscos ambientais e restringe a eficiência do bloco de potência, em razão da limitação da temperatura máxima atingida pelo óleo (ZARZA et al., 2004a). Uma alternativa encontrada para superar os problemas mencionados é a geração direta de vapor (DSG) no campo solar, conforme ilustra a Figura 2.12. Na planta termosolar apresentada na Figura 2.12, tem-se uma configuração mais simples, em que o bloco de potência é alimentado diretamente pelo vapor superaquecido gerado no campo de coletores, eliminando a necessidade de trocadores de calor intermediários.

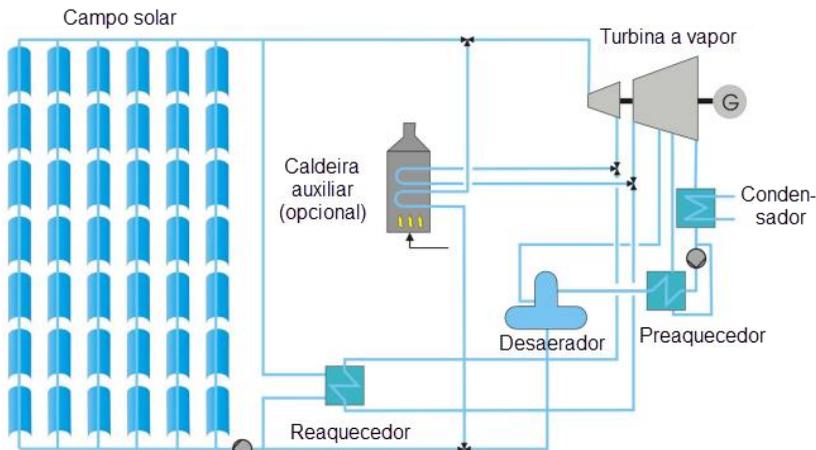


Figura 2.12 - Planta heliotérmica com geração direta de vapor

Fonte: Adaptado de FELDHOFF (2012b)

As principais vantagens da tecnologia DSG podem assim ser resumidas (ZARZA et al., 2004a):

- ✓ Ausência de risco de poluição ou incêndio devido ao uso de óleo térmico a temperaturas de, aproximadamente, 400 °C;
- ✓ Possibilidade de elevação da temperatura do vapor superaquecido, permitindo maiores eficiências de conversão no bloco de potência;
- ✓ A redução do tamanho do campo solar, reduzindo os custos de investimento;
- ✓ Redução dos custos relacionados à operação e manutenção da planta;

As desvantagens da tecnologia DSG estão relacionadas às dificuldades trazidas pela presença de um escoamento bifásico nos tubos absorvedores, a saber (ZARZA et al., 2004a):

- ✓ Controlabilidade do campo solar;
- ✓ Estabilidade do processo;
- ✓ Gradiente térmico nos tubos absorvedores.

A questão do gradiente térmico possui relação com o problema causado por um possível regime de escoamento estratificado nos tubos absorvedores. O escoamento estratificado provoca uma transferência de calor não-homogênea no tubo, causando uma grande diferença de temperatura entre a parte superior e inferior em uma mesma seção transversal do tubo absorvedor. Tal gradiente de temperatura pode destruir a tubulação devido às tensões térmicas (ZARZA et al., 2004a).

Existem três processos básicos para a geração direta de vapor nos tubos absorvedores de concentradores lineares, conhecidos como: recirculação, único passo e injeção. Tais processos são apresentados esquematicamente na Figura 2.13.

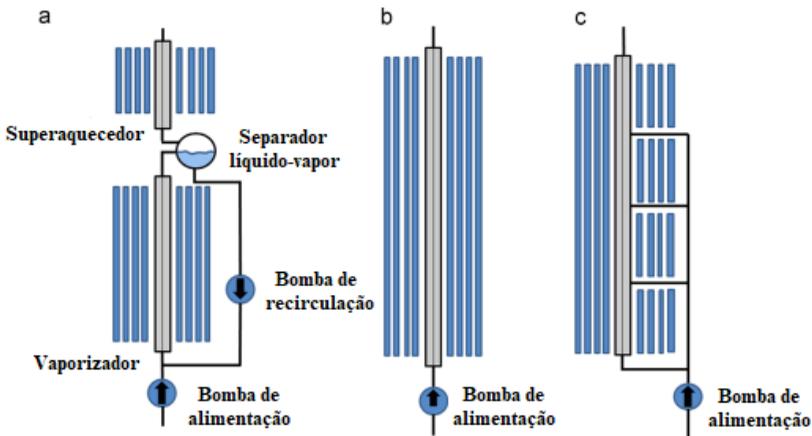


Figura 2.13 – Processos DSG: (a) Recirculação; (b) Único passo; (c) Injeção
Fonte: Traduzido de AUROUSSEAU et al. (2012)

Uma breve apresentação de cada um dos três processos apresentados na Figura 2.13 é dada a seguir (ZARZA et al., 2004a):

- ✓ Recirculação (Figura 2.13a). No modo de recirculação, o campo solar é dividido em duas seções: evaporação e superaquecimento. Após passar pela seção de evaporação, a água de alimentação entra em um separador líquido-vapor. A fração de água da mistura líquido-vapor saturada retorna para a entrada do laço de coletores, enquanto a fração de vapor restante é encaminhada para a seção de superaquecimento até atingir a temperatura de saída do campo solar. O excesso de água na seção de evaporação impede o escoamento estratificado;
- ✓ Único Passo (Figura 2.13b). A produção de vapor superaquecido ocorre a partir da introdução de toda a água de alimentação na entrada do laço de coletores. O regime de escoamento estratificado é evitado mantendo-se uma elevada vazão mássica nos tubos absorvedores;
- ✓ Injeção (Figura 2.13c). Pequenas frações da água de alimentação são injetadas ao longo do laço de coletores, enquanto apenas uma parte da vazão é introduzida na entrada do laço.

O sistema de único passo é considerado o processo mais simples entre todos os descritos, embora apresente dificuldades em relação à controlabilidade e estabilidade do escoamento bifásico. O sistema de injeção apresenta boa controlabilidade dos parâmetros do vapor superaquecido na saída do laço de coletores, mas possui maior complexidade e elevados custos de investimento. O modo de recirculação é considerado a melhor opção para o campo solar de plantas comerciais. Possui boa controlabilidade, ainda que a bomba de recirculação aumente as perdas parasíticas³ da planta (ZARZA et al., 2004a; ZARZA, 2007).

A viabilidade operacional da tecnologia DSG foi comprovada a partir dos resultados experimentais obtidos pelo projeto DISS (*Direct Solar System*). No âmbito desse projeto, foram investigados sob condições reais de operação, os três processos básicos de geração direta de vapor utilizando coletores de calha parabólica na *Plataforma Solar de Almería* (PSA) (ZARZA et al, 2004b).

Embora a tecnologia DSG já tenha sido testada e considerada viável, a expansão do número de plantas que a utilizam ainda não ocorreu como se esperava. Atualmente, apenas uma planta comercial de coletores de calha parabólica que utiliza a tecnologia DSG está em operação no mundo. Trata-se de uma planta de 5 MWe, denominada *Thai Solar Energy 1*, construída na Tailândia (SolarPACES, 2017).

FELDHOFF et al. (2012) compararam duas plantas de calha parabólica: uma com óleo sintético como fluido de trabalho e outra que utiliza a tecnologia DSG. Foram simuladas duas plantas com capacidade de geração de 100 MWe. Os resultados apontaram um custo 10% maior para a planta DSG. Uma das principais razões foram os maiores custos associados ao campo solar. Plantas de calha parabólica necessitam, principalmente, de receptores móveis mais resistentes para suportar maiores pressões, aumentando consideravelmente os custos.

Conforme mencionado anteriormente, a tecnologia DSG se adapta bem aos coletores lineares do tipo Fresnel que, ao contrário dos coletores de calha, possui um receptor fixo, capaz de suportar pressões mais elevadas. Atualmente, a geração direta de vapor tem sido mais aplicada a plantas Fresnel do que a plantas de calha parabólica. Considerando apenas as tecnologias de foco linear, a principal planta em operação no mundo hoje é a planta Fresnel de *Puerto Errado 2*, localizada em Calasparra, na Espanha. Tal planta produz vapor saturado a 270 °C e 55 bar, capaz de alimentar um bloco de potência de 30 MWe (SolarPACES, 2017).

³ Perdas referentes à energia gerada e consumida pela própria planta

2.4 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA (TES)

Conforme mencionado anteriormente, o armazenamento de energia térmica (TES) constitui uma das mais importantes vantagens da geração de energia com concentração heliotérmica em relação às outras tecnologias de geração renovável. A Figura 2.14 apresenta um esquema simplificado do funcionamento de uma planta heliotérmica com um sistema TES integrado. Como pode ser observado, a unidade de armazenamento é estabelecida entre o campo solar e o bloco de potência. Durante o carregamento do TES, o excedente da energia coletada no campo solar é encaminhado à unidade de armazenamento e o restante é destinado ao ciclo de potência. Durante o processo de descarregamento, o fluido de trabalho do bloco de potência é aquecido utilizando a energia armazenada pelo TES (STEINMANN, 2015).

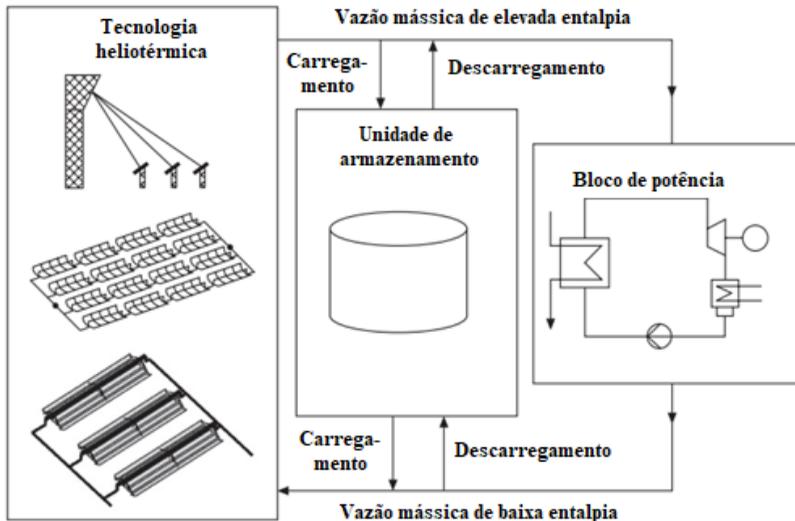


Figura 2.14 - Armazenamento de energia térmica em plantas de concentração heliotérmica

Fonte: Traduzido de STEINMANN (2015)

2.4.1 Classificação dos sistemas TES

Os sistemas TES podem ser classificados, basicamente, em dois tipos principais: os sistemas de armazenamento de calor sensível e os sistemas de armazenamento de calor latente. Nos sistemas de calor sensível, o armazenamento ocorre através do aumento ou diminuição da

temperatura de um meio líquido ou sólido sem que ocorra mudança de fase durante o processo. Nos sistemas de calor latente, o meio de armazenamento sofre uma mudança de fase (sólido-líquido ou líquido-gasoso) em um processo à temperatura constante (DINÇER E ROSEN, 2011).

2.4.2 Sistemas de armazenamento de calor sensível

Existem, de modo geral, dois tipos de sistemas de armazenamento de energia térmica na forma de calor sensível: os sistemas diretos e os sistemas indiretos. Nos sistemas diretos, o fluido de transferência de calor (HTF, do inglês *Heat Transfer Fluid*) que circula no campo solar também é utilizado como fluido de armazenamento. Nos sistemas indiretos, o fluido de transferência de calor do campo de coletores é diferente do fluido de armazenamento térmico (STEINMANN, 2015). Os três principais sistemas de armazenamento de calor sensível são o acumulador de vapor, o mecanismo de duplo tanque direto e o mecanismo de duplo tanque indireto. Tais sistemas serão apresentados a seguir.

2.4.2.1 Acumulador de vapor

O acumulador de vapor ou armazenamento de *Ruth*, apresentado na Figura 2.15, é um sistema direto de armazenamento de calor sensível.

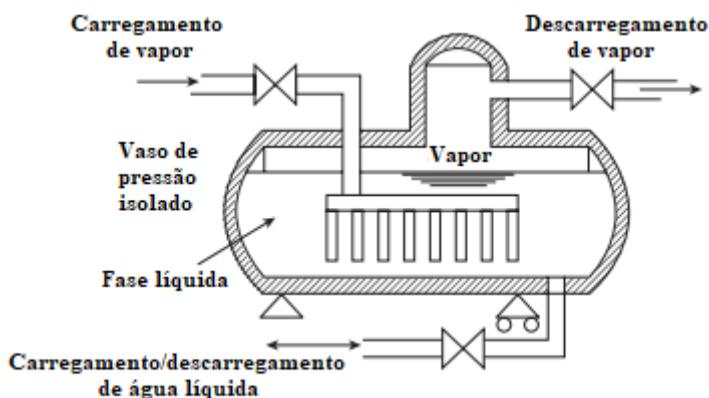


Figura 2.15 - Acumulador de vapor
Fonte: Traduzido de STEINMANN (2015)

Durante o processo de carregamento, parte do vapor produzido no campo de coletores de uma planta DSG é introduzido em um reservatório com água líquida pressurizada. O vapor, assim, se condensa, aumentando a temperatura e a pressão do volume de água líquida, que atua como o meio de armazenamento do acumulador. Durante o descarregamento, a pressão no volume líquido diminui à medida que vapor saturado é fornecido pelo acumulador de vapor. A redução da pressão implica na geração adicional de vapor saturado através do fenômeno de evaporação parcial (STEINMANN, 2015).

Um acumulador de vapor é constituído, basicamente, por um vaso de pressão cilíndrico horizontal, sendo que 90% do volume do vaso é preenchido por líquido saturado e o restante por vapor saturado. A redução de massa do volume líquido durante o processo de descarregamento fica, usualmente, numa faixa entre 10 e 20%. O conteúdo energético do armazenamento é medido pela temperatura, e não pelo nível de volume líquido (STEINMANN, 2015).

Outra forma de carregar ou descarregar o acumulador de vapor é através do fornecimento ou remoção de água saturada na parte inferior do vaso de pressão, conforme ilustrado na Figura 2.15. Este método, porém, não é comumente utilizado (SCHLIPF et al., 2014).

Os acumuladores de vapor utilizados em plantas heliotérmicas apresentam, via de regra, uma baixa capacidade de armazenamento (de até uma hora) e são indicados para a compensação de curtas flutuações da radiação solar. Embora os acumuladores de vapor sejam uma solução simples e robusta, os elevados custos do vaso de pressão limitam sistemas com maior capacidade (SCHLIPF et al., 2014; STEINMANN, 2015).

2.4.2.2 Mecanismo de duplo tanque direto

O mecanismo de duplo tanque direto é, como o próprio nome diz, um sistema direto de armazenamento de calor sensível. Tal mecanismo, apresentado na Figura 2.16, é aplicado normalmente em plantas de torre central que utilizam sal fundido (em geral, uma composição de 60 % NaNO_3 + 40 % KNO_3) como fluido de transferência de calor. O sistema é formado por um tanque quente, cuja temperatura é igual a, aproximadamente, 565 °C, e um tanque frio, de temperatura igual a, aproximadamente, 290 °C. Durante o carregamento, parte do sal fundido aquecido na torre é armazenado no tanque quente, enquanto a outra parte é encaminhada para o bloco de potência. Durante o descarregamento, o sal fundido armazenado durante o dia no tanque quente é utilizado para a geração de vapor no ciclo de potência, sendo

posteriormente armazenado no tanque frio, até que o tanque quente esteja completamente vazio (SCHLIPF et al., 2014).

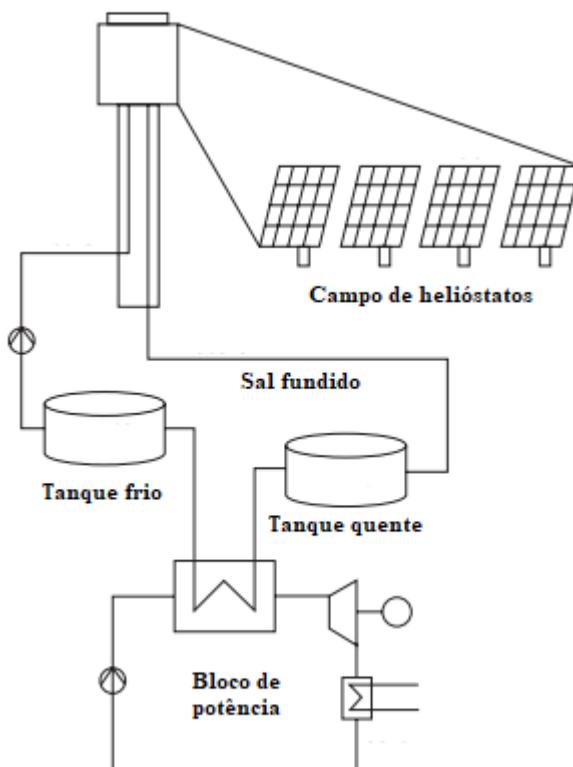


Figura 2.16 - Mecanismo de duplo tanque direto

Fonte: Traduzido de STEINMANN (2015)

2.4.2.3 Mecanismo de duplo tanque indireto

O principal sistema indireto de armazenamento de calor sensível também utiliza um mecanismo de dois tanques, conforme apresentado esquematicamente na Figura 2.17. Tal sistema é utilizado com frequência em plantas termossolares de calha parabólica que utilizam óleo sintético como fluido de transferência de calor. Durante o carregamento, o excedente de óleo sintético do campo solar é encaminhado para o sistema de armazenamento, onde passa por um trocador de calor, aquecendo sal fundido, que escoo do tanque frio (aprox.

290 °C) para o tanque quente (aprox. 385 °C). Durante o descarregamento ocorre o processo inverso, o óleo sintético proveniente do bloco de potência é encaminhado para o sistema de armazenamento, onde é aquecido utilizando-se o sal fundido, que escoou do tanque quente para o tanque frio (STEINMANN, 2012).

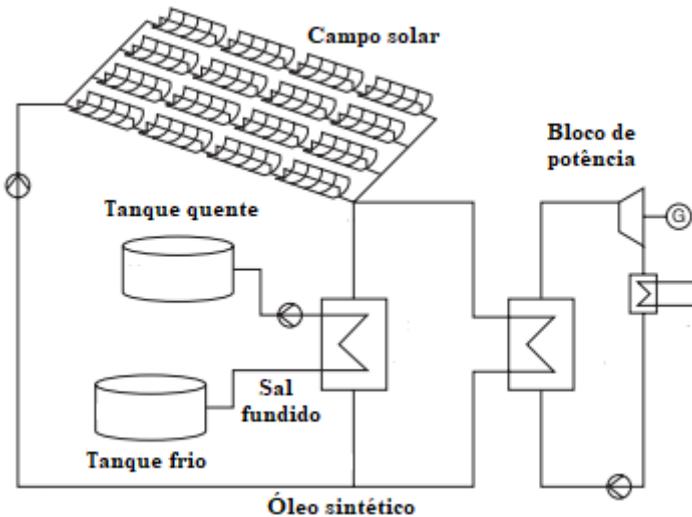


Figura 2.17 - Mecanismo de duplo tanque indireto

Fonte: Traduzido de STEINMANN (2012)

2.4.3 Sistemas de armazenamento de calor latente

Os sistemas de armazenamento de calor latente utilizam a variação de entalpia dos chamados materiais de mudança de fase (PCMs, do inglês *Phase Change Materials*) para armazenar energia. Tais sistemas permitem um armazenamento eficiente de energia térmica a partir da minimização da geração de entropia em processos isotérmicos como a evaporação e a condensação (STEINMANN, 2015). Os materiais de mudança de fase apresentam a vantagem de possuir uma elevada densidade energética, sendo assim capazes de armazenar mais energia utilizando um menor volume, reduzindo a quantidade de material necessário, o espaço ocupado e, conseqüentemente, os custos envolvidos (FLEISCHER, 2015).

Os materiais de mudança de fase têm sido, recentemente, estudados como uma alternativa para o armazenamento de energia em plantas heliotérmicas com geração direta de vapor. Os sais de nitrato e

suas misturas eutéticas são considerados uma opção atrativa para sistemas de calor latente em razão dos custos, disponibilidade e compatibilidade com os materiais de construção. A baixa condutividade térmica e a corrosividade dos sais de nitrato têm se mostrado os principais problemas a serem superados (STEINMANN, 2015). Na Tabela 2.3 são apresentados alguns dos materiais de mudança de fase que têm sido estudados para aplicações em sistemas de armazenamento de plantas heliotérmicas.

Tabela 2.3 - Exemplos de materiais de mudança de fase

PCM	Temperatura de fusão (°C)	Massa específica (kg/m ³)	Condutividade térmica (W/mK)	Calor de fusão (kJ/kg)
KNO ₃ – NaNO ₂ – NaNO ₃ (eu)	142	2000	0,5	60
KNO ₃ – NaNO ₃ (eu)	222	2000	0,5	100
Estanho	232	7200	60	59
LiNO ₃	252	1800	0,6	360
NaNO ₃	306	1900	0,5	175
Chumbo	327	11300	35	23

Fonte: STEINMANN (2012)

Os materiais listados na Tabela 2.1 são utilizados para armazenar energia por meio de uma transformação isotérmica do tipo sólido-líquido. Se um material de mudança de fase com uma temperatura de fusão T_m é aquecido de T_1 a T_2 , tal que $T_1 < T_m < T_2$, a energia térmica Q armazenada em uma massa m do material pode ser calculada por (GOSWAMI, 2015):

$$Q = m\bar{c}_{P_s}(T_m - T_1) + \lambda + m\bar{c}_{P_l}(T_2 - T_m) \quad (2.7)$$

em que \bar{c}_{P_s} e \bar{c}_{P_l} são os calores específicos médios nas fases sólida e líquida, respectivamente. O parâmetro λ é o calor de fusão.

2.4.4 Propostas de armazenamento térmico para plantas DSG

Desde que ZARZA et al. (2004) demonstraram a viabilidade técnica da geração direta de vapor no campo solar de uma planta de coletores de calha parabólica, cresceu o interesse no desenvolvimento de sistemas de armazenamento de energia térmica para plantas DSG. Nesse tipo de planta, em que o fluido de transferência de calor passa por uma

mudança de fase, o uso dos sistemas tradicionais de armazenamento de energia que utilizam calor sensível deixa de ser o mais adequado. Tal fato pode ser compreendido a partir da observação da Figura 2.18. Em sistemas de calor sensível (Figura 2.18a), a diferença de temperatura do vapor durante o processo de carregamento (condensação) e o processo de descarregamento (evaporação) é expressiva, o que implica numa menor eficiência exergética do processo, uma vez que o potencial de realizar trabalho do vapor com energia recuperada durante o descarregamento é bem menor do que o do vapor utilizado no processo de carregamento. Uma solução para resolver esse problema é o uso de sistemas de calor latente (Figura 2.18b), nos quais são empregados materiais de mudança de fase, que operam num processo isotérmico, assim como o fluido de transferência de calor (STEINMANN, 2012).

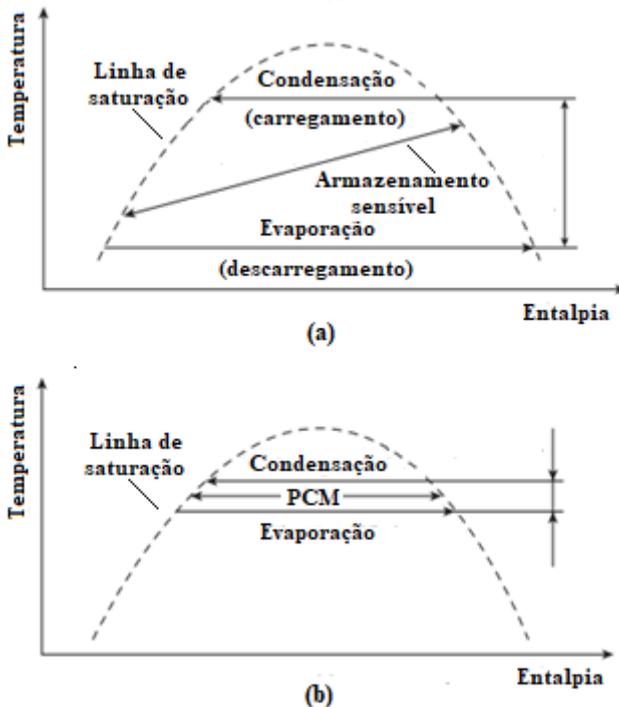


Figura 2.18 - Comparação entre conceitos de armazenamento de calor sensível (a) e calor latente (b) para sistemas que utilizam vapor como fluido de trabalho

Fonte: Traduzido de STEINMANN (2012)

Um dos primeiros conceitos de armazenamento de energia térmica para plantas heliotérmicas com geração direta de vapor é proposto por TAMME et al. (2007). Tal conceito é apresentado na Figura 2.19.

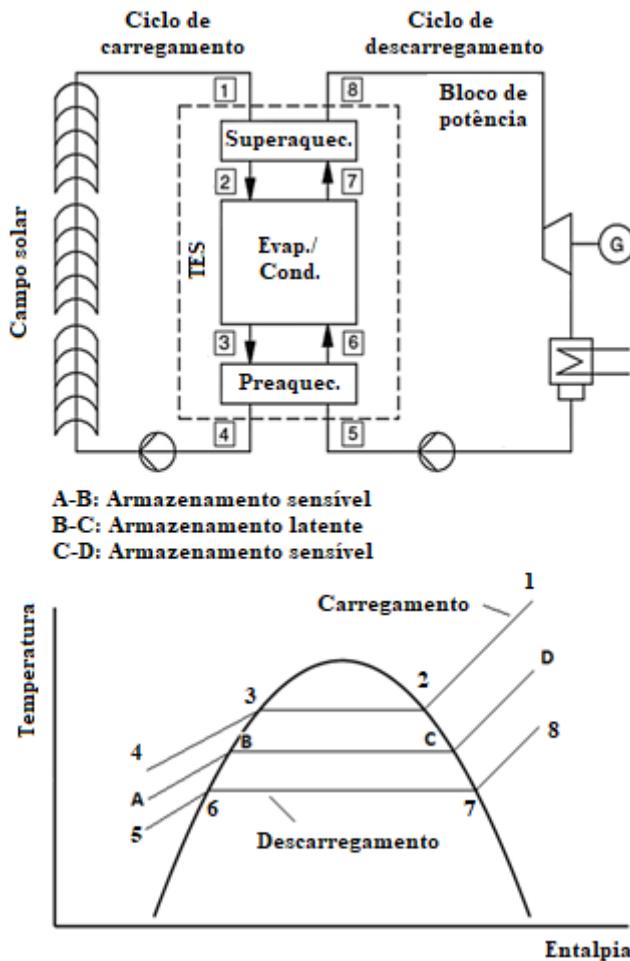


Figura 2.19 - Conceito de armazenamento de energia térmica para plantas DSG
Fonte: Adaptado e traduzido de TAMME et al. (2007)

Na Figura 2.19, os autores propõem um sistema composto por três seções: pré-aquecimento (onde também ocorre o subresfriamento da água), evaporação/condensação e superaquecimento (onde também ocorre o dessuperaquecimento do vapor). Um material de mudança de

fase é empregado na unidade de evaporação/condensação e sistemas de armazenamento de calor sensível são utilizados nas unidades de preaquecimento e superaquecimento. A configuração proposta permite minimizar a diferença de temperatura entre o meio de armazenamento e o fluido de trabalho, aumentando a eficiência exergetica do sistema.

BIRNBAUM et al. (2008) estudaram a aplicação do conceito proposto por TAMME et al. (2007) em uma planta DSG de calhas parabólicas de 50 MW, apresentada na Figura 2.20. Os autores simularam duas configurações: uma em que as condições do vapor na saída do campo solar são de 400 °C/110 bar e outra em que vapor é gerado a 500 °C/156 bar. Na primeira configuração, foi selecionado o nitrato de sódio (NaNO_3) como material de mudança de fase e na segunda o nitrato de potássio (KNO_3) foi empregado. Os autores destacaram o aumento da complexidade de uma planta DSG a partir da introdução de um sistema de armazenamento térmico. Também ressaltaram que o uso de materiais de mudança de fase para a evaporação da água implica numa pressão no descarregamento significativamente menor do que a pressão requerida para o carregamento. Tal fato resulta em uma redução da potência elétrica gerada durante o descarregamento do sistema de armazenamento.

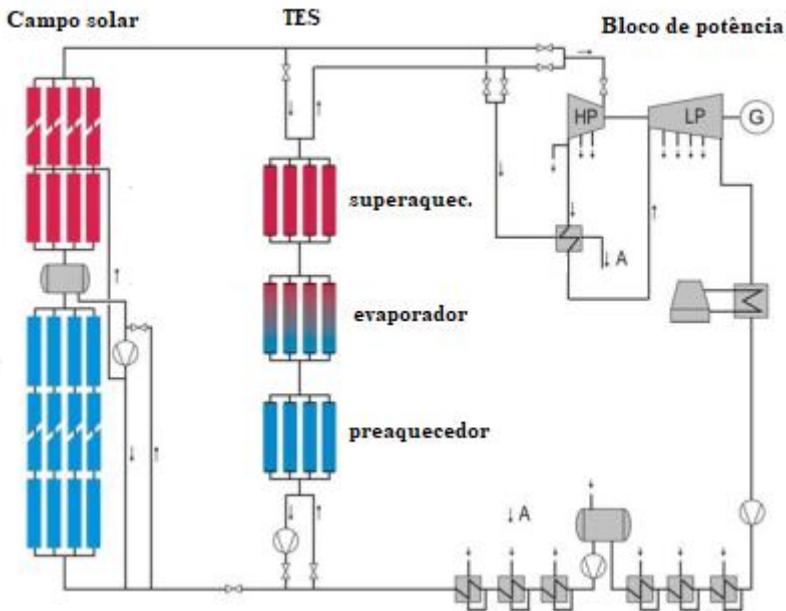


Figura 2.20 - Planta DSG proposta por BIRNBAUM et al. (2008)

Fonte: Traduzido de BIRNBAUM et al. (2008)

Baseado no conceito apresentado por TAMME et al. (2007), LAING et al. (2011) desenvolveram o protótipo de um sistema de armazenamento de energia térmica para plantas DSG. Os autores utilizaram concreto para o armazenamento de calor sensível nas seções de preaquecimento e superaquecimento e nitrato de sódio como material de mudança de fase para o armazenamento de calor latente. Para contornar a baixa condutividade térmica do NaNO_3 foram utilizados tubos com aletas de alumínio embutidos no PCM para alcançar elevadas taxas de transferência de calor. A viabilidade técnica do protótipo foi demonstrada e um sistema piloto, com capacidade de armazenamento de, aproximadamente, 1 MWh foi integrado à planta *Litoral de Endesas*, em *Carboneras*, na Espanha.

FELDHOFF et al. (2012) apresentaram duas propostas de sistemas TES alternativas à configuração desenvolvida por LAING et al. (2011). Os dois sistemas são ilustrados na Figura 2.21.

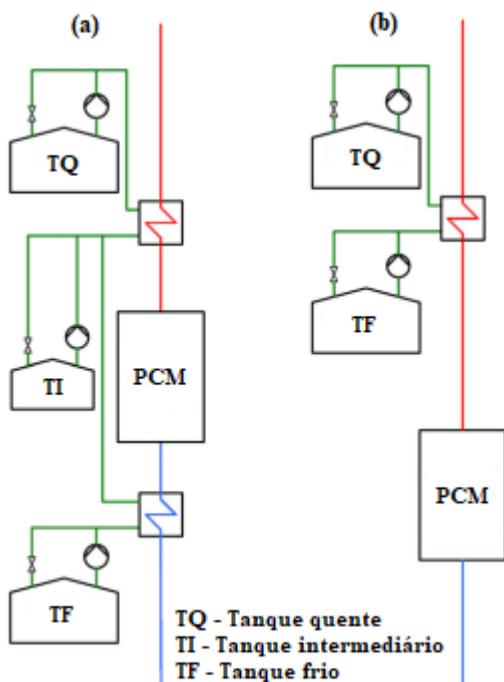


Figura 2.21 - Sistemas TES propostos por FELDHOFF et al. (2012)

Fonte: Adaptado e traduzido de FELDHOFF et al. (2012)

No sistema mostrado na Figura 2.21a, o mecanismo de tanques de sal fundido é utilizado como sistema de armazenamento de calor sensível, sendo empregado para o superaquecimento do vapor, bem como para o preaquecimento da água. Um terceiro tanque é utilizado para compensar as diferentes vazões nas seções de superaquecimento e preaquecimento. O armazenamento de calor sensível é realizado utilizando um material de mudança de fase. Os autores destacam que a vantagem desse sistema em relação à configuração de LAING et al. é a boa controlabilidade do processo, permitindo manter constante a temperatura de saída do vapor durante o descarregamento do sistema.

Em relação ao sistema mostrado na Figura 2.21b, dois tanques de sal fundido são utilizados na seção de superaquecimento. O material de mudança de fase é empregado nas seções de preaquecimento e evaporação. De acordo com os autores, esse sistema é uma alternativa promissora em relação ao sistema apresentado na Figura 2.21a, principalmente, por ser capaz de oferecer um alto potencial de redução de custos. Entretanto, apenas a configuração da Figura 2.21a, considerada tecnicamente viável, foi simulada no trabalho, enquanto a configuração da Figura 2.21b, não havia sido demonstrada até então.

A partir do sistema simulado por FELDHOFF et al. (2012), Figura 2.21a, SEITZ et al. (2014) propuseram outras quatro configurações de sistemas TES, mostradas nas Figuras 2.22 e 2.23. A configuração ilustrada na Figura 2.22a é, basicamente, o mesmo modelo proposto por FELDHOFF et al. (2012), adicionado de um sistema de recirculação para diminuir a temperatura na entrada do PCM. É composto por um sistema de armazenamento de calor sensível composto de três tanques de armazenamento de sal fundido (60 % NaNO_3 + 40 % KNO_3). Durante o processo de carregamento, vapor superaquecido proveniente do campo solar entra no sistema de armazenamento a 550 °C e, inicialmente, passa por um dessuperaquecimento até atingir a temperatura de 350 °C, ao passo que o sal fundido armazenado no tanque intermediário, a 309 °C, se aquece até atingir a temperatura do tanque quente, a 510 °C. De acordo com SEITZ et al. (2014), não é recomendável que o vapor a 350 °C entre no PCM, composto de NaNO_3 , com tal temperatura. Assim, ocorre um processo de resfriamento através de um sistema de recirculação para que o vapor entre no material de mudança de fase com uma temperatura um pouco mais baixa, de 330 °C. No PCM, o vapor se condensa e sai na condição de líquido saturado. Posteriormente, a água na saída do PCM é resfriada num segundo trocador de calor, enquanto o sal fundido do tanque frio, a 270 °C, se aquece e é encaminhado ao tanque intermediário. No descarregamento do TES, ocorre o processo inverso e a água

proveniente do bloco de potência absorve o calor armazenado no sistema TES para se aquecer e atingir a temperatura de saída de 477 °C. O material de mudança de fase se mantém nos dois processos, carregamento e descarregamento, na sua temperatura de fusão, ou seja, 306 °C. O processo de carregamento ocorre a uma pressão de 107 bar, com o vapor se condensando no PCM a 316 °C, enquanto que no descarregamento do TES, a água se evapora a uma temperatura de 296 °C, equivalente a uma pressão de saturação de 81 bar.

A configuração apresentada na Figura 2.22b é bastante similar à da Figura 2.22a. A principal diferença é a introdução de um trocador de calor adicional, eliminando-se o sistema de recirculação. Assim, são mantidos os três tanques de sal fundido e, agora, o vapor proveniente do campo solar deve passar por três trocadores de calor, além do PCM. A temperatura do tanque é modificada para 543 °C e a temperatura do tanque intermediário é elevada de 309 °C para 400 °C.

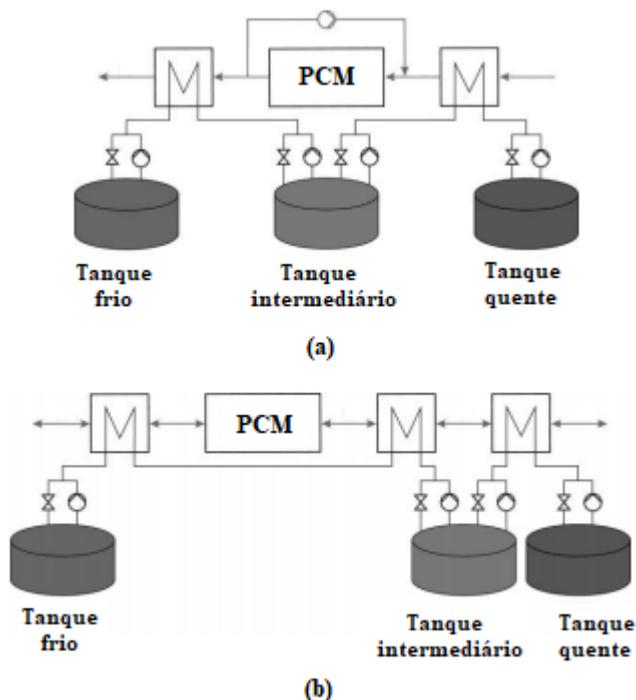


Figura 2.22 - Configurações de triplo tanque propostas por SEITZ et al. (2014)

Fonte: Traduzido de SEITZ et al. (2014)

Nas outras duas configurações, apresentadas na Figura 2.23, a principal diferença é a redução do número de tanques de três para dois, permitindo menores custos de investimento.

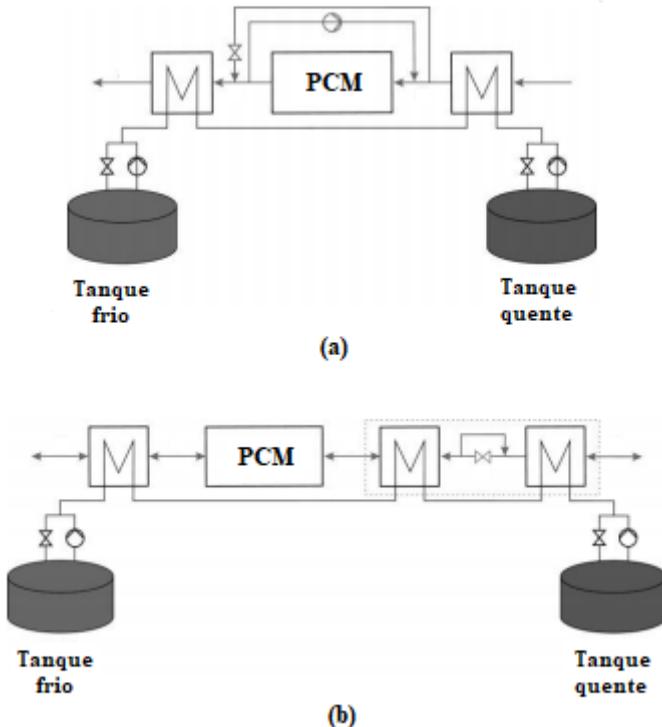


Figura 2.23 - Configurações de duplo tanque propostas por SEITZ et al. (2014)
Fonte: Traduzido de SEITZ et al. (2014)

Na Figura 2.23a é apresentada uma configuração com apenas dois tanques de armazenamento, eliminando-se o tanque intermediário. Para o processo de carregamento, volta a ser necessária a introdução de um sistema de recirculação para reduzir a temperatura do vapor na entrada do PCM. Um mecanismo para desviar parte do vapor da entrada para a saída do PCM também é requerido. As temperaturas dos tanques frio e quente são mantidas à 270 °C e 543 °C, respectivamente.

A configuração da Figura 2.23b é mais uma proposta de um sistema que utiliza apenas dois tanques de sal fundido, sem um tanque intermediário. Aqui, tem-se novamente a tentativa de se eliminar a necessidade de um sistema de recirculação. A principal diferença dessa

configuração em relação à da Figura 2.23a é a introdução de um trocador de calor adicional. Um aspecto importante desse modelo é o estabelecimento de uma queda de pressão de 28 bar entre o primeiro e o segundo trocador de calor no carregamento do TES. Nesse caso, a pressões de saída do campo solar e de entrada da turbina são elevadas para 135 bar para compensar tal queda. A temperatura do tanque frio é mantida em 270 °C e a temperatura do tanque quente é alterada para 536 °C.

PIRASACI e GOSWAMI (2016) apresentaram o modelo de um sistema TES em que o material de mudança de fase é utilizado para o preaquecimento, evaporação e superaquecimento do vapor. Os autores destacam a simplicidade e o potencial de redução de custos dessa configuração. Apenas o processo de descarregamento é modelado, no qual água a 325 °C entra no PCM e sai superaquecida a 580 °C/165 bar. Uma mistura eutética de NaCl – MgCl₂, cujo ponto de fusão é igual a 549 °C, é utilizado como material de mudança de fase. O modelo considera uma temperatura inicial uniforme do PCM de 600 °C. Foi investigado o impacto sobre a efetividade do sistema de parâmetros como o comprimento da unidade de armazenamento e o diâmetro dos tubos.

SEITZ et al. (2017) propuseram o sistema de armazenamento de energia térmica apresentado na Figura 2.24.

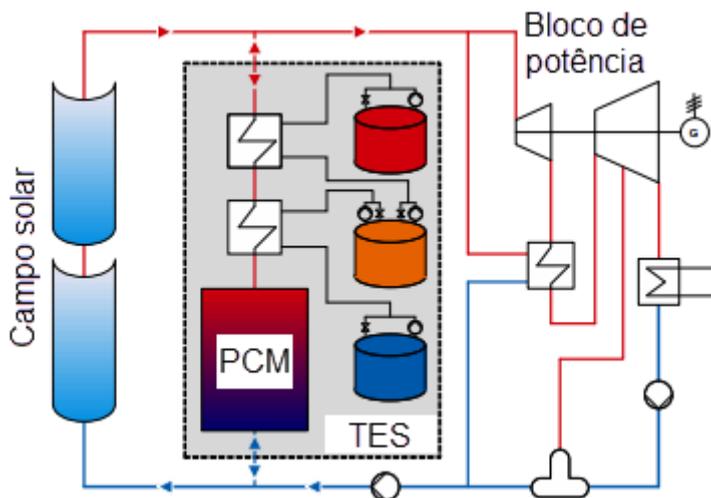


Figura 2.24 - Modelo proposto por SEITZ et al. (2017)

Fonte: Adaptado de SEITZ et al. (2017)

Na Figura 2.24 é apresentado o modelo de uma planta de coletores de calha parabólica com um sistema de armazenamento

integrado, composto de três tanques de sal fundido (60 % NaNO_3 + 40 % KNO_3) e um material de mudança de fase (NaNO_3). Vapor superaquecido a 535 °C é gerado no campo solar e utilizado para o carregamento do TES. O tanque quente é mantido a uma temperatura de 528 °C. As temperaturas dos tanques frio e intermediário são iguais a 306 °C e 400 °C, respectivamente. Nessa configuração, não são utilizados sistemas de armazenamento de calor sensível para o subresfriamento e o preaquecimento da água. O sistema de reaquecimento introduzido no bloco de potência permite que a água entre parcialmente preaquecida no material de mudança de fase durante o descarregamento, completando o processo de preaquecimento dentro do próprio PCM.

3 MODELAGEM DA PLANTA

Nesta seção serão apresentados detalhes a respeito da modelagem da planta heliotérmica desenvolvida neste trabalho. Trata-se de uma planta Fresnel com geração direta de vapor (DSG) e armazenamento de energia térmica (TES), desenvolvida para uma potência bruta de 30 MWe na cidade de Bom Jesus da Lapa/BA. O modelo da planta foi desenvolvido por meio do *software EBSILON® Professional* e consiste basicamente de três subsistemas: campo solar, bloco de potência e sistema de armazenamento.

3.1 EBSILON® PROFESSIONAL

Conforme mencionado anteriormente, o modelo da planta foi elaborado através do *EBSILON® Professional*, *software* desenvolvido pela empresa alemã *Steag Energy Services GmbH*, por meio da qual foi possível obter uma licença acadêmica gratuita para o desenvolvimento do trabalho. EBSILON é a abreviação de “*energy balance and simulation of the load response of power generating or process controlling network structures*” e trata-se de um programa de simulação de processos termodinâmicos utilizado, principalmente, para projetar e otimizar plantas térmicas de geração de energia elétrica. O *software* executa balanços de massa e energia utilizando um sistema de equações (geralmente não-linear), que é resolvido iterativamente aplicando uma linearização de Newton em uma solução matricial. O EBSILON possui uma interface gráfica simples e intuitiva e conta com uma extensa biblioteca de fluidos, componentes físicos (como bombas, turbinas e trocadores de calor) e lógicos (como controladores e comutadores), que permitem modelar sistemas complexos de forma rápida e eficiente. Uma vantagem adicional do EBSILON é o fato de ele dispor de uma biblioteca específica de componentes para a simulação de plantas termosolares, desenvolvida em cooperação com o DLR (*Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt*), o centro aeroespacial alemão.

3.2 CAMPO SOLAR

O campo solar é o local da planta onde a radiação solar direta é coletada e absorvida por um fluido de trabalho (normalmente um óleo sintético com elevada capacidade térmica), responsável por transportar energia do campo solar para o bloco de potência e/ou para o sistema de armazenamento de energia térmica. Neste trabalho, foi modelado um

campo solar que utiliza a tecnologia DSG (geração direta de vapor), cujo fluido de trabalho é a água, que percorre um campo de coletores Fresnel, onde é aquecida para a geração de vapor.

3.2.1 Escolha da localidade

Na Figura 3.1 é apresentado o mapa de irradiação direta normal (DNI, do inglês *Direct Normal Irradiation*) do Brasil obtido a partir dos dados do projeto SWERA. É possível observar pela Figura 3.1, que em uma faixa extensa do país os níveis de DNI são superiores a 5,5 kWh/m²/dia, com destaque para algumas regiões do interior de São Paulo e do Nordeste. A Figura 3.2 detalha a região do semiárido nordestino, onde são verificados os maiores índices de DNI do Brasil.

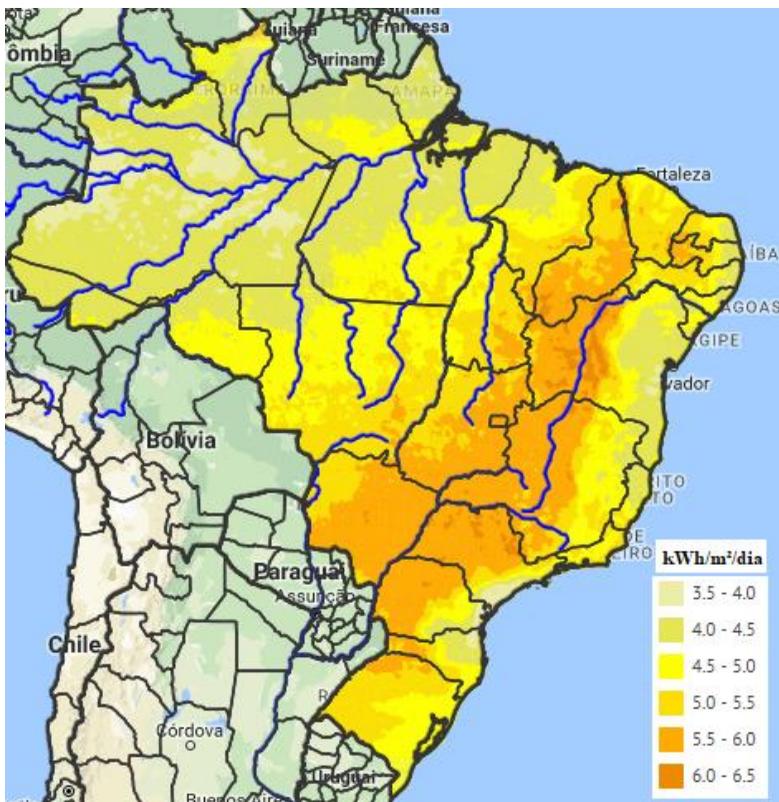


Figura 3.1 - Mapa de irradiação direta normal do Brasil

Fonte: NREL (2016)

A escolha da localidade seguiu o mesmo critério adotado por MALAGUETA et al. (2013). Segundo os autores, não existe consenso na literatura sobre o valor mínimo de DNI recomendado para projetos termossolares. Ainda assim, o valor sugerido com maior frequência é o de 2000 kWh/m²/ano ou 5,5 kWh/m²/dia. A Tabela 3.1 apresenta os valores acumulados de DNI das 20 cidades da base de dados do projeto SWERA que possuem um ano meteorológico típico (TMY, em inglês) disponível. Nota-se que apenas a cidade de Bom Jesus da Lapa, no sul da Bahia, possui DNI superior ao mínimo recomendado de 2000 kWh/m²/ano. Por este motivo, ela foi a cidade escolhida para a realização das simulações deste estudo.



Figura 3.2 - Distribuição anual de DNI no semiárido nordestino

Fonte: Adaptado de MALAGUETA et al. (2013)

Tabela 3.1 - Dados anuais de DNI de 20 cidades brasileiras

Cidade	DNI (kWh/m²/ano)	Cidade	DNI (kWh/m²/ano)
Belém	1020,8	Cuiabá	1539,6
Manaus	1144,2	Fortaleza	1593,9
Jacareacanga	1153,9	Rio de Janeiro	1608,5
Curitiba	1223,2	Salvador	1679,9
Porto Velho	1255,5	Brasília	1737,2
São Paulo	1275,3	Campo Grande	1785,0
Boa Vista	1314,4	Petrolina	1833,7
Santa Maria	1402,2	Belo Horizonte	1856,0
Florianópolis	1424,6	Porto Nacional	1868,8
Recife	1519,8	Bom Jesus da Lapa	2198,5

Fonte: Adaptado de MALAGUETA et al. (2013)

A Tabela 3.2 apresenta uma síntese dos dados geográficos e meteorológicos disponibilizados pelo projeto SWERA da cidade de Bom Jesus da Lapa, localizada na bacia do Rio São Francisco, região do semiárido nordestino.

Tabela 3.2 - Dados geográficos e meteorológicos de Bom Jesus da Lapa/BA

Latitude	-13,27°
Longitude	-43,42°
Altitude	458 m
Irradiação direta normal	6,02 kWh/m ² /dia
Irradiação difusa horizontal	1,84 kWh/m ² /dia
Temperatura ambiente	26,1 °C
Velocidade do vento	1,6 m/s

Fonte: Projeto SWERA

3.2.2 Irradiância de projeto

A irradiância de projeto é o valor de DNI utilizado como referência para dimensionar a área de abertura de espelhos do campo solar e obter as demais condições nominais de operação da planta. ZARZA (2012) afirma que a irradiância de projeto é normalmente escolhida utilizando-se o valor de DNI observado ao meio-dia em um dia de verão. Para esse valor, nesse dia e horário, tem-se a condição em que o campo solar produz a máxima quantidade de energia possível. Adotando o mesmo critério, MONTES et al. (2009b) utilizam como irradiância de projeto o valor de DNI referente ao meio-dia do dia correspondente ao solstício de verão no hemisfério norte (21 de junho).

Para o campo solar modelado neste trabalho, adotou-se um procedimento análogo ao de ZARZA (2012) e MONTES et al. (2009b). Foi assumida como irradiância de projeto o valor de DNI registrado aproximadamente ao meio-dia solar do dia 26 de outubro, cujo valor é igual a 993 W/m². Esse é o dia do ano em que são observados os maiores valores de DNI útil (DNI disponível multiplicada pelo cosseno do ângulo de incidência). Isso ocorre porque nessa data o sol, em seu movimento aparente, está posicionado praticamente sobre o paralelo local de Bom Jesus da Lapa. Além disso, foi considerado que os coletores Fresnel estão posicionados em uma inclinação nula, ou seja, o ângulo entre o eixo do coletor e o plano horizontal é zero.

3.2.3 Múltiplo solar

O múltiplo solar é um parâmetro adimensional definido como a razão entre a área do campo solar projetada e a área do campo solar necessária (com irradiação igual à de projeto) para operar o bloco de potência sob condições nominais. Assim, uma planta com um múltiplo solar igual a um ($MS=1$) possui um campo solar com uma área de abertura que, quando exposto a uma irradiação solar igual à irradiação de projeto, produzirá exatamente a quantidade de energia térmica requerida para operar o bloco de potência sob condições nominais (SAM, 2017). Alternativamente, o múltiplo solar também pode ser definido como a razão entre a potência térmica produzida pelo campo solar (\dot{Q}_{CS}) sob condições de projeto e a potência térmica requerida pelo bloco de potência (\dot{Q}_{BP}) para operar em suas condições nominais (MONTES et al., 2009b):

$$MS = \frac{\dot{Q}_{CS}}{\dot{Q}_{BP}} \Bigg|_{\text{condições nominais}} \quad (3.1)$$

De acordo com MONTES et al. (2009b), o múltiplo solar de plantas heliotérmicas é sempre maior do que um, de modo que a planta opere sob condições nominais em um intervalo de tempo maior do que aquele obtido para uma planta cujo $MS=1$. Entretanto, um múltiplo maior do que um também pode levar a um excedente na produção de energia térmica, que não poderá ser convertido em energia elétrica, gerando desperdício. Tal situação é ilustrada na Figura 3.3. Uma planta termossolar com um $MS=1$ é capaz de atender as condições do bloco de potência em apenas um ponto. Já para uma planta com $MS>1$, o bloco de potência opera em condições nominais durante um intervalo de tempo maior, sob pena de que parte da energia térmica fornecida pelo campo solar é perdida. Uma solução para evitar a perda do excedente de energia é a utilização de sistemas de armazenamento de energia.

De modo geral, a escolha do múltiplo solar é feita a partir de uma avaliação de caráter econômico. O múltiplo solar é otimizado de modo que o $LCOE^4$ (*Levelized Cost of Energy*) da planta seja o menor possível. Como no presente trabalho não será realizada uma avaliação de custos da planta, o múltiplo solar será arbitrado. Assim, será estabelecido um valor de, aproximadamente, igual a dois ($MS \cong 2$). Tal valor é o mesmo

⁴ O $LCOE$ é uma medida dos custos esperados ao longo da vida útil de uma usina divididos pela projeção de energia gerada durante o mesmo período.

adotado, por exemplo, na planta termossolar de *Andasol-1*, em que o campo solar é capaz de gerar o dobro de energia necessária para atender as condições nominais do bloco de potência (HERMANN e NAVA, 2008, citado por MONTES, 2008).

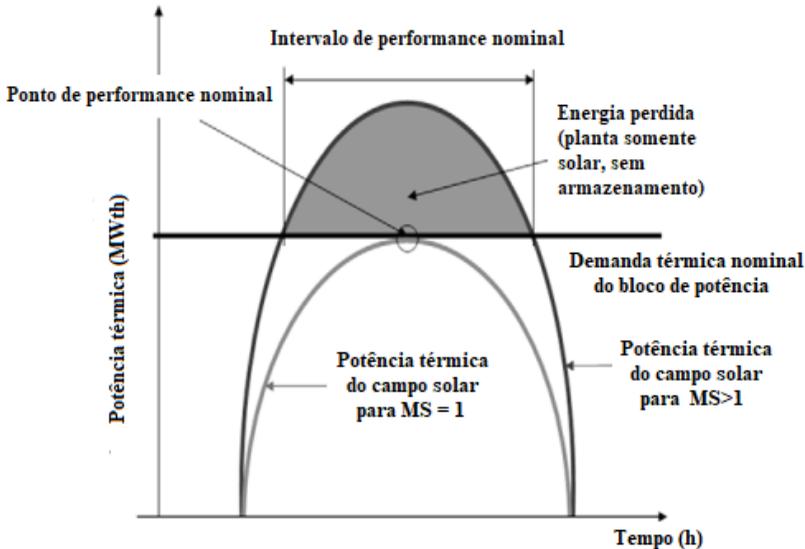


Figura 3.3 - Produção diária de potência térmica para vários múltiplos solares
Fonte: Traduzido de MONTES et al. (2009b)

3.2.4 Modelo do laço de coletores

O arranjo do laço de coletores Fresnel modelado no EBSILON é apresentado na Figura 3.4, sendo que a disposição dos coletores em múltiplas filas foi utilizada apenas para facilitar a compreensão. O arranjo do laço de coletores foi modelado considerando que a geração de vapor ocorre através de um sistema de recirculação, discutido no item 2.3. O laço, conforme ilustra a Figura 3.4, apresenta dez coletores nas seções de preaquecimento e evaporação e seis coletores na seção de superaquecimento, totalizando 16 coletores por laço. Água subresfriada proveniente do bloco de potência e/ou do TES entra no laço de coletores e passa por um processo de preaquecimento antes de percorrer a seção de evaporação, onde atinge um título previamente estabelecido. Em seguida, ocorre o processo de separação líquido-vapor, em que a água líquida obtida é encaminhada para a entrada do laço passando por uma bomba de recirculação. A fração de vapor resultante segue para a seção de

superaquecimento até atingir a temperatura de saída fixada. Parte da água de recirculação ainda é introduzida na entrada do último coletor para controlar a temperatura de saída do vapor superaquecido.

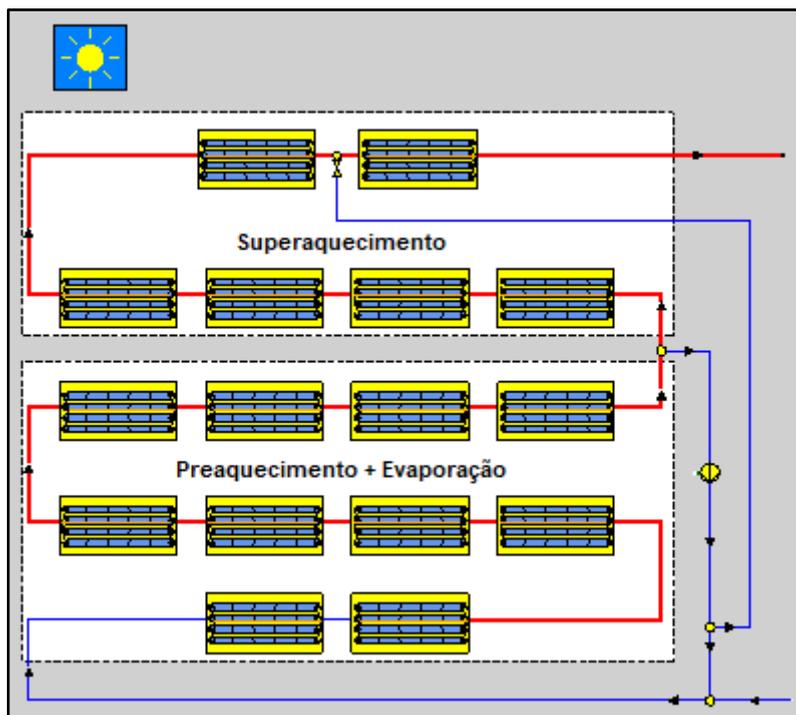


Figura 3.4 – Modelo do laço de coletores Fresnel

3.2.4.1 Coletor Fresnel

Na Figura 3.5 é apresentado o modelo do coletor Fresnel, adotado nas simulações realizadas no EBSILON.

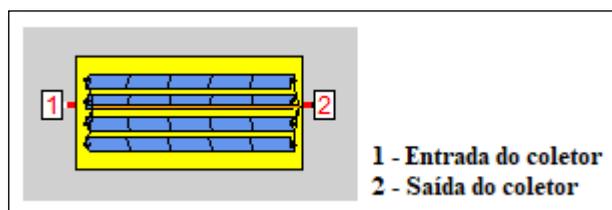


Figura 3.5 - Coletor Fresnel

O calor líquido absorvido pelo coletor é dado pelo seguinte balanço de energia:

$$\dot{Q}_{líq} = \dot{m}_{col}(h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

em que \dot{m}_{col} é a vazão mássica do fluido de trabalho no coletor, h_2 é a entalpia na saída e h_1 é a entalpia na entrada do coletor. O valor de $\dot{Q}_{líq}$ é determinado a partir de:

$$\dot{Q}_{líq} = \dot{Q}_s - \dot{Q}_p \quad (3.3)$$

onde \dot{Q}_s representa a taxa de calor total absorvida pelo coletor, dada por:

$$\dot{Q}_s = DNI \cdot A_{líq} \cdot \eta_{opt,0^\circ} \cdot K \quad (3.4)$$

onde DNI é a irradiância direta normal, $A_{líq}$ é a área líquida de abertura dos espelhos, $\eta_{opt,0^\circ}$ é a eficiência óptica de pico e K é o modificador do ângulo de incidência.

Na Equação 3.4, os valores de DNI são obtidos da base de dados do projeto SWERA. Já os demais parâmetros são fornecidos pelo fabricante do concentrador solar. Neste estudo são utilizados os dados de dois coletores Fresnel produzidos pela empresa alemã Novatec Solar, os modelos Nova-1 e Supernova. O modelo Nova-1 é um coletor Fresnel de tubo não-evacuado, com $\eta_{opt,0^\circ} = 0,67$, utilizado nas seções de preaquecimento e evaporação do laço de coletores. O modelo Supernova é um coletor Fresnel de tubo evacuado, com $\eta_{opt,0^\circ} = 0,647$, indicado para a seção de superaquecimento, sendo capaz de gerar vapor superaquecido até 550 °C. Ambos os modelos possuem uma área de abertura de espelhos igual a 513,4 m² ($A_{líq} = 513,4$ m²). O parâmetro K , fator de correção responsável por mensurar perdas na eficiência óptica dos espelhos, é função dos ângulos de incidência longitudinal e transversal, podendo ser calculado de acordo com a seguinte equação:

$$K(\theta_i, \theta_t) = IAM_i \cdot IAM_{trans} \quad (3.5)$$

sendo que os parâmetros IAM_i e IAM_{trans} são apresentados nas Figuras 3.6 e 3.7, respectivamente.

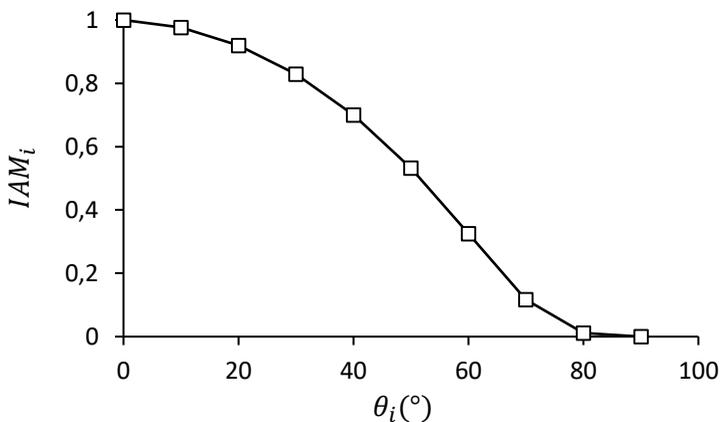


Figura 3.6 - Modificador do ângulo de incidência longitudinal

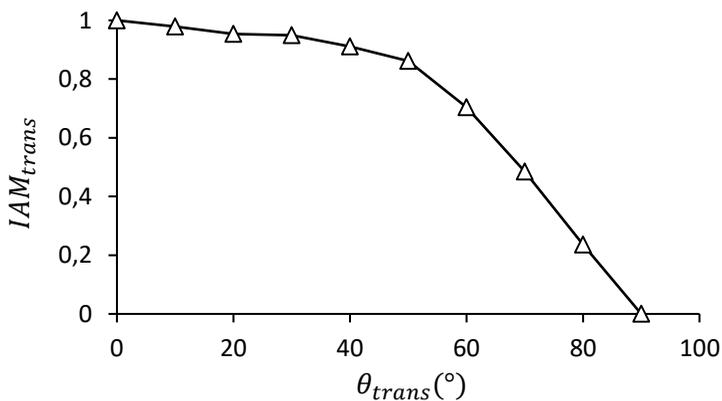


Figura 3.7 - Modificador do ângulo de incidência transversal

O termo \dot{Q}_p , apresentado na Equação 3.6, representa as perdas térmicas do coletor e é dado por:

$$\dot{Q}_p = \dot{q}_p \cdot L_{col} \quad (3.6)$$

onde \dot{q}_p são as perdas térmicas por unidade de comprimento e L_{col} é o comprimento do coletor. O termo \dot{q}_p é definido por uma função polinomial fornecida pelo fabricante, dada por:

$$\dot{q}_p = u_0 \Delta T + u_1 \Delta T^2 + u_2 \Delta T^3 + u_3 \Delta T^4 \quad (3.7)$$

Para o coletor Nova-1, tem-se que $u_0 = 0,671 \text{ W/mK}$, $u_1 = 0,00256 \text{ W/mK}^2$ e $u_2 = u_3 = 0$. Já para o coletor Supernova, tem-se que $u_0 = 0,15 \text{ W/mK}$, $u_1 = u_2 = 0$ e $u_3 = 7,5 \cdot 10^{-9} \text{ W/mK}^4$. O valor de ΔT é definido como:

$$\Delta T = \frac{T_{sai} + T_{ent}}{2} - T_{amb} \quad (3.8)$$

O cálculo da queda de pressão no coletor é baseado no modelo de FRIEDEL (1979), VDI-Heat Atlas (2010). A queda de pressão do escoamento bifásico no tubo absorvedor do coletor Fresnel é dada por:

$$\Delta p_R = \Delta p_L \cdot \phi_L^2 \quad (3.9)$$

em que Δp_L é a queda de pressão monofásica, calculada assumindo que apenas a fase líquida cobre toda a seção transversal do tubo. O termo ϕ_L^2 é um fator de correção, denominado multiplicador bifásico, dado por:

$$\phi_L^2 = A + \frac{3,43XV}{Fr_L^{0,047} We_L^{0,033}} \quad (3.10)$$

onde Fr e We são os números de Froude e de Weber, respectivamente. Os parâmetros A , X e V são definidos como:

$$A = (1 - \dot{x})^2 + \dot{x}^2 \frac{\zeta_G \rho_L}{\zeta_L \rho_G} \quad (3.11)$$

$$X = \dot{x}^{0,69} (1 - \dot{x})^{0,24} \quad (3.12)$$

$$V = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,8} \left(\frac{\eta_G}{\eta_L} \right)^{0,22} \left(1 - \frac{\eta_G}{\eta_L} \right)^{0,89} \quad (3.13)$$

em que \dot{x} é o título, ζ o fator de atrito, ρ a massa específica e η a viscosidade dinâmica. Os subíndices L e G referem-se às fases líquida e vapor, respectivamente.

3.2.4.2 Separador líquido-vapor

O processo de separação líquido-vapor é modelado no EBSILON através de um componente chamado dreno, ilustrado na Figura 3.8. Um dreno, cujas paredes são adiabáticas, é utilizado para reduzir o conteúdo de água de uma mistura líquido-vapor saturada.

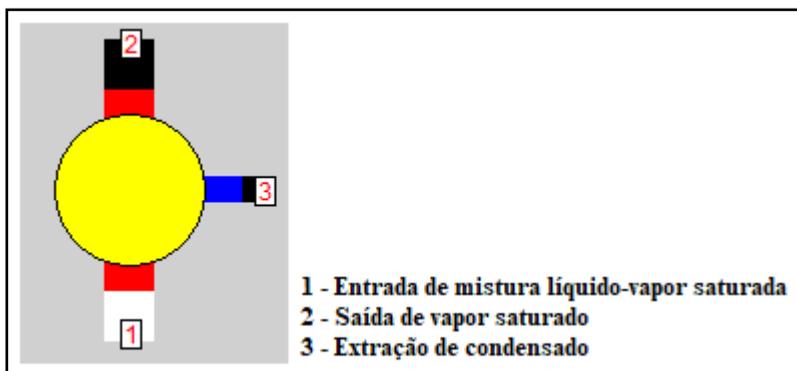


Figura 3.8 - Dreno

As equações básicas que constituem o modelo matemático do dreno são dadas por:

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = 0 \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 = 0 \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_3 = f \cdot (1 - x_1) \cdot \dot{m}_1 \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_2 = (1 - f \cdot (1 - x_1)) \cdot \dot{m}_1 \quad (3.17)$$

$$x_2 = \frac{x_1}{(1 - f \cdot (1 - x_1))} \quad (3.18)$$

em que x é o título e f é a fração de água drenada do fluido de entrada. No modelo, $f = 1$, ou seja, 100 % do conteúdo de água da mistura líquido-vapor saturada é removida pelo dreno. Para \dot{m}_3 , tem-se a condição de líquido saturado com $x_3 = 0$.

3.2.4.3 Injetor de água

O componente utilizado no EBSILON para modelar a injeção de água antes do último coletor do laço é mostrado na Figura 3.9.

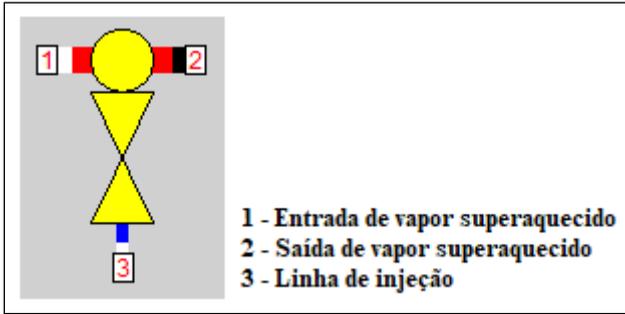


Figura 3.9 - Injetor de água

O modelo matemático do injetor de água consiste basicamente de balanços de massa e energia, considerando as paredes adiabáticas, dados por:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 \quad (3.20)$$

3.2.4.4 Bomba de recirculação

Para a bomba de recirculação será adotado o mesmo modelo assumido para as bombas utilizadas no bloco de potência, cujo modelo será apresentado na próxima seção (seção 3.3).

3.2.5 Parâmetros nominais do campo solar

Um resumo dos principais parâmetros nominais do campo solar é apresentado na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Parâmetros nominais do campo solar

DNI	993 W/m ²
Temperatura ambiente	32,4 °C
Latitude	-13,27°
Longitude	-43,42°
Ângulo de incidência longitudinal	0,192°
Ângulo de incidência transversal	1,84°
Área de abertura líquida dos coletores	513,4 m ²
Comprimento dos coletores	44,8 m
Eficiência óptica de pico dos coletores de preaquecimento e evaporação	0,67
Eficiência óptica de pico dos coletores de superaquecimento	0,647
Número de coletores por laço	16
Número de coletores de preaquecimento e evaporação por laço	10
Número de coletores de superaquecimento por laço	6
Número de laços do campo solar	28
Área de abertura do campo solar	230000 m ²
Múltiplo solar	1,95
Vazão mássica por laço na entrada do campo solar	2,7 kg/s
Vazão mássica por laço na saída do campo solar	2,2 kg/s
Vazão mássica de água de recirculação	0,5 kg/s
Vazão mássica de água injetada	0,03 kg/s
Vazão mássica total na saída do campo solar	61,8 kg/s
Título de vapor na saída da seção de evaporação	0,8
Temperatura na entrada do laço	293 °C
Temperatura na saída do laço	550 °C
Pressão na entrada do laço	118 bar
Pressão na saída do laço	107 bar
Queda de pressão na entrada do campo solar*	1,1 bar
Queda de pressão entre as seções de evaporação e superaquecimento*	0,5 bar
Queda de pressão na saída do campo solar*	2,7 bar

*Valores sugeridos por SAM (2017)

Nas Figuras 3.10 e 3.11 são apresentados os perfis de temperatura e pressão ao longo do laço de coletores. Na Figura 3.10, é possível observar que a água líquida na entrada do laço de coletores passa por um curto processo de preaquecimento nos dois primeiros coletores até começar o processo de evaporação que se estende até o décimo coletor.

Após o processo de separação líquido-vapor, o fluido de trabalho entra na seção de superaquecimento, composta por seis coletores, até atingir a temperatura de saída previamente estabelecida. Na Figura 3.11, destaca-se a queda progressiva da pressão ao longo do laço de coletores, principalmente na seção de superaquecimento. Com o aumento da temperatura, ocorre uma queda do valor da massa específica do vapor e uma elevação da velocidade média do escoamento, aumentando a queda de pressão ao longo do laço.

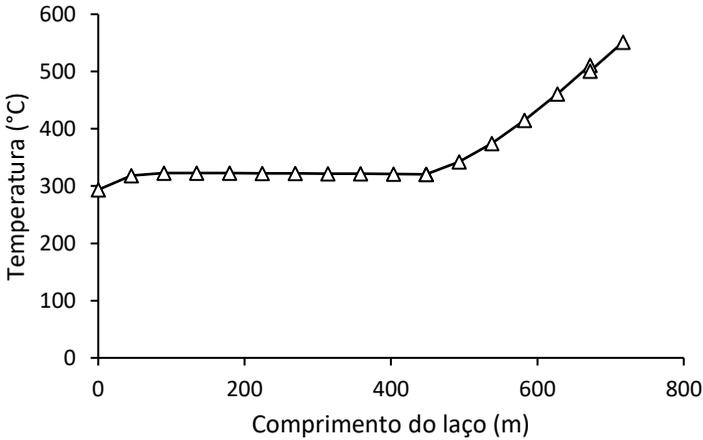


Figura 3.10 - Perfil de temperaturas ao longo do laço de coletores

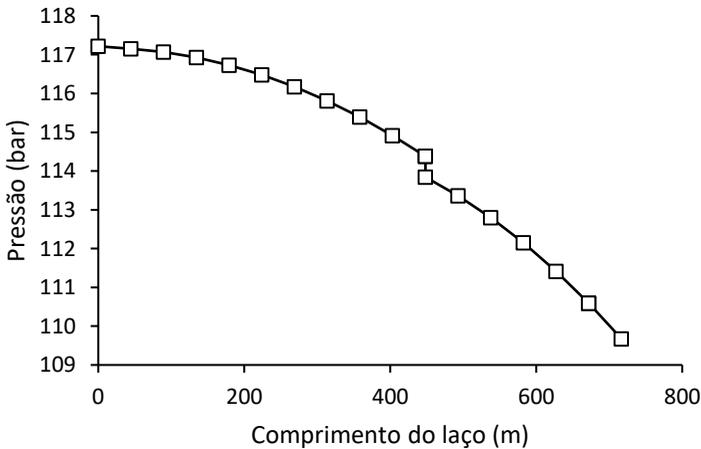


Figura 3.11 - Distribuição de pressões ao longo do laço de coletores

3.2.6 Principais hipóteses simplificativas

Para a elaboração do modelo do campo solar foram consideradas as hipóteses simplificativas:

- ✓ Regime permanente, desprezando-se os efeitos da inércia térmica dos coletores;
- ✓ A degradação da eficiência óptica devido ao acúmulo de sujeira nos espelhos dos coletores implica na redução de 5% da taxa de calor total absorvida pelo campo solar;
- ✓ O perfeito funcionamento do sistema de rastreamento dos coletores;
- ✓ O perfeito funcionamento do sistema de controle da vazão;
- ✓ A ausência de espelhos quebrados;
- ✓ A não consideração das perdas térmicas em razão da velocidade do vento;

3.3 BLOCO DE POTÊNCIA

O bloco de potência é o local da planta onde a energia térmica proveniente do campo solar e/ou do sistema de armazenamento é convertida em eletricidade através de um ciclo de Rankine convencional. Nos próximos itens serão apresentados detalhes sobre o modelo do ciclo de Rankine desenvolvido neste trabalho.

3.3.1 Escolha da potência da planta

O bloco de potência da planta foi modelado para uma potência líquida de 30 MWe. O critério de escolha da potência levou em consideração os incentivos fiscais estabelecidos pela regulação do setor elétrico brasileiro para usinas de tal porte. A Resolução Normativa ANEEL nº 77 de 2004 (ANEEL, 2017) define como fontes incentivadas os empreendimentos de geração renovável a partir de fontes solar, eólica, biomassa ou cogeração qualificada, além de pequenas centrais hidrelétricas (PCHs), cuja potência injetada nos sistemas de transmissão ou distribuição seja, menor ou igual a 30 MWe. Essas fontes recebem o percentual de 50% de desconto nas tarifas de uso dos sistemas de transmissão (TUST) e de distribuição (TUSD), incidindo na produção e no consumo da energia comercializada ou destinada à autoprodução.

3.3.2 Modelo do ciclo de Rankine

O modelo do ciclo de Rankine desenvolvido neste trabalho é mostrado na Figura 3.12.

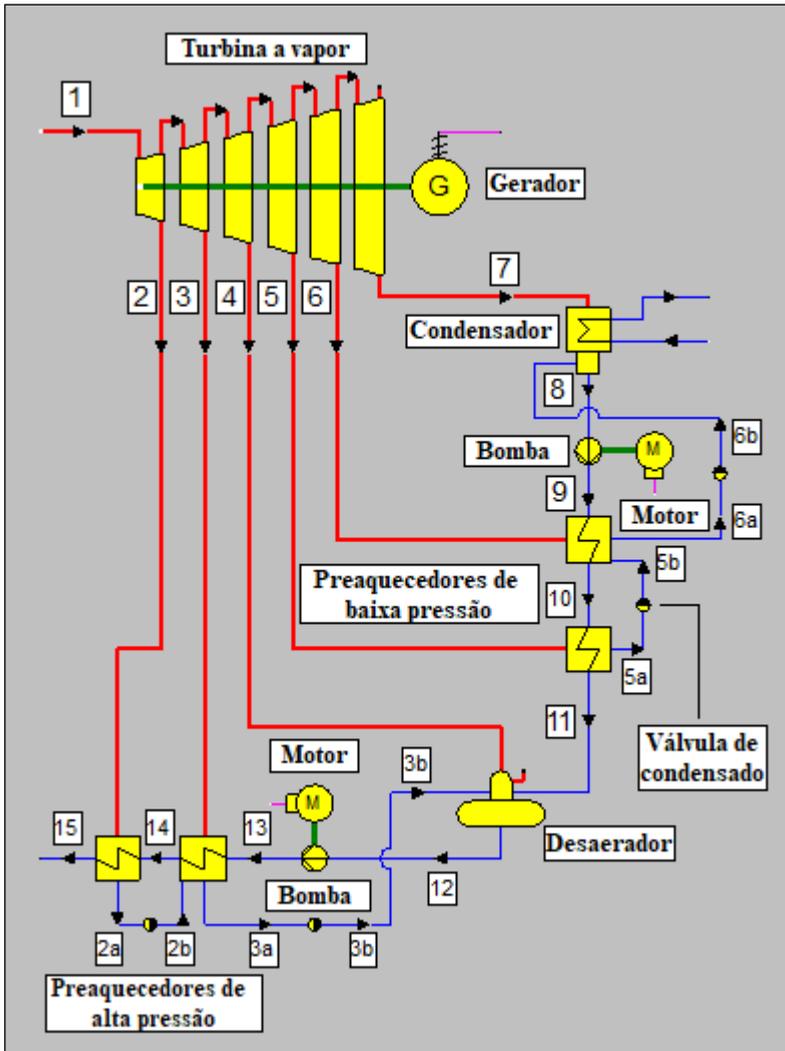


Figura 3.12 – Modelo do ciclo de Rankine

Na Tabela 3.4 são apresentados os dados de temperatura, pressão, vazão mássica e título dos principais pontos do ciclo.

Tabela 3.4 - Dados termodinâmicos do ciclo de Rankine

	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Vazão (kg/s)	Título (-)
1	550	107,0	29,7	-
2	445	55,2	3,0	-
2a	Saturação	55,2	3,0	0
2b	Saturação	25,3	3,0	0,12
3	337	25,3	2,1	-
3a	Saturação	25,3	5,1	0
3b	Saturação	9,7	5,1	0,10
4	226	9,7	1,8	-
5	133	3,0	2,1	0,98
5a	Saturação	3,0	2,1	0
5b	Saturação	0,6	2,1	0,08
6	87	0,6	1,7	0,91
6a	Saturação	0,6	3,7	0
6b	Saturação	0,08	3,7	0,08
7	42	0,08	19,0	0,85
8	Saturação	0,08	22,8	0
9	42	9,7	22,8	-
10	82	9,7	22,8	-
11	128	9,7	22,8	-
12	Saturação	9,7	29,7	0
13	181	118,3	29,7	-
14	220	118,3	29,7	-
15	265	118,3	29,7	-

O bloco de potência da Figura 3.12 corresponde ao de um ciclo de Rankine regenerativo com cinco extrações de vapor. Vapor superaquecido produzido no campo solar (estado 1) entra na turbina e se expande até à pressão do condensador (estado 7). Ao longo da turbina, parcelas do vapor são direcionadas aos preaquecedores de alta pressão (estados 2 e 3), ao desaerador (estado 4) e aos preaquecedores de baixa pressão (estados 5 e 6) através das cinco extrações. A mistura líquido-vapor saturada no estado 7 entra no condensador e sai na condição de líquido saturado à pressão do condensador (estado 8). A água líquida do estado 8 entra em uma bomba de extração de condensado, na qual é comprimida até a pressão do desaerador (estado 9). Após passar pela bomba, a água é aquecida pelos dois preaquecedores de baixa pressão (estados 10 e 11) até entrar no desaerador, onde se mistura ao vapor

extraído da turbina. A água na saída do desaerador (estado 12) entra na bomba de alimentação, onde a sua pressão é elevada até à pressão de entrada do campo solar (estado 13). Após sair da bomba, a água de alimentação ainda é aquecida pelos dois preaquecedores de alta pressão (estados 14 e 15). O vapor condensado após a passagem pelos preaquecedores (estados 2a, 3a, 5a e 6a) é encaminhado ao trocador de calor seguinte (estados 2b, 3b, 5b e 6b) por meio de dispositivos chamados de válvulas de condensado, responsáveis por estrangular o fluido para uma pressão mais baixa, servindo como separadores de pressão. O consumo elétrico das bombas é determinado pelos motores e o gerador é responsável por converter a energia mecânica da turbina em energia elétrica.

De acordo com MONTES et al. (2009a), o uso da tecnologia DSG resulta em duas vantagens importantes ao bloco de potência. A principal delas é o fato de se obter temperaturas mais elevadas na entrada da turbina, resultando em maiores eficiências do ciclo de Rankine. Outra vantagem interessante é a possibilidade de dispensar o uso de um ciclo com reaquecimento. O reaquecimento do vapor é necessário para se evitar grandes frações de umidade na exaustão da turbina, que ocorrem quando se tem temperaturas mais baixas na entrada do ciclo e são responsáveis pela erosão das pás da turbina. Segundo HIRSCH e KHENISSI (2014), valores típicos tolerados para a umidade na saída da turbina estão na faixa de 10 a 20 %, o que resulta em títulos de 0,80 a 0,90. Neste trabalho, foi obtido um título de 0,85 e, assim, foi dispensado um sistema com reaquecimento, modelando-se um ciclo de Rankine puramente regenerativo.

As pressões associadas a cada uma das extrações de vapor da turbina podem ser fixadas de modo a maximizar a eficiência do bloco de potência. Entretanto, a relação entre a eficiência do ciclo de Rankine e tais pressões é consideravelmente fraca, sendo que uma exata otimização não se torna necessária (WAGNER, 2008). O cálculo das pressões nas extrações foi realizado de acordo com um procedimento simplificado apresentado por WESTON (1992). Tal metodologia estabelece valores para a temperatura de condensação na saída de cada um dos preaquecedores de água de alimentação. As pressões de saturação correspondentes definem as pressões para cada extração de vapor. A determinação das temperaturas de saturação nos preaquecedores é realizada utilizando-se as seguintes relações:

$$T_i = T_{cond} + i\Delta T_{opt} \quad (3.21)$$

$$\Delta T_{opt} = \frac{T_{sat} - T_{cond}}{n + 1} \quad (3.22)$$

onde T_i é a temperatura de saída do i -ésimo preaquecedor, com $i = 1, 2, \dots, n$, sendo n o número de preaquecedores. T_{cond} é a temperatura da água de alimentação na saída do condensador e T_{sat} é a temperatura de saturação correspondente à pressão de entrada da turbina.

3.3.3 Modelos dos componentes do ciclo Rankine

3.3.3.1 Turbina a vapor

Uma turbina a vapor é um dispositivo cuja função é converter a energia térmica do vapor, proporcional à diferença de entalpia do mesmo entre a entrada e a saída da turbina, em trabalho mecânico. No EBSILON, a turbina pode ser separada em diferentes seções, de acordo com o número de extrações de vapor. Uma seção da turbina é apresentada na Figura 3.13.

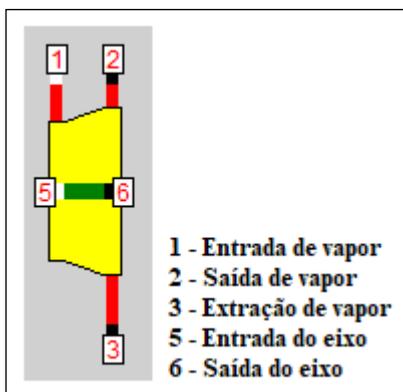


Figura 3.13 - Seção da turbina a vapor

Os balanços de massa e energia, assim como as quedas de pressão válidas para cada seção da turbina são expressas por:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 = \dot{W}_{turb} \quad (3.24)$$

$$h_2 = h_3 \quad (3.25)$$

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{12} \quad (3.26)$$

$$P_1 - P_3 = \Delta P_{13} = \Delta P_{12} \quad (3.27)$$

Para o cálculo da entalpia na saída (h_2), a seguinte relação é utilizada:

$$h_2 = h_1 - \eta_{turb} \cdot (h_1 - h_{2s}) \quad (3.28)$$

em que η_{turb} é a eficiência isentrópica da turbina e h_{2s} é a entalpia correspondente para o caso isentrópico. A eficiência isentrópica da turbina fora das condições nominais pode ser modelada em função de outras variáveis, como por exemplo $\eta_{turb} = \eta_{turb}(\dot{m}, P, \rho)$. Por padrão, o EBSILON utiliza para determinar a eficiência isentrópica da turbina sob cargas parciais, uma função da forma:

$$\frac{\eta_{turb,CP}}{\eta_{turb,Ref}} = f\left(\frac{\dot{m}_{turb,CP}}{\dot{m}_{turb,Ref}}\right) \quad (3.29)$$

em que os subíndices *CP* e *Ref* fazem referência a operação da turbina sob cargas parciais e operação sob condições de projeto, respectivamente. A eficiência isentrópica nominal da turbina foi definida como 0,90 (MONTES et al., 2009a) e a seguinte função f foi utilizada (MONTES et al., 2009b):

$$f\left(\frac{\dot{m}_{turb,CP}}{\dot{m}_{turb,Ref}}\right) = 0,809 + 0,409 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{turb,CP}}{\dot{m}_{turb,Ref}}\right) - 0,218 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{turb,CP}}{\dot{m}_{turb,Ref}}\right)^2 \quad (3.30)$$

A função f descrita pela Equação 3.30 é apresentada na Figura 3.14 a seguir.

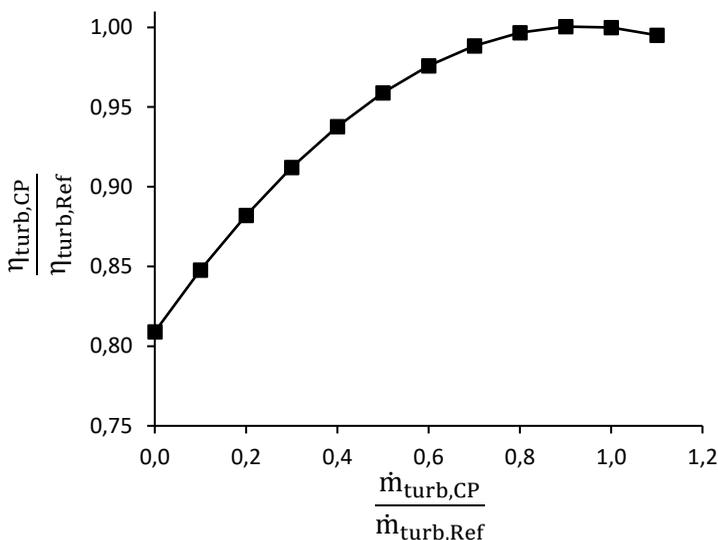


Figura 3.14 - Eficiência isentrópica da turbina sob cargas parciais

Para o controle de operação da turbina sob cargas parciais foi utilizado o método de pressão deslizante. Esse método é executado regulando-se a pressão no campo solar por meio do acionamento da bomba de alimentação do bloco de potência. GILL (1984) destaca que uma das vantagens desse método é o fato de se manter constante a temperatura na admissão da turbina, melhorando a eficiência do ciclo. MONTES (2008) ainda aponta que tal método possui melhor rendimento para grandes variações de carga, situação comum para plantas heliotérmicas.

As quedas de pressão em cada uma das seções da turbina para cargas parciais são calculadas de acordo com a Lei das elipses de Stodola, apresentada por COOKE (1983):

$$\left(\frac{\dot{m}_{1,CP}}{\dot{m}_{1,Ref}} \right)^2 = \frac{P_{1,CP}^2 - P_{2,CP}^2}{P_{1,Ref}^2 - P_{2,Ref}^2} \cdot \frac{P_{1,Ref}}{P_{1,CP}} \cdot \frac{v_{1,Ref}}{v_{1,CP}} \quad (3.31)$$

Na Equação 3.31, para uma dada pressão de saída $P_{2,CP}$ (como a pressão do condensador, dado de entrada do modelo), conhecendo-se a vazão mássica $\dot{m}_{1,CP}$, o volume específico $v_{1,CP}$ e os valores nominais, é possível calcular a pressão $P_{1,CP}$ para quaisquer condições de carga.

3.3.3.2 Condensador

A mistura líquido-vapor saturada na exaustão da turbina se resfria à pressão constante no condensador, deixando o equipamento na condição de líquido saturado. A Figura 3.15 apresenta o modelo do condensador utilizado no EBSILON. Neste trabalho, tal modelo trata-se apenas de um sistema genérico de resfriamento com circulação aberta de água⁵, de modo que o consumo de água de resfriamento da planta não será objeto de análise mais detalhada.

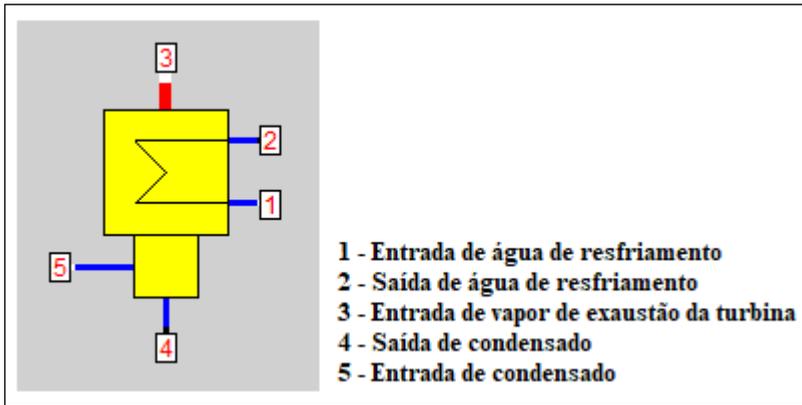


Figura 3.15 - Condensador

As equações básicas que compõem o modelo matemático do condensador são apresentadas a seguir:

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 0 \quad (3.32)$$

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_3 - \dot{m}_5 = 0 \quad (3.33)$$

$$\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 = \dot{Q}_{cond} \quad (3.34)$$

⁵ Os sistemas de resfriamento com circulação aberta extraem água de um reservatório natural, como rios, lagos e oceanos, ou mesmo de um reservatório artificial, como uma represa (IEMA, 2016).

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4 = \dot{Q}_{cond} \quad (3.35)$$

$$h_4 = h'(P_{cond}) \quad (3.36)$$

Na Equação 3.36, h_4 é a entalpia referente ao estado de líquido saturado à pressão do condensador. Para a taxa de calor transferido no condensador (\dot{Q}_{cond}), a seguinte relação é utilizada:

$$\dot{Q}_{cond} = U_{cond} \cdot A_{cond} \cdot \Delta T_m \quad (3.37)$$

onde U_{cond} é o coeficiente global de transferência de calor, A_{cond} é a área de troca térmica do condensador e ΔT_m é a média logarítmica das diferenças de temperaturas, calculada como:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (3.38)$$

sendo que:

$$\Delta T_1 = T_3 - T_2 \quad (3.39)$$

$$\Delta T_2 = T_4 - T_1 \quad (3.40)$$

Ressalta-se que as Equações 3.39 e 3.40 referem-se a um trocador de calor com escoamento contracorrente. Os valores de T_1 e T_2 foram arbitrados, assim como P_1 e P_2 , os valores de pressão da água de resfriamento na entrada e na saída do condensador. Foram estabelecidos $T_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_2 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ e $P_1 = P_2 = 2 \text{ bar}$.

O produto UA , a condutância térmica, fora das condições nominais, comporta-se de acordo com a seguinte equação:

$$\frac{UA_{cond,CP}}{UA_{cond,Ref}} = f\left(\frac{\dot{m}_{1,CP}}{\dot{m}_{1,Ref}}\right) \quad (3.41)$$

sendo que a seguinte função f foi utilizada (PATNODE, 2006):

$$f\left(\frac{\dot{m}_{1,CP}}{\dot{m}_{1,Ref}}\right) = \left(\frac{\dot{m}_{1,CP}}{\dot{m}_{1,Ref}}\right)^{0,8} \quad (3.42)$$

A função f descrita pela Equação 3.30, apresentada na Figura 3.16 a seguir, é baseada na correlação de *Dittus-Boelter* para convecção forçada em tubos circulares.

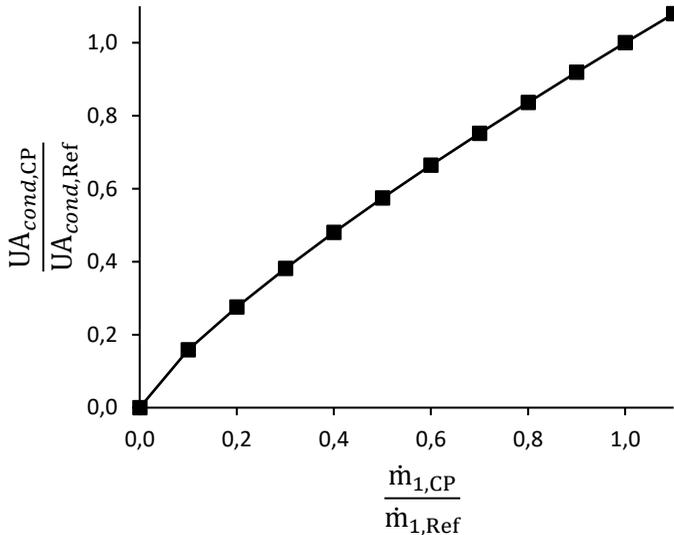


Figura 3.16 - Condutância térmica do condensador sob cargas parciais

3.3.3.3 Preaquecedores

Os preaquecedores são elementos básicos de um ciclo de Rankine regenerativo. Tais componentes são utilizados para aquecer a água de alimentação do ciclo por meio das extrações de vapor da turbina. O modelo de um preaquecedor utilizado no EBSILON é ilustrado na Figura 3.17. O modelo matemático do preaquecedor utiliza exatamente as mesmas equações do modelo do condensador, apresentadas nas Equações 3.32 a 3.40. Para o preaquecedor, o valor de ΔT_1 na Equação 3.39 é um dado de entrada do modelo. Tal valor, conhecido como diferença de temperatura terminal (DTT), representa a diferença entre a temperatura de saturação do vapor extraído da turbina (estado 3) e a temperatura de saída da água de alimentação (estado 2). Foi utilizado no modelo um valor de DTT sugerido pelo EBSILON, dado por $\Delta T_1 = 5 \text{ K}$.

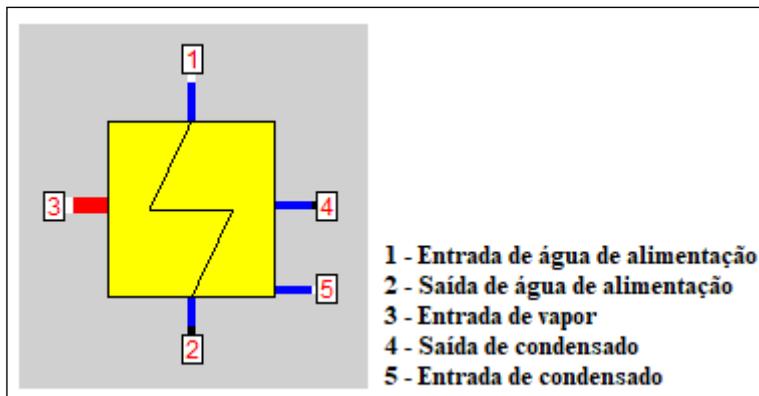


Figura 3.17 - Preaquecedor

O comportamento do preaquecedor fora das condições nominais é definido utilizando o método de RABEK (1963). A base do método de RABEK (1963) é a partição do preaquecedor de água de alimentação em uma zona de dessuperaquecimento e uma zona de condensação. A partir dessa ideia, o autor define uma relação aproximada, dada por:

$$\frac{UA_{preaq,CP}}{UA_{preaq,Ref}} = \frac{\gamma_3(1 + \beta_v)}{\left(\frac{\gamma_3}{\gamma_1} + \beta_v\right)} \quad (3.43)$$

sendo que:

$$\gamma_1 = \left(\frac{\dot{m}_{1,CP}}{\dot{m}_{1,Ref}}\right)^{0,8} \quad (3.44)$$

$$\gamma_3 = \left(\frac{\dot{m}_{3,CP}}{\dot{m}_{3,Ref}}\right)^{0,33} \quad (3.45)$$

$$\beta_v = 2 \quad (3.46)$$

3.3.3.4 Desaerador

O desaerador é um componente da planta cuja função é eliminar os gases não-condensáveis da água de alimentação. O desaerador, apresentado na Figura 3.18, é modelado no EBSILON basicamente como uma câmara de mistura, cujas paredes são adiabáticas, onde a água de alimentação da entrada se mistura ao vapor extraído da turbina, obtendo-se na saída líquido saturado à pressão do condensador.

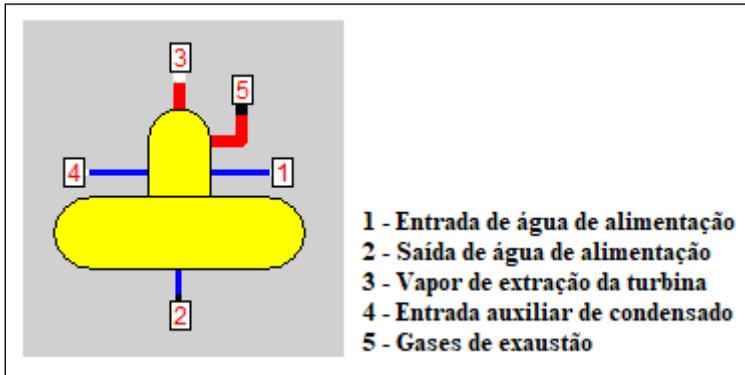


Figura 3.18 - Desaerador

As seguintes relações são utilizadas no modelo matemático do desaerador:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 - \dot{m}_5 \quad (3.47)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 \quad (3.48)$$

$$x_2 = 0 \quad (3.49)$$

Neste modelo, ainda é assumido que $P_2 = P_3$ e $\dot{m}_5 = 0$.

3.3.3.5 Válvulas de condensado

Conforme já mencionado anteriormente, as válvulas de condensado são dispositivos utilizados como separadores de pressão entre os preaquecedores de água de alimentação. O desenho esquemático da válvula de condensado é apresentado na Figura 3.19.

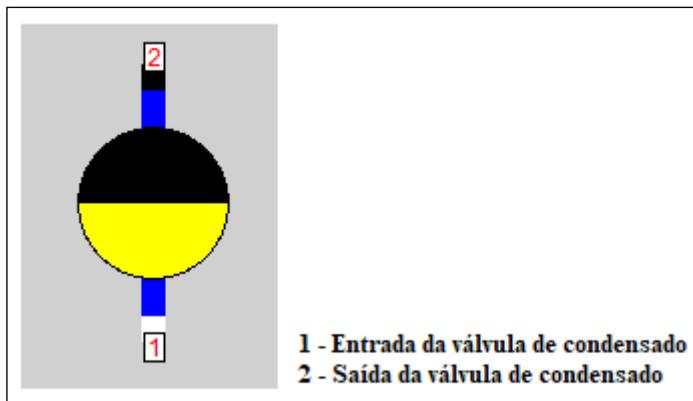


Figura 3.19 - Válvula de condensado

As equações básicas desse componente são dadas por:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (3.50)$$

$$h_2 = h_1 \quad (3.51)$$

$$T_2 = f(P_2, h_2) \quad (3.52)$$

3.3.3.6 Bombas

A bomba de extração de condensado eleva a pressão da água na saída do condensador até a pressão do desaerador, já a bomba de alimentação eleva a pressão da água na saída do desaerador até a pressão de entrada do campo solar. O modelo básico das bombas é descrito pela Figura 3.20 e pelas Equações 3.53 a 3.55.

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 0 \quad (3.53)$$

$$\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 = \dot{W}_3 \quad (3.54)$$

A entalpia na saída da bomba (h_2) é calculada de acordo com a seguinte relação:

$$h_2 = h_1 + \eta_{bomba} \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (3.55)$$

em que η_{bomba} é a eficiência isentrópica da bomba e h_{2s} é a entalpia para o caso isentrópico. A eficiência isentrópica nominal da bomba foi definida como 0,80. Fora das condições de projeto, tem-se que:

$$\frac{\eta_{bomba,CP}}{\eta_{bomba,Ref}} = f\left(\frac{\dot{m}_{bomba,CP}}{\dot{m}_{bomba,Ref}}\right) \quad (3.56)$$

Uma função f disponível no *software* foi utilizada no trabalho. Tal função é apresentada na Figura 3.21.

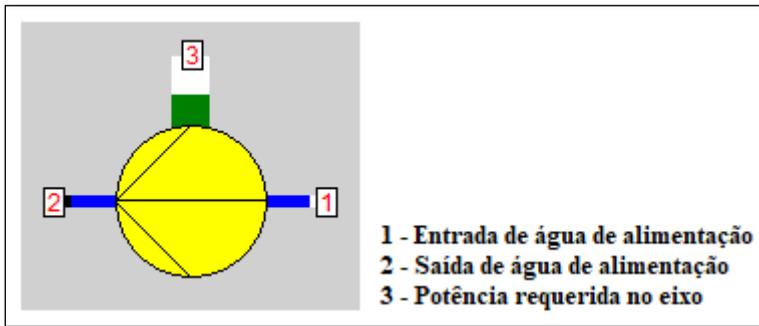


Figura 3.20 - Bomba

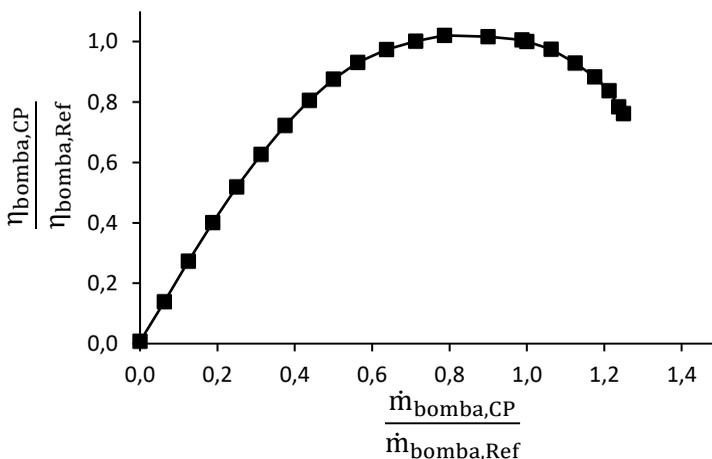


Figura 3.21 - Eficiência isentrópica da bomba sob cargas parciais

3.3.3.7 Motores

Os motores são os componentes da planta utilizados para determinar o consumo elétrico necessário para fornecer a potência requerida no eixo das bombas. O modelo esquemático de um motor é mostrado na Figura 3.22.

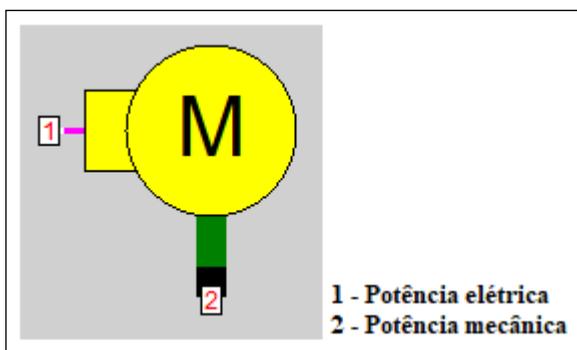


Figura 3.22 - Motor

A eficiência de um motor é definida como:

$$\eta_{motor} = \eta_{ele} \cdot \eta_{mec} \quad (3.57)$$

em que η_{ele} é a eficiência elétrica e η_{mec} é a eficiência mecânica do motor. A potência elétrica consumida pelo motor é dada por:

$$\dot{W}_1 = \frac{\dot{W}_2}{\eta_{motor}} \quad (3.58)$$

As eficiências elétrica e mecânica nominais do motor foram estabelecidas como 0,85 e 0,98, respectivamente. A variação da eficiência dos motores fora das condições de projeto foi desprezada.

3.3.3.8 Gerador

O modelo esquemático de um gerador é apresentado na Figura 3.23. O gerador é o componente responsável por converter a potência mecânica fornecida pelo eixo da turbina em potência elétrica.

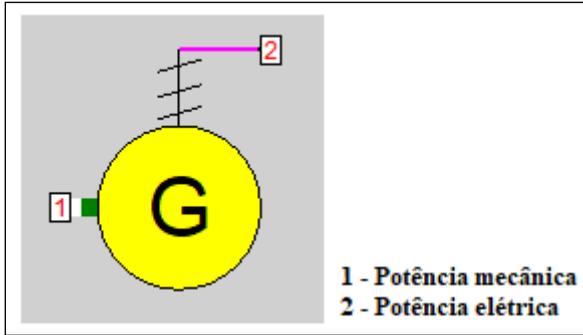


Figura 3.23 - Gerador

A potência elétrica do gerador é calculada como:

$$\dot{W}_2 = \eta_{gerador} \cdot \dot{W}_1 \quad (3.59)$$

A eficiência do gerador ($\eta_{gerador}$) depende das condições de operação da planta e foi calculada conforme a seguinte equação, que representa uma curva aproximada da eficiência do gerador da SEGS VI (PATNODE, 2006):

$$\eta_{gerador} = 0,908 + 0,258 \cdot \left(\frac{\dot{W}_{1,CP}}{\dot{W}_{1,Ref}} \right) - 0,3 \cdot \left(\frac{\dot{W}_{1,CP}}{\dot{W}_{1,Ref}} \right)^2 + 0,12 \cdot \left(\frac{\dot{W}_{1,CP}}{\dot{W}_{1,Ref}} \right)^3 \quad (3.60)$$

De acordo com a Equação 3.60, a eficiência do gerador apresenta uma pequena variação com a carga de operação do bloco de potência, entre 94,9 % (carga de 20 %) e 98,6 % (carga nominal).

3.3.4 Parâmetros nominais do bloco de potência

Um resumo dos principais parâmetros nominais do bloco de potência é apresentado na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Parâmetros nominais do bloco de potência

Potência elétrica bruta	30 MWe
Potência elétrica líquida	29,4 MWe
Rendimento global do ciclo	42,5 %
Temperatura de entrada da turbina	550 °C
Pressão de entrada da turbina	107 bar
Vazão mássica na entrada	29,7 kg/s
Temperatura na saída do ciclo	265 °C
Pressão na saída do ciclo	118 bar
Número de extrações de vapor na turbina	5
Rendimento isentrópico da turbina	0,90
Rendimento isentrópico das bombas	0,80
Eficiência elétrica dos motores	0,85
Eficiência do gerador	0,986
Pressão na entrada do condensador	80 mbar
Título de vapor na saída da turbina	0,85

3.3.5 Principais hipóteses simplificativas

Para a elaboração do modelo do bloco de potência, foram assumidas as seguintes hipóteses simplificativas:

- ✓ Regime permanente;
- ✓ Todos os componentes são considerados adiabáticos;
- ✓ Perdas de carga e vazamentos de vapor na planta não foram consideradas;
- ✓ As variações de energia potencial e de energia cinética do fluido de trabalho foram desprezadas;
- ✓ O estado termodinâmico do fluido de trabalho na saída de um equipamento é igual ao da entrada do subsequente.

3.4 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA

3.4.1 Descrição do sistema proposto

O sistema de armazenamento de energia térmica modelado para a simulação da planta é mostrado na Figura 3.24. Trata-se de um sistema alternativo, desenvolvido a partir das propostas apresentadas por SEITZ et al. (2014).

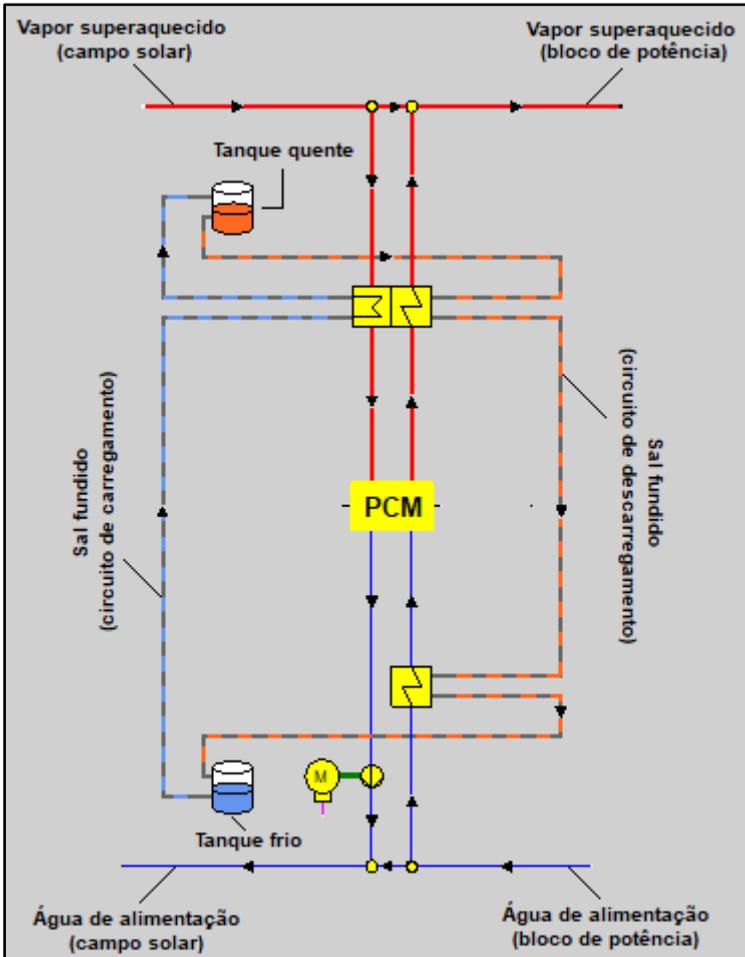


Figura 3.24 - Modelo do sistema de armazenamento de energia térmica

O sistema de armazenamento apresentado na Figura 3.24 é uma configuração de duplo tanque de sal fundido. Durante o processo de carregamento, parte do vapor superaquecido gerado no campo solar é encaminhado para o TES, enquanto a outra parte é utilizada para atender a capacidade nominal do bloco de potência. O vapor superaquecido que entra no TES passa, inicialmente, por um dessuperaquecedor, onde diminui a sua temperatura ao trocar calor com o sal fundido que sai do tanque frio e entra no tanque quente. O vapor na saída do dessuperaquecedor, ainda levemente superaquecido, entra no sistema de

armazenamento de calor latente, onde passa por um processo de condensação, fornecendo energia a um material de mudança de fase. Na saída do PCM, na condição de água saturada, o fluido de trabalho entra em uma bomba, onde tem sua pressão elevada até a pressão de entrada do campo solar. Finalmente, a água líquida na saída do TES se mistura a água de alimentação da saída do bloco de potência, com a vazão resultante sendo encaminhada para a entrada do campo solar, recomeçando o ciclo. Durante o processo de descarregamento, a água de alimentação na saída do bloco de potência é direcionada ao TES, onde, inicialmente, passa por um preaquecedor. No preaquecedor, a água se aquece ao trocar calor com o sal fundido que sai do tanque quente e entra no tanque frio. Após passar pelo processo de preaquecimento, a água, ainda levemente subresfriada, entra no sistema de armazenamento de calor latente, onde se evapora ao absorver energia do material de mudança de fase. Na saída do PCM, o fluido de trabalho se encontra na condição de vapor saturado, sendo, posteriormente, encaminhado ao superaquecedor. No superaquecedor, o vapor saturado troca calor com o sal fundido que sai do tanque quente, até atingir a condição de vapor superaquecido. Para continuar o ciclo, o vapor superaquecido na saída do TES é encaminhado de volta ao bloco de potência.

3.4.2 Descrição dos componentes do sistema

3.4.2.1 Tanques de armazenamento

Os tanques de armazenamento, ilustrados na Figura 3.25, são os componentes do sistema responsáveis pelo acúmulo de sal fundido durante os processos de carregamento e descarregamento do TES. O sal fundido armazenado nos tanques é conhecido como “sal solar”, uma composição de 60% NaNO_3 + 40% KNO_3 , cujas propriedades termofísicas são apresentadas na Tabela 3.6. No carregamento do TES, o sal fundido sai do tanque frio à uma temperatura de 260 °C, passa por um trocador de calor e entra no tanque quente à 540 °C. Durante o descarregamento, o sal fundido sai do tanque à 540 °C, passa por dois trocadores de calor até entrar no tanque frio à 260 °C.

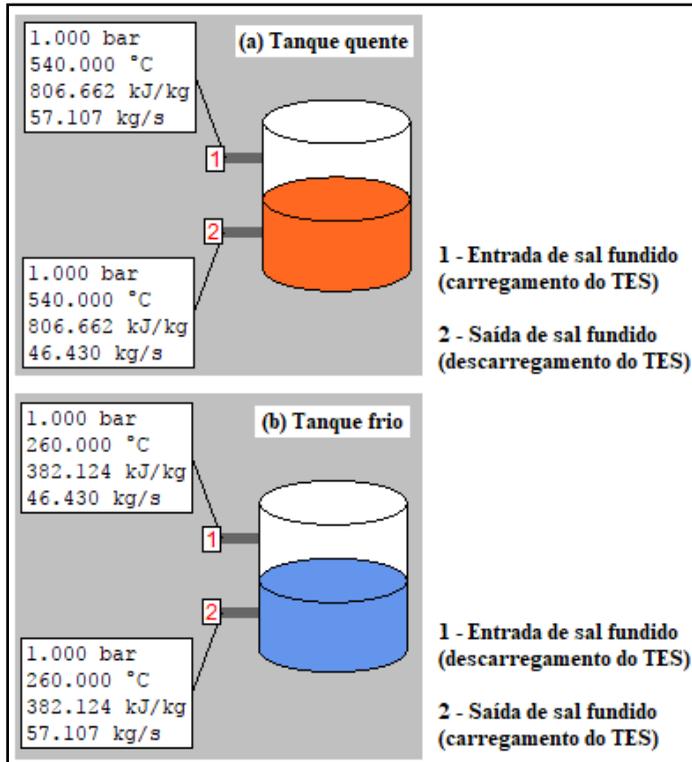


Figura 3.25 - Tanques de armazenamento de sal fundido

Tabela 3.6 - Propriedades termofísicas médias do sal fundido

Ponto de fusão	220 °C
Ponto de ebulição	565 °C
Condutividade térmica	0,53 W/m·K
Massa específica	1804 kg/m ³
Calor específico	1,52 kJ/kg·K

Fonte: ROMERO e AGUILAR (2016)

3.4.2.2 Unidade de armazenamento de calor latente

A unidade de armazenamento de calor latente, apresentada na Figura 3.26, é um sistema composto por um material de mudança de fase, responsável por remover calor do vapor superaquecido durante o carregamento do TES e fornecer calor à água subresfriada durante o

processo de descarregamento. O PCM utilizado para a modelagem da unidade de calor latente é o nitrato de sódio (NaNO_3), cujas propriedades termofísicas são apresentadas na Tabela 3.7. No processo de carregamento do TES, vapor superaquecido a $320\text{ }^\circ\text{C}/107\text{ bar}$ transfere calor para o PCM, a $306\text{ }^\circ\text{C}$, até atingir a condição de líquido saturado na saída, a $316\text{ }^\circ\text{C}$. Durante o descarregamento, água líquida subresfriada a, aproximadamente, $283\text{ }^\circ\text{C}$, entra na unidade de calor latente, absorve a energia armazenada no PCM e se evapora até atingir a condição de vapor saturado na saída, a $296\text{ }^\circ\text{C}$.

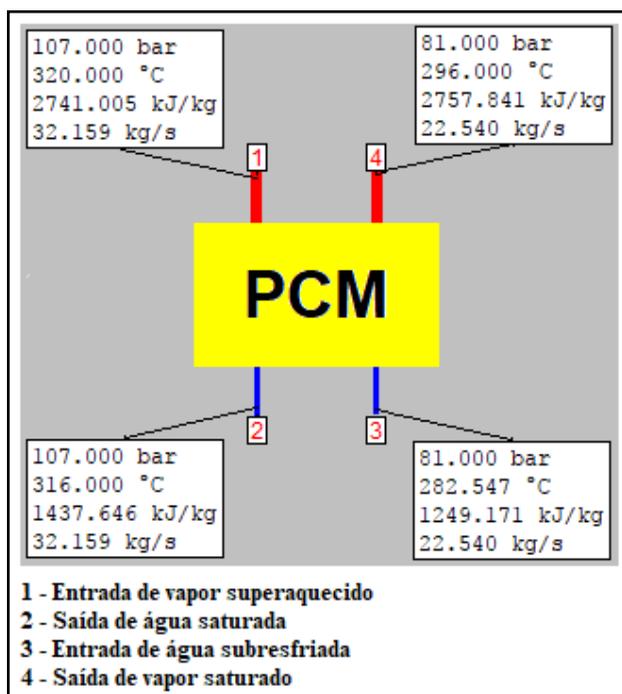


Figura 3.26 - Unidade de armazenamento de calor latente

Tabela 3.7 - Propriedades termofísicas do nitrato de sódio a $306\text{ }^\circ\text{C}$

Ponto de fusão	$306\text{ }^\circ\text{C}$
Calor latente de fusão	178 kJ/kg
Condutividade térmica	$0,55\text{ W/m}\cdot\text{K}$
Massa específica	1908 kg/m^3
Calor específico	$1,66\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Fonte: SEITZ et al. (2017)

Na unidade de armazenamento de calor latente foi estabelecida uma diferença de 10 °C entre a temperatura de fusão do PCM e as temperaturas de condensação e evaporação do vapor. Por essa razão, foram adotadas pressões de 107 bar e 81 para os processos de carregamento e descarregamento do TES, respectivamente.

3.4.2.3 Dessuperaquecedor

No dessuperaquecedor, apresentado na Figura 3.27, o vapor superaquecido produzido no campo solar entra no TES a 550 °C/107 bar e se resfria até a temperatura de 320 °C. A queda de temperatura do vapor ocorre por meio do aquecimento do sal fundido que sai do tanque frio a 260 °C e entra no tanque quente a 540 °C.

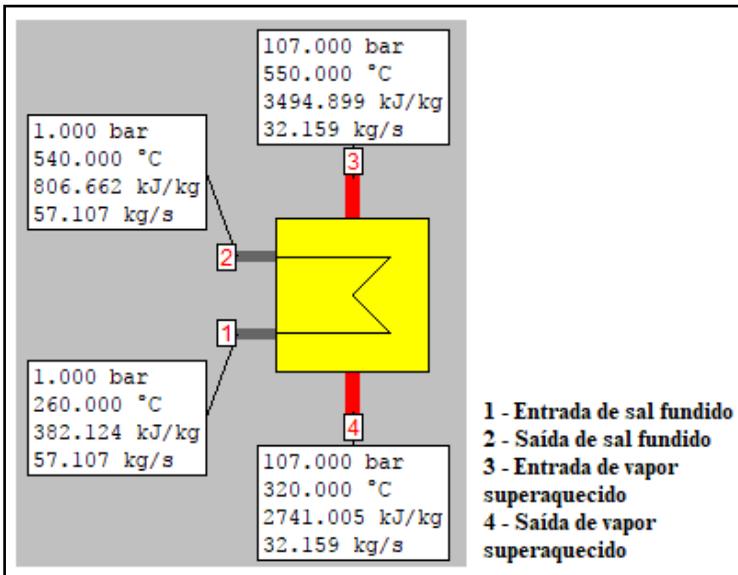


Figura 3.27 - Dessuperaquecedor

Segundo SEITZ et al. (2014), a temperatura de saída do dessuperaquecedor é limitada de acordo com a variação da capacidade calorífica do vapor superaquecido em relação à temperatura. O calor específico do vapor na faixa de temperaturas de operação do trocador não é, exatamente, constante e varia, principalmente, próximo à temperatura de saturação. Tal efeito pode ser observado no diagrama Temperatura versus Calor transferido da Figura 3.28. Devido à variação do calor

específico, as linhas de vapor superaquecido e sal fundido apresentam curvaturas distintas.

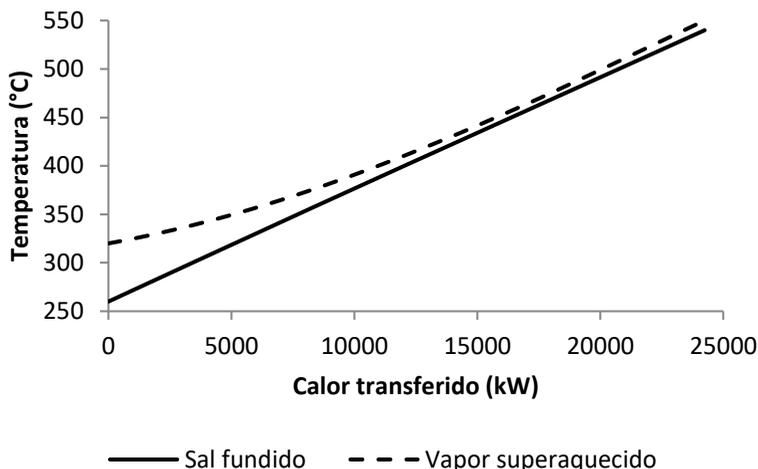


Figura 3.28 - Diagrama Temperatura versus Calor transferido do dessuperaquecedor durante o carregamento do TES

Para que se obtenha um resultado fisicamente consistente, é preciso considerar uma mínima diferença de temperatura entre as linhas de vapor superaquecido e sal fundido na Figura 3.28. Tal fato implica em uma restrição à temperatura de saída do superaquecedor. A escolha das temperaturas dos tanques frio e quente também é afetada. O ideal é que a temperatura do tanque quente seja a maior possível, de modo que a temperatura de saída do vapor superaquecido durante o descarregamento do TES também seja elevada, permitindo uma alta eficiência do bloco de potência. Entretanto, uma temperatura elevada do tanque quente implica em uma redução na temperatura do tanque frio.

Na Figura 3.29 é avaliada a hipótese de se elevar a temperatura do tanque frio para 290 °C. Como pode ser observado, a modificação da temperatura do tanque frio resultou no cruzamento das linhas de vapor superaquecido e sal fundido. Embora o balanço de energia esteja correto, o resultado encontrado é fisicamente impossível, devido à violação da Segunda Lei da Termodinâmica.

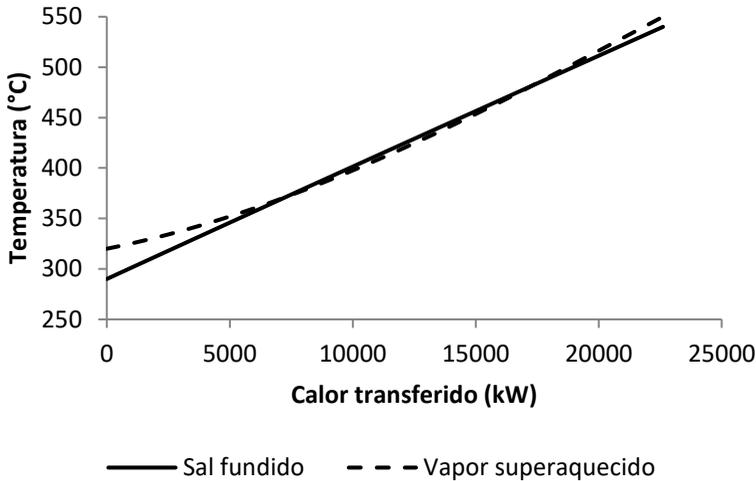


Figura 3.29 - Diagrama Temperatura versus Calor Transferido do dessuperaquecedor considerando a temperatura do tanque frio a 290 °C

No modelo do sistema de armazenamento de energia térmica proposto neste trabalho foi adotada uma temperatura de entrada do PCM igual a 320 °C (SEITZ et al., 2014 adotam 330 °C). Quanto menor a temperatura de entrada do PCM, menor a quantidade de energia armazenada na unidade de calor latente e maior a energia armazenada no sistema de calor sensível. Como consequência, a temperatura do tanque frio foi reduzida para 260 °C (SEITZ et al., 2014 adotam 270 °C). Um efeito negativo da redução da temperatura do tanque frio é a diminuição da margem de segurança em relação à temperatura de solidificação do sal fundido. De modo geral, a temperatura do tanque frio é mantida em cerca de 290 °C, diminuindo o risco de solidificação do sal fundido.

3.4.2.4 Preaquecedor

No preaquecedor, apresentado na Figura 3.30, água de alimentação proveniente do bloco de potência a 251 °C/81 bar entra no trocador de calor e sai com uma temperatura de, aproximadamente, 283 °C. O sal fundido que sai do superaquecedor a 312 °C se resfria no preaquecedor até atingir a temperatura do tanque frio, 260 °C. O diagrama Temperatura versus Calor Transferido do preaquecedor é apresentado na Figura 3.31.

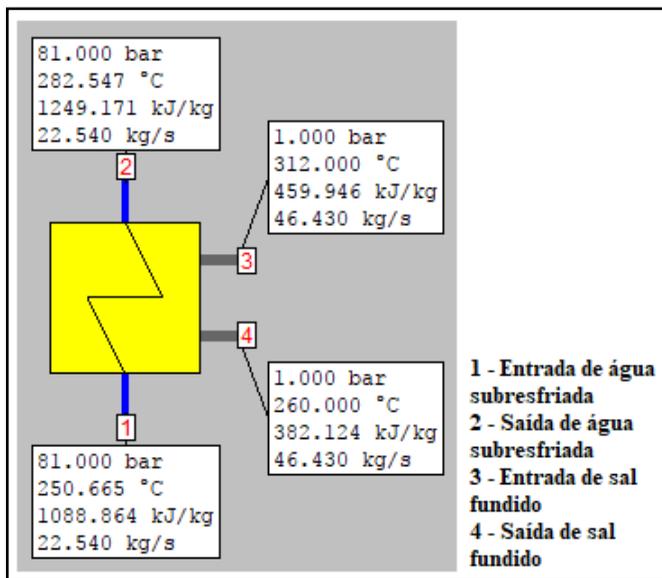


Figura 3.30 – Preaquecedor

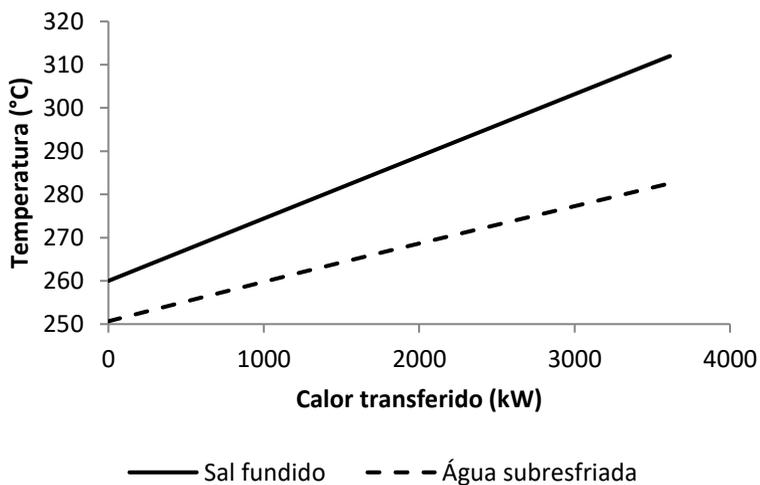


Figura 3.31 - Diagrama Temperatura versus Calor transferido do preaquecedor durante o descarregamento do TES

3.4.2.5 Superaquecedor

No superaquecedor, apresentado na Figura 3.32, o vapor saturado que sai do PCM a 296 °C/81 bar é aquecido pelo sal fundido que sai do tanque quente a 540 °C. O sal fundido se resfria até a temperatura de 312 °C, enquanto o vapor sai do superaquecedor a 530 °C/ 81 bar. O diagrama Temperatura versus Calor Transferido do superaquecedor é apresentado na Figura 3.33.

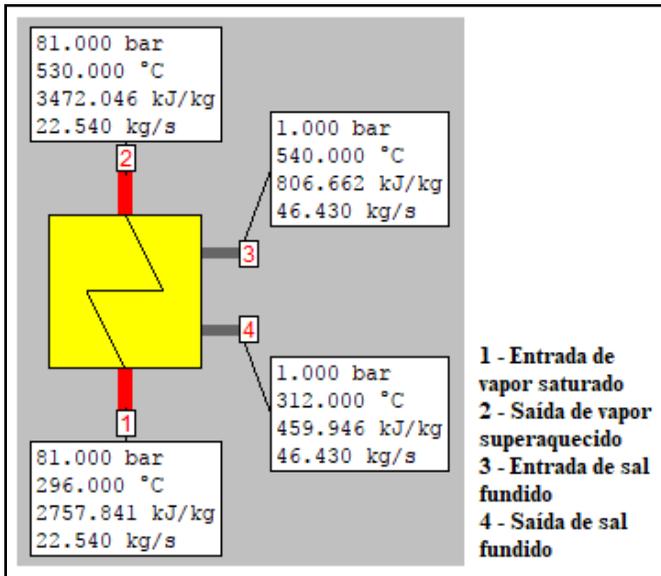


Figura 3.32 – Superaquecedor

Para os três trocadores de calor apresentados, é novamente aplicada a abordagem da média logarítmica das diferenças de temperaturas. As vazões mássicas são calculadas via balanços de massa e energia. Para o superaquecedor, é assumida a hipótese de uma variação linear da condutância térmica (UA) com a vazão mássica, de modo que a temperatura do tanque quente permaneça constante sob cargas parciais. Na estratégia de operação adotada para a planta, o preaquecedor e o superaquecedor operam sempre em condições nominais.

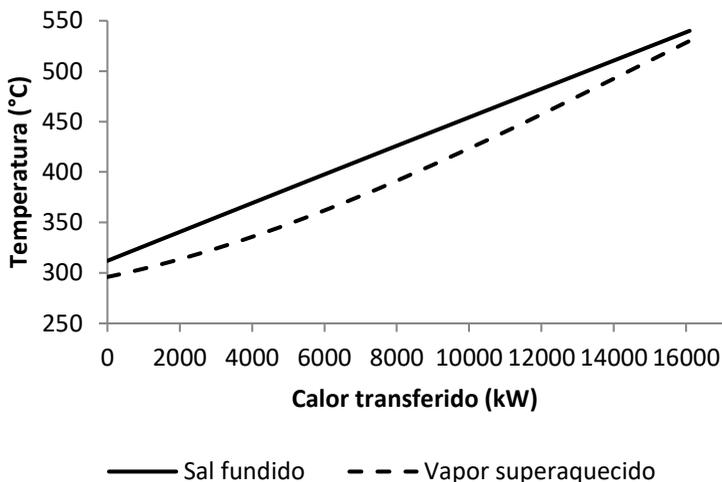


Figura 3.33 - Diagrama Temperatura versus Calor transferido do superaquecedor durante o descarregamento do TES

3.4.3 Parâmetros nominais do sistema de armazenamento

Um resumo dos principais parâmetros nominais do bloco de potência é apresentado na Tabela 3.5.

Tabela 3.8 - Parâmetros nominais do sistema de armazenamento

Temperatura do tanque quente	540 °C
Temperatura do tanque frio	260 °C
Temperatura do PCM	306 °C
Temperatura do vapor no carregamento	550 °C
Temperatura da água na saída do PCM	316 °C
Temperatura do vapor no descarregamento	530°C
Temperatura da água no descarregamento	251°C
Vazão mássica no carregamento	32,2 kg/s
Vazão mássica no descarregamento	22,5 kg/s
Pressão do vapor no carregamento	107 bar
Pressão do vapor no descarregamento	81 bar

3.4.4 Principais hipóteses simplificativas

Para a elaboração do modelo do sistema de armazenamento de energia térmica, foram feitas as seguintes hipóteses simplificativas:

- ✓ Regime permanente;
- ✓ Perdas térmicas nos tanques de armazenamento e na unidade de armazenamento de calor latente foram desprezadas;
- ✓ Quedas de pressão em todos os componentes do sistema também foram ignoradas;
- ✓ Componentes adiabáticos;
- ✓ Funcionamento ideal da unidade de armazenamento de calor latente;
- ✓ As temperaturas dos tanques quente e frio se mantêm constantes durante a operação.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 PERFORMANCE DA PLANTA

4.1.1 Geração e eficiência térmica do campo solar

A geração térmica do campo solar é definida como o calor útil obtido da concentração da radiação solar direta por meio dos coletores Fresnel, calculada conforme:

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{CS}(h_{sai} - h_{ent}) \quad (4.1)$$

em que \dot{m}_{CS} é a vazão do campo de coletores, h_{sai} e h_{ent} representam as entalpias do fluido de trabalho, na entrada e na saída do campo solar.

A curva de geração térmica do campo solar é apresentada na Figura 4.1, que mostra a relação entre o calor útil absorvido pelos coletores e a irradiância direta incidente considerando ângulos de incidência longitudinal e transversal nulos. A curva de geração apresenta um comportamento praticamente linear, sendo o campo de coletores capaz de produzir quase 10 MWt para uma DNI de 100 W/m² e, praticamente, 135 MWt sob condições nominais de operação.

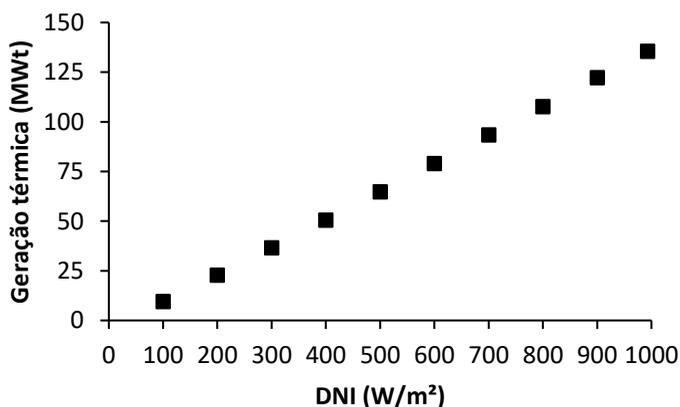


Figura 4.1 - Curva de geração térmica do campo solar

A eficiência térmica do campo solar é a relação entre a geração térmica e a radiação direta incidente sobre o campo de coletores e pode ser calculada de acordo com a seguinte equação:

$$\eta_{CS} = \frac{\dot{Q}_{CS}}{DNI \cdot A_{CS}} \quad (4.2)$$

em que \dot{Q}_{CS} é a geração térmica, DNI é a irradiância direta normal e A_{CS} é a área líquida de abertura dos espelhos do campo solar.

Na Figura 4.2, é apresentada a relação entre a eficiência térmica do campo solar e a DNI incidente. É possível observar que a curva de eficiência térmica do campo de coletores apresenta uma variação considerável, saindo de quase 40 % para uma DNI de 100 W/m² para cerca de 60 % sob condições de projeto. Nota-se uma elevada eficiência para níveis mais altos de DNI e uma queda acentuada para baixos índices de DNI.

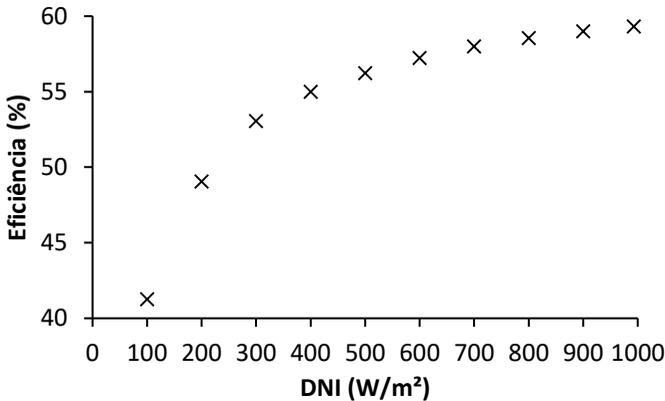


Figura 4.2 - Curva de eficiência térmica do campo solar

4.1.2 Eficiência térmica do bloco de potência

A eficiência térmica do bloco de potência da planta é determinada a partir de:

$$\eta_{BP} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (4.3)$$

em que \dot{W}_{liq} é a potência elétrica líquida gerada pelo bloco de potência e \dot{Q}_{ent} é o calor fornecido ao bloco de potência.

A eficiência térmica do bloco de potência foi avaliada para vários níveis de carga, definida como a razão entre a potência gerada pela planta e a potência nominal de operação. Os valores obtidos são expostos na Tabela 4.1, onde também são apresentados outros parâmetros de operação do ciclo de potência: calor fornecido ao bloco de potência pelo campo solar ou pelo TES, vazão mássica de vapor superaquecido e temperatura da água de alimentação na saída. Na Tabela 4.2, os valores de potência elétrica consumida pelas bombas também são apresentados. Todos os parâmetros foram obtidos para cargas entre 20 % e 100 % (carga nominal). De acordo com MONTES (2008), 20 % é o valor mínimo de carga recomendado para a operação da turbina.

Tabela 4.1 - Parâmetros de operação do bloco de potência

Carga (%)	Eficiência (%)	Calor fornecido (MWt)	Vazão mássica (kg/s)	Temperatura na saída (°C)
20	32,14	18,4	6,7	194,6
30	34,82	25,5	9,6	210,7
40	36,85	32,2	12,4	222,6
50	38,44	38,6	15,2	232,3
60	39,7	44,8	17,9	240,7
70	40,69	50,9	20,8	247,8
80	41,47	57	23,6	254,1
90	42,06	63,1	26,6	259,8
100	42,49	69,4	29,7	265,2

Tabela 4.2 - Potência elétrica consumida pelas bombas do ciclo de potência

Carga (%)	Bomba de extração de condensado (kW)	Bomba de alimentação (kW)
20	4,2	74,7
30	6,2	102,7
40	8,4	134,4
50	10,9	171,4
60	13,8	217,4
70	17,4	273,9
80	21,6	341,7
90	26,9	429,1
100	33,3	537,5

O comportamento da eficiência térmica do bloco de potência para diferentes níveis de carga, apresentado na Tabela 4.1, é mostrado graficamente na Figura 4.3. Como pode ser observado, durante a operação da planta a eficiência do ciclo varia entre 32 e 42,5 %. A redução da eficiência com a diminuição da carga é fortemente influenciada pela variação da eficiência isentrópica da turbina sob cargas parciais.

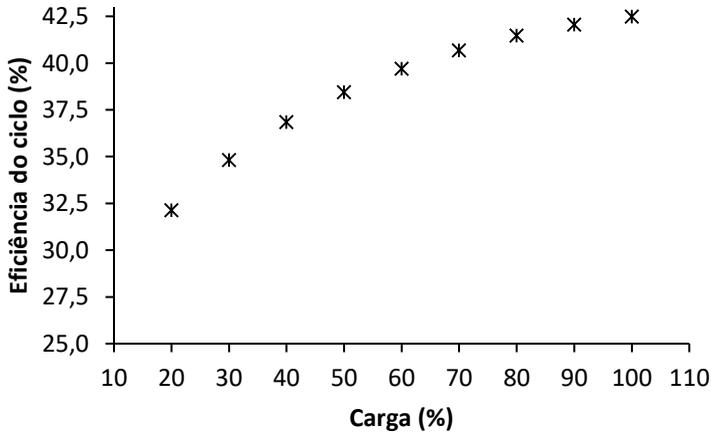


Figura 4.3 - Eficiência do ciclo de potência para diferentes níveis de carga

4.1.3 Capacidade de armazenamento de energia da planta

A capacidade nominal de armazenamento da planta foi calculada a partir da simulação do modelo para o dia em que a planta gera a maior quantidade de energia durante o ano. Assim, a planta foi simulada para o dia 26 de outubro, cujo gráfico de produção diária de energia é apresentado na Figura 4.4. O gráfico da Figura 4.4 mostra a geração da planta para cada hora de operação durante o dia. Dessa forma, tem-se, por exemplo, que na hora 6, a coluna equivalente representa a quantidade de energia gerada pela planta entre 6 e 7 horas. No início da manhã, toda a energia gerada pelo campo solar é destinada diretamente ao bloco de potência, uma vez que a energia produzida nesse período não é suficiente para atender as condições nominais do bloco de potência. Na maior parte do dia, o campo solar produz mais energia do que o necessário para gerar a potência nominal da planta, destinando o excedente para o TES. No final do dia, quando a DNI é insuficiente para gerar energia no campo solar, toda a geração da planta é baseada na energia recuperada do sistema de

armazenamento. A planta encerra a operação quando a energia armazenada durante o dia é totalmente utilizada.

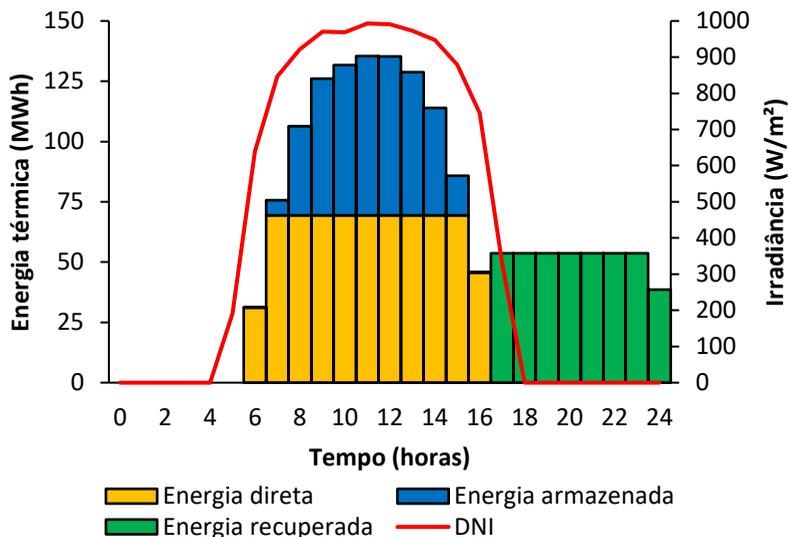


Figura 4.4 – Energia produzida pela planta no dia 26 de outubro

A partir dos dados de energia armazenada apresentados na Figura 4.4, é possível calcular o número equivalente de horas de armazenamento, definido conforme a seguinte equação (SAM, 2017):

$$\Delta t_{TES} = \frac{E_{TES} \cdot \eta_{BP;Ref}}{\dot{W}_{bruta;Ref}} \quad (4.4)$$

em que E_{TES} é o total de energia armazenada pelo TES e $\dot{W}_{bruta;Ref}$ é a potência elétrica bruta nominal da planta. Para o dia 26/10, o total de energia armazenada pela planta corresponde a seis horas de armazenamento, ou seja, a planta é capaz de armazenar energia suficiente para atender a capacidade nominal da planta durante seis horas. Isso, é claro, não significa que a planta opera por, no máximo, seis horas durante o descarregamento do TES. Na Figura 4.4, por exemplo, a operação da planta se estende por quase oito horas. Tal situação ocorre porque a pressão do vapor superaquecido no descarregamento é inferior à pressão nominal do vapor na entrada do bloco de potência. Assim, pela Lei de Stodola, a vazão mássica do ciclo também é inferior à vazão nominal, fazendo com que o TES se descarregue mais lentamente e a planta

produza menos energia. Também é importante destacar que durante o descarregamento do TES, a eficiência do bloco de potência cai como consequência da redução da vazão mássica, da pressão e também da temperatura do vapor superaquecido.

Na Figura 4.5 são apresentadas as curvas de armazenamento dos tanques de sal fundido para o dia em análise. As curvas de armazenamento mostram a evolução do volume de sal fundido armazenado durante o dia. Pode-se observar que a maior quantidade de sal acumulada pelo tanque quente no dia 26/10 é de, aproximadamente, 1400 toneladas. Tal valor foi escolhido como o nível máximo de armazenamento dos tanques. Um nível de armazenamento mínimo de 5% também foi adotado, ou seja, 70 toneladas. O estabelecimento de um nível mínimo se justifica pelo fato de existir uma altura limite da entrada da bomba responsável pela retirada de sal do tanque.

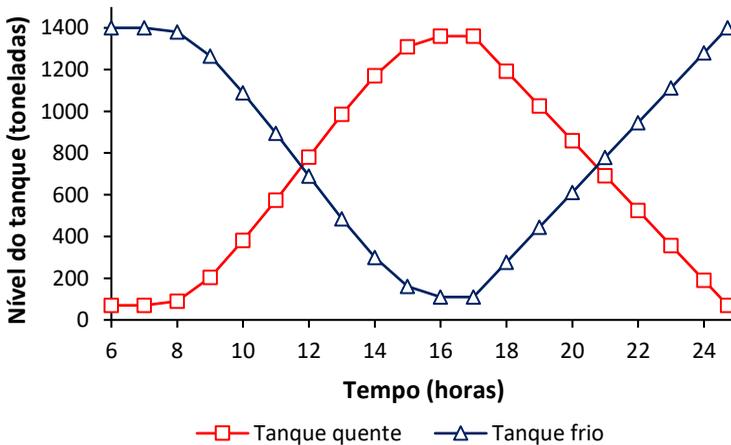


Figura 4.5 - Curvas de armazenamento dos tanques de sal fundido (26/10)

4.2 SIMULAÇÃO ANUAL DA PLANTA

Na Figura 4.6 é apresentado o ano meteorológico típico (TMY) da cidade de Bom Jesus da Lapa/BA, a partir do qual foi realizada a simulação anual da planta. Assim como ocorre no semiárido nordestino e em boa parte do Brasil, Bom Jesus da Lapa/BA caracteriza-se pela presença de uma estação úmida e uma estação seca durante o ano. Tal padrão climático possui um impacto significativo na distribuição anual de DNI na cidade. Entre os meses de outubro e março a radiação direta apresenta uma variabilidade considerável devido ao período de chuvas,

enquanto nos meses de abril a setembro, são registrados mais dias de céu claro, o que implica numa maior estabilidade do clima nesse período.

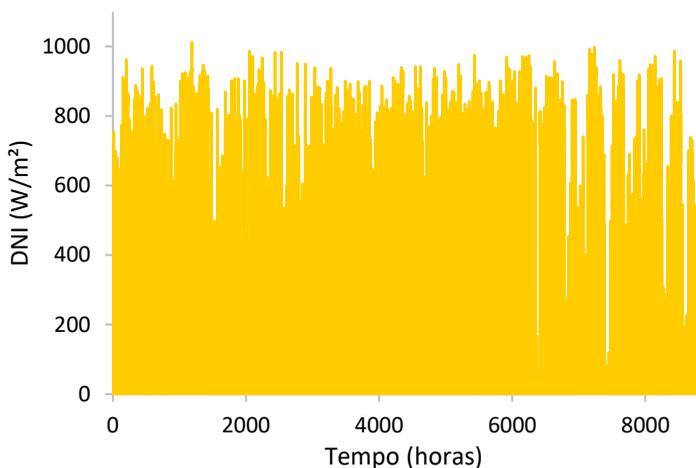


Figura 4.6 - Ano meteorológico típico de Bom Jesus da Lapa/BA

Na Figura 4.7 são apresentados os valores de DNI acumulada de cada um dos doze meses do ano. Conforme esperado, nota-se que nos meses do período seco (abril a setembro) a quantidade de radiação direta acumulada é superior à dos meses da estação de chuvas (outubro a março).

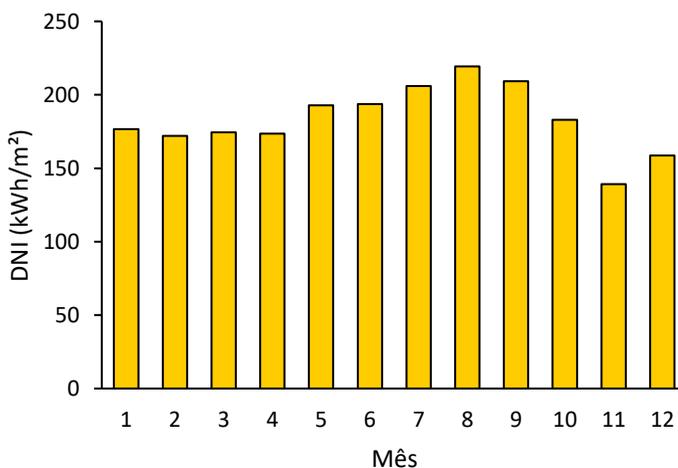


Figura 4.7 - Índices de DNI acumulada para os doze meses do ano

Nas Figuras 4.8 e 4.9 são apresentadas as distribuições de DNI para os meses de agosto (maior índice de DNI acumulada) e novembro (menor índice de DNI acumulada). A sobreposição das curvas diárias de DNI torna nítida a discrepância entre os dois meses analisados. Nota-se, claramente, que o mês de agosto possui uma elevada estabilidade climática, marcada por uma grande quantidade de dias de céu limpo. Por outro lado, no mês de novembro é observada uma forte variabilidade da radiação direta devido à nebulosidade característica desse período do ano. No Apêndice A é possível encontrar as distribuições de DNI de todos os demais meses do ano.

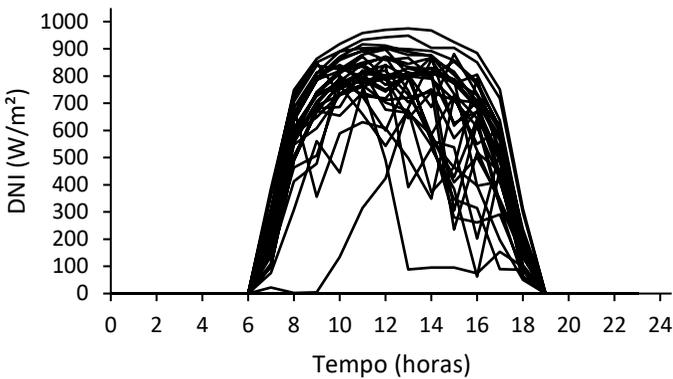


Figura 4.8 - Distribuição de DNI no mês de agosto

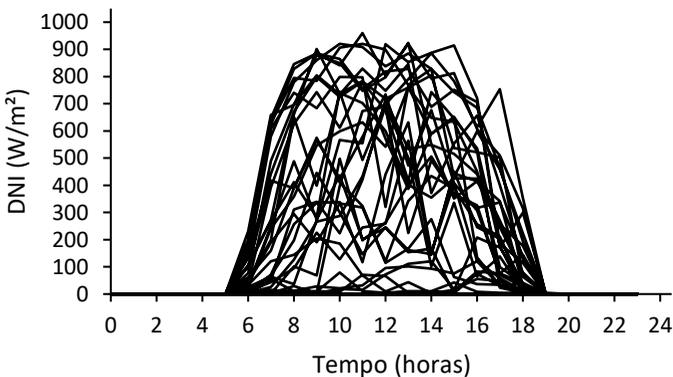


Figura 4.9 - Distribuição de DNI no mês de novembro

Na Figura 4.10 é mostrada a produção de energia térmica do campo solar da planta para os doze meses do ano. Já na Figura 4.11 é

apresentada a evolução da eficiência térmica do campo solar ao longo do ano. Os resultados apontam um certo equilíbrio entre a geração de energia térmica durante os períodos seco e úmido do ano. Os maiores valores de eficiência térmica observados durante a estação chuvosa amenizam a variabilidade climática tipicamente observada nesse período. Durante a estação seca, a nebulosidade é mais baixa, porém a eficiência do campo solar também é menor nesse período.

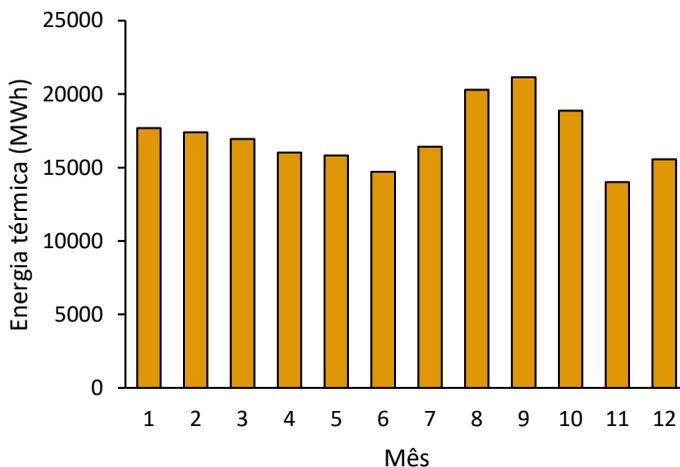


Figura 4.10 - Distribuição anual da energia térmica produzida no campo solar

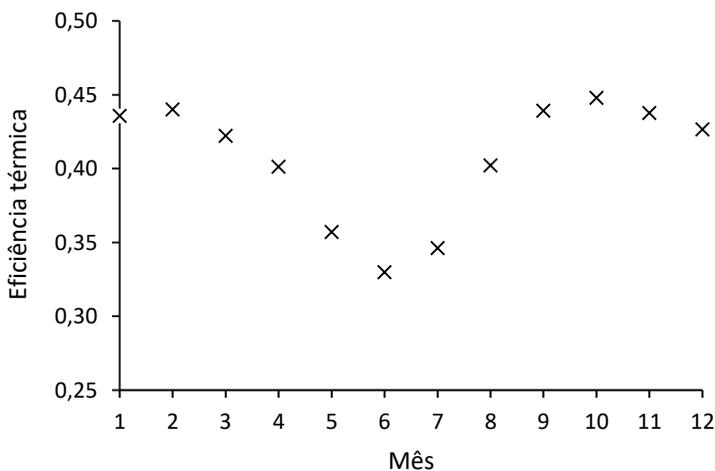


Figura 4.11 - Eficiência térmica do campo solar ao longo do ano

Na Tabela 4.3 são apresentados os índices de produção de energia elétrica, eficiência solar-elétrica e fator de capacidade referentes à simulação anual da planta. Os resultados mostram que a planta é capaz de gerar cerca de 84,6 GWh ao longo de todo o ano, com uma eficiência solar-elétrica de 16,7 % para um fator de capacidade de 32,8 %. Os valores disponíveis na Tabela 4.3 são apresentados graficamente nas Figuras 4.12 a 4.14.

Tabela 4.3 - Parâmetros de desempenho da simulação anual da planta

Mês	Energia elétrica (MWh)	Eficiência solar-elétrica⁶	Fator de capacidade⁷
Janeiro	7303	0,180	0,334
Fevereiro	7221	0,183	0,365
Março	6981	0,174	0,319
Abril	6588	0,165	0,311
Mai	6522	0,147	0,298
Junho	6045	0,136	0,286
Julho	6764	0,143	0,309
Agosto	8418	0,167	0,385
Setembro	8791	0,183	0,415
Outubro	7787	0,185	0,356
Novembro	5747	0,180	0,271
Dezembro	6411	0,176	0,293
Total	84576	0,167	0,328

O maior índice de geração de energia elétrica da planta ocorre no mês de setembro, enquanto a eficiência solar-elétrica alcança seu nível máximo em outubro, com, aproximadamente, 18,5 %. Em novembro, mês que apresenta o menor valor de DNI acumulada, também é registrado o menor índice de geração elétrica. O nível mais baixo de eficiência solar-elétrica da planta é observado no mês de junho, mês que marca o início do inverno no hemisfério sul. Nesse mês, a eficiência cai para cerca de 13,6 %. O fator de capacidade da planta varia de 27 a 42 % ao longo do ano. O valor máximo ocorre em setembro e o mínimo em novembro.

⁶ A eficiência solar-elétrica é a razão entre a energia elétrica produzida pela planta e o total de radiação direta incidente sobre o campo solar.

⁷ O fator de capacidade é um parâmetro de desempenho obtido pela razão entre a produção de energia e a capacidade total de geração da planta para um período de tempo especificado (ITAIPU, 2017)

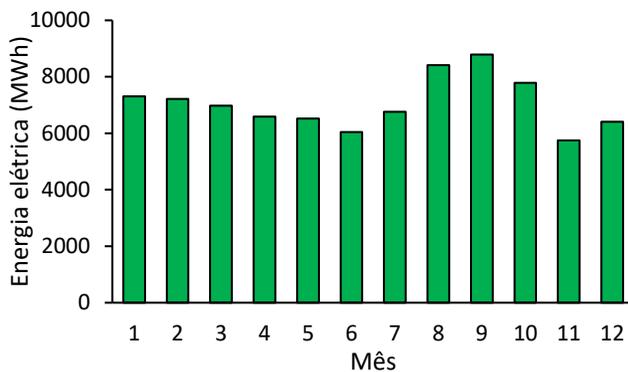


Figura 4.12 - Distribuição anual de energia elétrica produzida pela planta

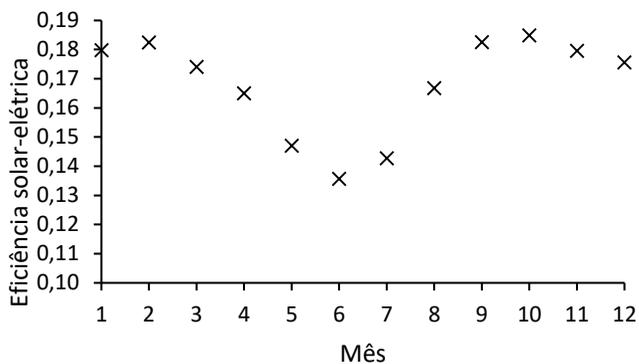


Figura 4.13 - Eficiência solar-elétrica da planta ao longo do ano

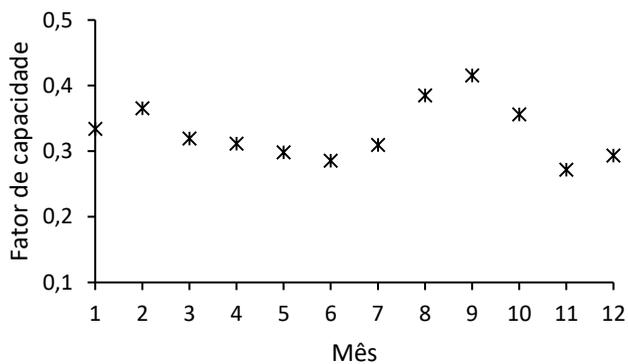


Figura 4.14 - Fator de capacidade da planta durante o ano

Na Figura 4.15 é mostrada a quantidade de energia térmica armazenada pela planta ao longo dos doze meses do ano. Setembro é o mês em que a planta armazena a maior quantidade de energia, enquanto que em junho é registrado o menor nível de armazenamento. Na Figura 4.16 é apresentada a distribuição anual da razão entre a energia armazenada pela planta e o total de energia térmica gerada pelo campo solar. Em junho, a planta é capaz de armazenar cerca de 5 % apenas do total de energia térmica produzida pelo campo de coletores, enquanto que esse índice chega a quase 25 % em setembro. Destaca-se o fato de que a planta armazena mais energia durante o período úmido do que durante a estação seca.

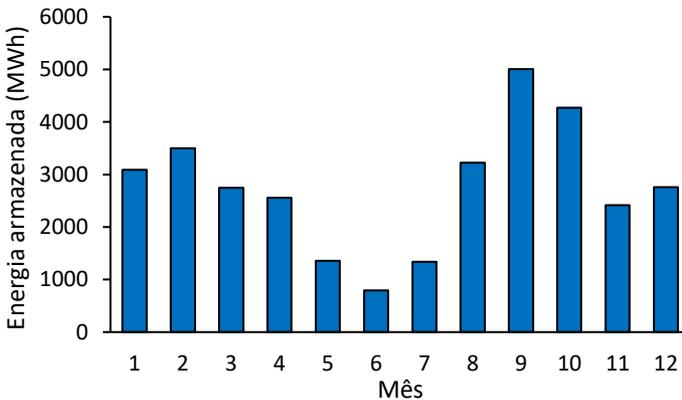


Figura 4.15 - Distribuição anual da energia térmica armazenada pela planta

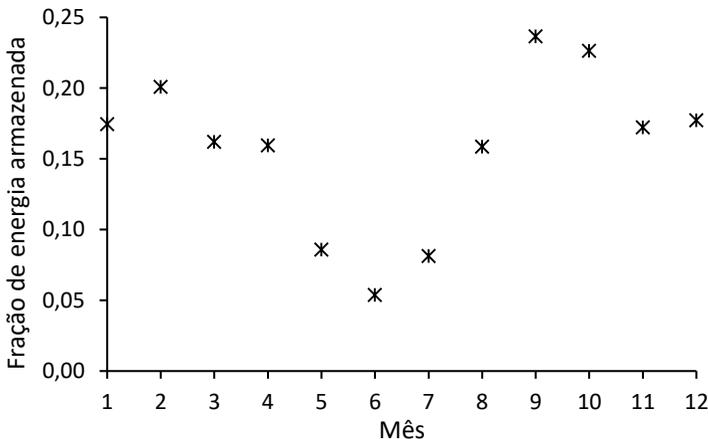


Figura 4.16 - Fração de energia térmica armazenada pela planta ao longo do ano

4.3 SIMULAÇÃO DA PLANTA PARA DIAS SELECIONADOS

Para complementar a análise da simulação anual da planta, foram avaliados doze dias de céu claro ao longo do ano meteorológico típico de Bom Jesus da Lapa. Os doze dias do ano que apresentam a maior DNI acumulada foram selecionados, sendo um dia de cada mês do ano. Os resultados obtidos são apresentados nas Tabelas 4.4 e 4.5.

Tabela 4.4 - Parâmetros de desempenho da planta para doze dias selecionados

Dia	DNI (kWh/m²)	Energia térmica (MWh)	Energia elétrica (MWh)	Eficiência solar- elétrica (%)	Fator de capacidade (%)
25/01	8971	924	385	18,7	54,6
19/02	9522	982	409	18,7	58,0
29/03	9418	941	393	18,1	55,7
12/04	10014	966	403	17,5	57,1
01/05	8734	790	329	16,4	46,6
30/06	8933	694	289	14,1	41,0
09/07	9123	726	302	14,4	42,8
15/08	9638	893	372	16,8	52,7
18/09	9772	1000	417	18,5	59,1
26/10	10396	1116	463	20,6	63,4
16/11	8818	950	395	19,5	56,0
18/12	10207	1050	437	18,6	61,9

Tabela 4.5 - Armazenamento de energia da planta para doze dias selecionados

Dia	Energia armazenada (MWh)	Nível máximo do tanque quente (%)
25/01	286	68,5
19/02	325	77,3
29/03	282	67,6
12/04	313	74,6
01/05	168	42,3
30/06	95	26,1
09/07	116	30,7
15/08	252	61,1
18/09	341	80,8
26/10	414	97,1
16/11	272	65,6
18/12	347	82,1

As curvas de geração e de armazenamento de energia térmica referentes aos doze dias de céu claro selecionados são apresentadas nos Apêndices B e C, respectivamente. Dos dados das Tabelas 4.4 e 4.5, destaca-se o fato de que em junho, o nível máximo atingido pelo tanque quente é de apenas 26,1 %. O fator de capacidade da planta chega a um máximo de 41,0 % em junho e de 63,4 % em outubro, maior nível registrado ao longo do ano.

4.4 COMPARAÇÃO COM O SAM (SYSTEM ADVISOR MODEL)

Para verificar a pertinência dos resultados obtidos pelo modelo desenvolvido seria desejável estabelecer comparações com dados experimentais ou resultados de simulações de trabalhos de mesma natureza. Dada a ausência de dados reais de uma planta DSG em operação e a escassez de trabalhos acerca do tema, optou-se por realizar uma comparação com os resultados obtidos através de uma simulação com o software SAM (*System Advisor Model*). O SAM é um software livre desenvolvido pelo NREL (*National Renewable Energy Laboratory*) amplamente utilizado para avaliar o desempenho operacional e financeiro de plantas que utilizam fontes de energia renováveis como a fotovoltaica, eólica e heliotérmica. O SAM possui modelos para as quatro principais tecnologias termossolares: calhas parabólicas, torre central, Fresnel e pratos parabólicos. Para a tecnologia Fresnel com geração direta de vapor, o SAM ainda não considera a possibilidade de armazenamento de energia. Assim, será estabelecida uma comparação entre o SAM e o EBSILON do modelo de uma planta Fresnel com geração direta de vapor sem armazenamento. Na Tabela 4.6 são apresentados os principais parâmetros utilizados na modelagem dessa planta nos dois softwares.

Tabela 4.6 - Principais parâmetros da planta Fresnel de comparação

Potência bruta	29,3 MWe
Eficiência do ciclo de potência	42,5 %
Pressão na entrada da turbina	107 bar
Múltiplo solar	1
Irradiância de projeto	993 W/m ²
Temperatura na entrada do laço	265 °C
Temperatura na saída do laço	550 °C
Número de coletores de preaquecimento + evaporação	10
Número de coletores de superaquecimento	6
Título na saída da seção de evaporação	0,80

Em ambos os softwares foram utilizados os mesmos modelos de coletores Fresnel, da Novatec Solar. Um comparativo entre os resultados da simulação anual da planta obtidos por meio dos dois softwares é apresentado na Tabela 4.7 e na Figura 4.17. A diferença na geração elétrica anual obtida pelos dois modelos foi de, aproximadamente, 5,7 %. Na Figura 4.17, é possível notar que o perfil anual de geração obtido em ambos os softwares é bastante similar, sendo que os valores de produção elétrica obtidos pelo EBSILON são sistematicamente maiores do que os do SAM em todos os meses. Tal diferença se deve ao fato de que no EBSILON apenas as perdas parasíticas devido ao consumo elétrico das bombas são consideradas. No SAM, outras perdas são também assumidas, como, por exemplo, a energia térmica consumida durante o *startup* do bloco de potência. O SAM também considera a inércia térmica do campo de coletores, além de outras pequenas perdas da planta. Assim sendo, é possível considerar que a diferença encontrada entre os resultados obtidos por meio dos dois softwares é satisfatória.

Tabela 4.7 - Resultados da simulação anual da planta de comparação

	EBSILON	SAM
Geração elétrica anual	37,3 GWh	35,2 GWh
Fator de capacidade	14,8 %	14,8 %
Eficiência solar-elétrica	14,7 %	13,9 %
Área de abertura do campo solar	115000 m ²	115000 m ²

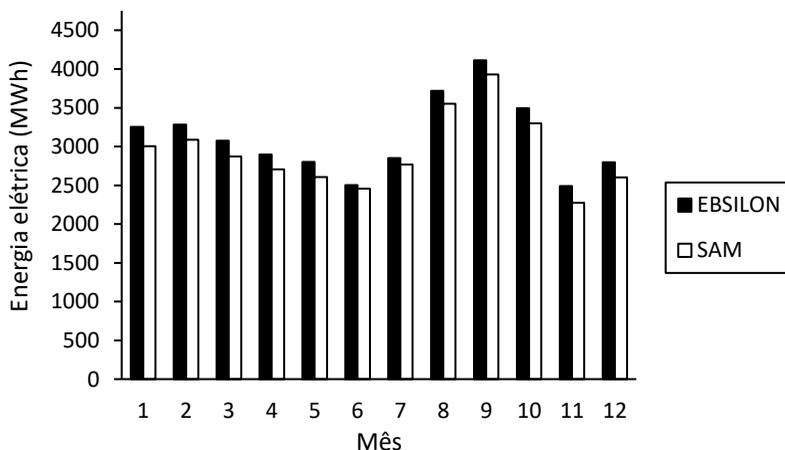


Figura 4.17 - Produção elétrica da planta de comparação ao longo do ano

4.5 COMPARAÇÃO COM UMA PLANTA DE CALHAS PARABÓLICAS

Neste item pretende-se estabelecer uma comparação entre a planta Fresnel modelada no trabalho e uma planta tradicional de calhas parabólicas que utiliza óleo sintético como fluido de trabalho. Para isso, novamente será empregado o software SAM. Na Tabela 4.8 são apresentados os parâmetros principais utilizados para a modelagem no SAM de uma planta de calhas parabólicas do mesmo porte da planta Fresnel para a cidade de Bom Jesus da Lapa/BA.

Tabela 4.8 - Principais parâmetros da planta de calhas parabólicas no SAM

Potência bruta	30 MWe
Eficiência do ciclo de potência	37,7 %
Pressão na entrada da turbina	100 bar
Fluido de trabalho do campo solar	Therminol VP-1
Múltiplo solar	1,95
Irradiância de projeto	993 W/m ²
Temperatura na entrada do laço	293 °C
Temperatura na saída do laço	393 °C
Número de coletores por laço	8
Tipo de coletor	SkyFuel SkyTrough
Tipo de receptor	Schott PTR80
Número de horas de armazenamento	6
Fluido de armazenamento	Hitec Solar Salt
Temperatura do tanque frio	292 °C
Temperatura do tanque quente	384 °C

Na Tabela 4.9 são mostrados os resultados da planta de calhas parabólicas obtidos por meio do SAM, além dos valores obtidos através da modelagem da planta Fresnel utilizando o EBSILON, já apresentados anteriormente. Embora a produção de energia elétrica de ambas as plantas seja similar, a eficiência solar-elétrica da planta Fresnel é inferior, dado que a área de abertura de espelhos requerida para o campo solar da planta de calhas parabólicas é menor. O fator de capacidade da planta Fresnel também é inferior. Conforme esperado, o desempenho da planta de calhas parabólicas é superior ao da planta Fresnel, sendo necessário novamente destacar que no SAM são consideradas uma série de perdas parasíticas que não são avaliadas no EBSILON, de modo que a diferença entre a geração elétrica anual das duas plantas tende a ser maior do que o valor exposto.

Tabela 4.9 - Comparação entre a planta Fresnel e a planta de calhas parabólicas

	Fresnel	Calhas parabólicas
Geração elétrica anual	84,6 GWh	85,0 GWh
Fator de capacidade	32,8 %	35,6 %
Eficiência solar-elétrica	16,7 %	17,5 %
Área de abertura do campo solar	230000 m ²	220000 m ²

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Neste trabalho foi desenvolvido o modelo de uma planta Fresnel com geração direta de vapor e armazenamento de energia térmica. A planta modelada possui uma potência bruta de 30 MWe com capacidade de armazenamento de seis horas e foi simulada para a cidade de Bom Jesus da Lapa, localizada na região semiárida do Nordeste brasileiro. Os resultados mostraram que a planta é capaz de gerar anualmente cerca de 85 GWh, com uma eficiência solar-elétrica de 16,7 % e um fator de capacidade de 32,8 %.

O padrão climático de Bom Jesus da Lapa, assim como boa parte do país, é caracterizado pela presença de duas estações: a seca (de abril a setembro) e a chuvosa (de outubro a março). Os resultados da simulação não indicaram uma grande discrepância da geração elétrica da planta entre esses dois períodos, embora a produção de energia seja maior na estação seca. Durante o período úmido, a eficiência solar-elétrica é maior, porém a geração de energia é afetada pelo regime de chuvas mais intenso. No período seco, ocorre o inverso. A eficiência solar-elétrica da planta é menor, mas é compensada por um clima mais estável, permitindo uma menor intermitência na geração de energia. A maior eficiência solar-elétrica da planta é registrada em outubro, embora o maior índice de geração ocorra em setembro. Junho é o mês do ano de menor eficiência solar-elétrica, mas é o mês de novembro que apresenta o menor nível de geração de energia.

Em relação a capacidade de armazenamento de energia térmica da planta ao longo do ano, verificou-se um comportamento inverso ao que ocorre com a produção anual de energia elétrica. Enquanto a planta produz mais energia durante a estação seca, os maiores níveis de armazenamento ocorrem no período úmido. Ainda assim, a maior quantidade de energia armazenada pela planta é registrada em setembro, último mês do período seco. Porém, no mês de junho, a planta atinge um nível mínimo de armazenamento, próximo a 5 % do total de energia térmica gerada pelo campo solar.

Tanto a geração direta de vapor quanto o armazenamento de energia térmica podem permitir uma elevação da competitividade da tecnologia Fresnel. Espera-se que os resultados obtidos pelo trabalho sirvam como uma estimativa inicial para avaliar o potencial de introdução e integração com outras fontes da tecnologia Fresnel no Brasil. A energia

heliotérmica pode tornar-se mais uma alternativa importante para a ampliação do uso de energias renováveis e a diversificação da matriz elétrica brasileira.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Considerando uma eventual continuidade do presente trabalho, são apresentadas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- ✓ Em relação ao modelo do campo solar, sugere-se estudar mais detalhadamente os fenômenos de transferência de calor do coletor Fresnel, de modo a se obter um modelo teórico de perdas térmicas que seja potencialmente mais preciso do que as curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante;
- ✓ Foi desenvolvido neste estudo um modelo de TES bastante simples. Tal alternativa foi adotada devido à pequena quantidade de informação disponível, dado o estágio inicial de desenvolvimento deste tipo de tecnologia. O comportamento ideal dos componentes poderia passar por um refinamento de modo que o sistema opere mais próximo de condições reais de funcionamento. No sistema modelado toda a energia armazenada pela planta é, posteriormente, recuperada para a geração de energia elétrica. Em sistemas reais de grande porte, a eficiência dos sistemas de armazenamento está dentro de uma faixa de 93 a 99% (MA et al., 2012);
- ✓ O consumo parasítico de energia elétrica da planta não é modelado de forma detalhada neste trabalho. No EBSILON, apenas a energia elétrica consumida pelas bombas foi considerada. Abordagem semelhante é adotada por MONTES et al. (2009b) e SEITZ et al. (2017). Uma comparação com o SAM mostrou que as perdas parasíticas podem ter sido subestimadas. Sugere-se, portanto, um estudo mais detalhado sobre o consumo parasita da planta e posterior incorporação dessas perdas aos resultados obtidos;
- ✓ Para realizar a simulação anual foi adotada uma estratégia simplificada de operação da planta. O excedente de energia armazenado é utilizado para o despacho de energia apenas ao final do dia de operação. Outras estratégias de operação mais sofisticadas podem ser estudadas, levando-se em conta a demanda de energia ou as necessidades de alguma aplicação específica;
- ✓ Avaliação de custos dos componentes de modo a se obter o LCOE da planta.

REFERÊNCIAS

ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). **Cadernos Temáticos ANEEL: Energia assegurada**. Brasília-DF, 2005. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/caderno3capa.pdf>. Acessado em novembro de 2017.

ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). **Nota técnica 0043/2010 – SRD/ANEEL**. Brasília-DF, 2010.

ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). Chamada 021/2016. **Projeto estratégico: “Arranjos técnicos e comerciais para a inserção de sistemas de armazenamento de energia no setor elétrico brasileiro”**. Brasília-DF, 2016.

ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). **Resolução Normativa nº 77, de 18 de agosto de 2004**. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2004077.pdf>. Acessado em outubro de 2017.

ARAÚJO, R. P. **Setor elétrico brasileiro – uma aventura mercantil**. 1ª Edição. Brasília – DF: Confea, 2009.

AUROSSEAU, A., VUILLERME, V., BEZIAN, J. J. **Control systems for direct steam generation in linear concentrating solar power plants – A review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews 56, 2016.

BIRNBAUM, J., ECK, M., FICHTNER, M., HIRSCH, T. LEHMANN, D. ZIMMERMANN, G. **A direct steam generation solar power plant with integrated thermal storage**. Proceedings of 14th International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies. Las Vegas, USA, 2008.

BRAND, B., STAMBOULI, A. B., ZEJLI, D. **The value of dispatchability of CSP plants in the electricity systems of Morocco and Algeria**. Energy Policy 47, 2012.

BURGI, A. S. **Avaliação do potencial técnico de geração termossolar no Brasil a partir de modelagem em SIG e simulação de plantas virtuais**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. UFRJ/PPE/COPPE. Rio de Janeiro – RJ, 2013.

COOKE, D. H. **Modelling of off-design multistage turbine pressures by Stodola’s ellipse**. Bechtel Power Corporation, Houston, Texas, 1983.

COSTA, S. P. L. **Armazenamento de energia térmica através de materiais de mudança de fase**. Dissertação do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2014.

DINÇER, I. e ROSEN, M. A. **Thermal energy storage: systems and applications**. Second edition. Ed. John Wiley & Sons, 2011.

DUFFIE, J. A. & BECKMANN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. Wiley-Interscience, New York, 1991.

ECK, M., e ZARZA, E. **Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs**. Solar Energy 80, 2006.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). **Plano Nacional de Energia 2030. Geração hidrelétrica**. Brasília-DF, 2007.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). **Análise da Inserção da Geração Solar na Matriz Elétrica Brasileira**. Rio de Janeiro – RJ, 2012.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). **BEN (Balanço Energético Nacional). Relatório síntese. Ano base 2016**. Disponível em: https://ben.epe.gov.br/downloads/S%C3%ADntese%20do%20Relat%C3%B3rio%20Final_2017_Web.pdf. Acessado em novembro de 2017.

FELDHOFF, J. F., SCHMITZ, K., ECK, M., SCHNATBAUM-LAUMANN, L., LAING, D., ORTIZ-VIVES, F., SCHULTE-FISCHEDICK, J. **Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage**. Solar Energy 86, 2012.

FELDHOFF, J. F. **Linear Fresnel Collectors. A technology overview**. SFERA Summer School, Almería, Spain, 2012a.

FELDHOFF, J. F. **Direct Steam Generation. A technology overview**. SFERA Summer School, Almería, Spain, 2012b.

FERREIRA, H. L., GARDE, R., FULLI, G., KLING, W., LOPES, J. P. **Characterization of electrical energy storage technologies**. Energy 53, 2013.

FLEISCHER, A. S. **Thermal energy storage using phase change materials: fundamentals and applications**. Ed. Springer, 2015.

FRIEDEL, L. **Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-phase Pipe Flow**. European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, 1979.

GARCÍA, I. L., ÁLVAREZ, J. L., BLANCO, D. **Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage: Comparison to operating plant data**. Solar Energy 85, 2011.

GILL, A. B. **Power plant performance**. Butterworths, 1984.

GOSWAMI, D. Y. **Principles of solar engineering**. Third Edition. Taylor and Francis Group, 2015.

HÄBERLE, A., SCHERER, S., BERGER, M., FARIAN, J. **Fresnel CSP technology. State of the Art and Market Overview**. Publicado por: Projeto Energia Heliotérmica. Brasília – DF, 2014.

HERMANN, U. and NAVA, P. **Performance of the SKAL-ET collector of the Andasol power plants**. Proceedings of 14th International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies. Las Vegas, 2008.

HIRSCH, T. e KHENISSI, A. **A systematic comparison on power block efficiencies for CSP plants with direct steam generation**. Energy Procedia 49, 2014.

IBICT (Instituto Brasileiro de Informação em Ciência e Tecnologia). **Plataforma Online de Energia Heliotérmica**. Disponível em: <http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/energia-heliotermica/como-funciona>. Acessado em outubro de 2016.

IBICT (Instituto Brasileiro de Informação em Ciência e Tecnologia). **Plataforma Online de Energia Heliotérmica**. Disponível em: <http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/fatos/existem-projetos-heliotermicos-no-brasil>. Acessado em novembro de 2017.

IEA (International Energy Agency). **Solar Power and Chemical Energy Systems. IEA SolarPACES START Mission to Brazil**. Albuquerque, New Mexico, USA, 1998.

IEA (International Energy Agency). **Technology Roadmap: Concentrating Solar Power**. Paris, France, 2010.

IEA (International Energy Agency). **Technology Roadmap: Solar Thermal Electricity**. Paris, France, 2014.

IEMA (Instituto de Energia e Meio Ambiente). **Série termoeletricidade em foco: uso de água em termoeletricas**. São Paulo, 2016.

INPE (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais). **Atlas Brasileiro de Energia Solar**. Segunda edição. São José dos Campos, 2017.

IRENA (International Renewable Energy Agency). **Renewable Energy Technologies: Cost Analysis Series. Concentrating Solar Power**. Abu Dhabi, United Arab Emirates, 2012.

ITAIPU BINACIONAL. Disponível em:
<https://www.itaipu.gov.br/energia/fator-de-capacidade-operativa>.
Acessado em novembro de 2017.

KALOGIROU, S. **Solar energy engineering: processes and systems**. 1st edition. Elsevier. United States, 2009.

LAING, D., BAHL, C., BAUER, T., LEHMANN, D., STEINMANN, W-D. **Thermal energy storage for direct steam generation**. Solar Energy 85, 2011.

LUCENA, A. F. P. **Proposta metodológica para avaliação da vulnerabilidade às mudanças climáticas globais no setor hidroelétrico**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. UFRJ/PPE/COPPE. Rio de Janeiro – RJ, 2010.

LUCENA, A. F. P., SZKLO, A. S., SCHAEFFER, R., DUTRA, R. M. **The vulnerability of wind power to climate change in Brazil**. Renewable Energy 35, 2010.

MA, Z., GLATZMAIER, G., TURCHI, C., WAGNER, M. **Thermal energy storage performance metrics and use in thermal energy storage design**. National Solar Conference, Colorado, USA, 2012.

MALAGUETA, D., SZKLO, A., BORBA, B. S. M. C., SORIA, R., ARAGÃO, R., SCHAEFFER, R., DUTRA, R. **Assessing incentive policies for integrating centralized solar power generation in the Brazilian electric power system**. Energy Policy 59, 2013.

MARTINS, F. R., PEREIRA, E. B., SILVA, S. A. B., ABREU, S. L., COLLE, S. **Solar energy scenarios in Brazil, Part one: Resource assessment**. Energy Policy 36, 2008.

MARTINS, F. R., ABREU, S. L., PEREIRA, E. B. **Scenarios for solar thermal energy applications in Brazil**. Energy Policy 48, 2012.

MONTES, M. J. **Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero**. Tesis doctoral. Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid, 2008.

MONTES, M.J., ABÁNADES, A., MARTÍNEZ-VAL, J.M. **Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple**. Solar Energy 83, 2009a.

MONTES, M.J., ABÁNADES, A., MARTÍNEZ-VAL, J.M., VALDÉS, M. **Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors**. Solar Energy 83, 2009b.

MONTES, M.J., RUBBIA, C., ABBAS, R., MARTÍNEZ-VAL, J.M. **A comparative analysis of configurations of linear Fresnel collectors for concentrating solar power**. Energy 73, 2014.

Novatec Solar. < <http://novatecsolar.com/>>. Acessado em novembro de 2017.

NREL (National Renewable Energy Laboratory). **SAM Linear Fresnel solar boiler model**. SAM Virtual Conference, 2013.

NREL (National Renewable Energy Laboratory). **SWERA Maps**. Disponível em: <https://maps.nrel.gov/swera/>. Acessado em outubro de 2016.

NREL (National Renewable Energy Laboratory). **Concentrating Solar Power Projects Currently Non-Operational**. Disponível em: https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/projects_by_status.cfm?status=Currently%20Non-Operational. Acessado em novembro de 2017.

PATNODE, A. M. **Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants**. Master's thesis. University of Wisconsin - Madison, 2006.

PIRASACI, T. e GOSWAMI, D. Y. **Influence of design on performance of a latent heat storage system for a direct steam generation power plant**. Applied Energy 162, 2016.

RABEK, G. **Die Ermittlung der Betriebsverhältnisse von Speisewasservorwärmern bei verschiedenen Belastungen**. Energie und Technik, 1963.

REN21 (*Renewable Energy Policy Network for the 21st Century*).

Renewables 2017 – Global Status Report. Paris, France, 2017.

Disponível em: http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2017/06/17-8399_GSR_2017_Full_Report_0621_Opt.pdf. Acessado em novembro de 2017.

ROMERO, M. e AGUILAR, J. Next generation of liquid metal and other high-performance receiver designs for concentrating solar thermal (CST) central tower systems. *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*. Chapter 7, 129-152. Woodhead Publishing Series in Energy, 2016.

SAM (System Advisor Model). **SAM's Help system**. Disponível em: <https://sam.nrel.gov/download>. Acessado em outubro de 2017.

SCHAEFFER, R., SZKLO, A. S., LUCENA, A. F. P., BORBA, B. S. M. C., NOGUEIRA, L. P. P., FLEMING, F. P., TROCCOLI, A., HARRISON, M., BOULAHYA, M. S. **Energy sector vulnerability to climate change: A review**. *Energy* 38, 2012.

SCHLIPF, D., STENGLIN, M., SCHNEIDER, G. **Thermal storage CSP technology. State of the art and market overview**. Publicado por: Projeto Energia Heliotérmica. Brasília – DF, 2014.

SEITZ, M., CETIN, P., ECK, M. **Thermal storage concept for solar thermal power plants with direct steam generation**. *Energy Procedia* 49, 2014.

SEITZ, M., JOHNSON, M., HÜBNER, S. **Economic impact of latent heat thermal energy storage systems within direct steam generating power plants with parabolic troughs**. *Energy Conversion and Management* 143, 2017.

SILVA, P. **Energia solare termodinâmica**. Politecnico di Milano. Dipartimento di Energia. Legnano, Itália, 2013.

SolarPACES (Solar Power and Chemical Energy Systems).

Concentrating Solar Power Projects. Disponível em:

<https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/>. Acessado em novembro de 2017.

SolarPACES (Solar Power and Chemical Energy Systems). **Solar Thermal Electricity. Global Outlook 2016**. Spain, 2016.

STEINMANN, W-D. **Thermal energy storage systems for concentrating solar power (CSP) plants**. *Concentrating solar power*

technology: principles, development and applications. Chapter 11, 362-393. Woodhead Publishing Series in Energy: Number 21, 2012.

STEINMANN, W-D. **Thermal energy storage systems for concentrating solar power (CSP) technology**. Advances in thermal energy storage systems – Methods and applications. Chapter 21, 511-531. Woodhead Publishing Series in Energy: Number 66, 2015.

STINE, H. **Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications**. Wiley-Interscience, New York, 1985.

SWERA (Solar and Wind Energy Resources Assessment). **Brazil Hourly DNI, GHI and Diffuse Solar Data**. Disponível em: <http://en.openei.org/doe-opendata/dataset/brazil-hourly-dni-ghi-and-diffuse-solar-data>. Acessado em outubro de 2016.

TAMME, R., BAUER, T., BUSCHLE, J., LAING, D., MÜLLER-STEINHAGEN, H., STEINMANN, W-D. **Latent heat storage above 120 °C for applications in the industrial process heat sector and solar power generation**. International Journal of Energy Research 32, 2007.

THE WORLD BANK. **Renewable Energy Desalination. An emerging solution to close the water gap in the Middle West and North Africa**. Washington DC, 2012.

VDI-Heat Atlas. Second Edition. Springer. Düsseldorf, Germany, 2010.

WAGNER, M. J. **Simulation and Predictive Performance Modeling of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants**. Master's thesis. University of Wisconsin - Madison, 2008.

WAGNER, M. J., ZHU, G. **A direct-steam linear Fresnel performance model for NREL's System Advisor Model**. International Conference on Energy Sustainability. San Diego, USA, 2012.

WESTON, K. C. **Energy Conversion. Chapter 2: Fundamentals of Steam Power**. USA, 1992.

ZARZA, E., VALENZUELA, L., LEÓN, J. **Solar Thermal Power Plants with Parabolic-trough collectors**. International Conference on Solar Power from Space. Granada, Spain, 2004a.

ZARZA, E., VALENZUELA, L., LEÓN, J., HENNECKE, K., ECK, M., WEYERS, H., EICKHOFF, M. **Direct steam generation in**

parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. Energy 29, 2004b.

ZARZA, E., ROJAS, M.E., GONZÁLEZ, L., CABALLERO, J. M., RUEDA, F. **INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant.** Solar Energy 80, 2006.

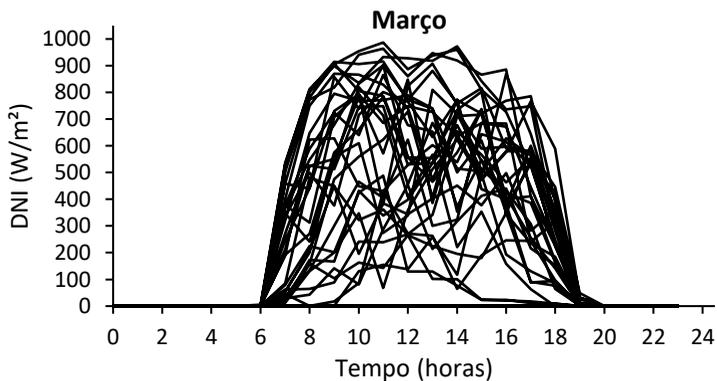
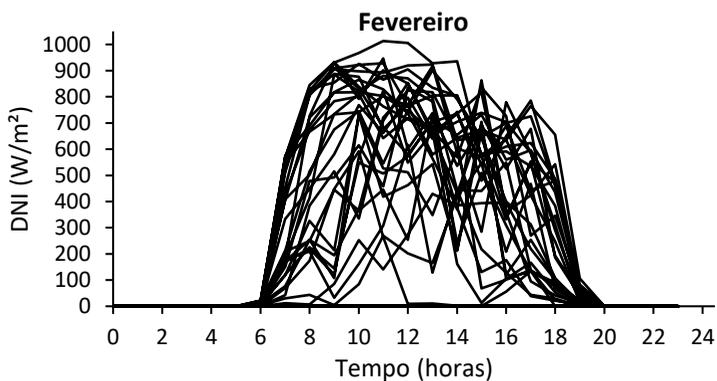
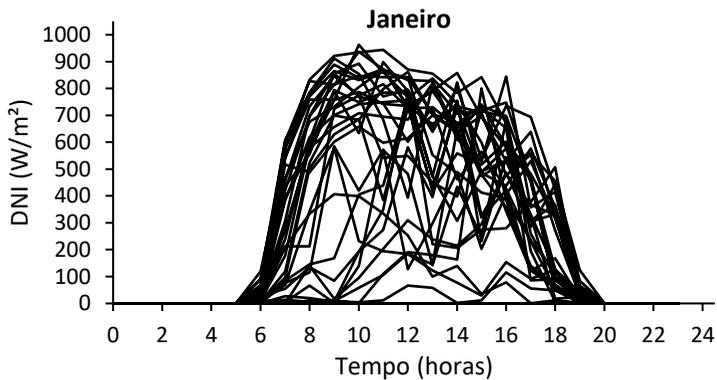
ZARZA, E. **Overview on Direct Steam Generation (DSG) and Experience at the Plataforma Solar de Almería (PSA).** Parabolic Trough Workshop. Denver, 2007.

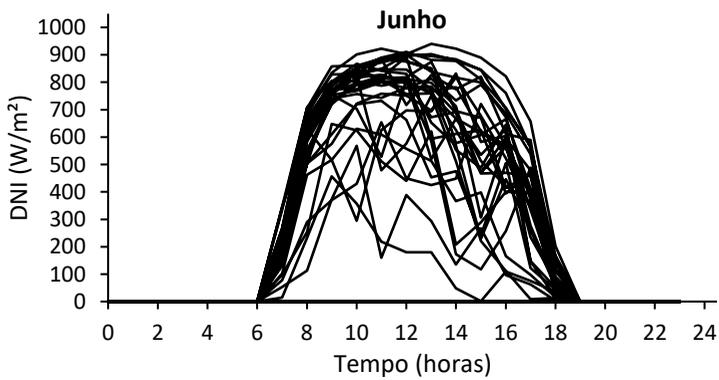
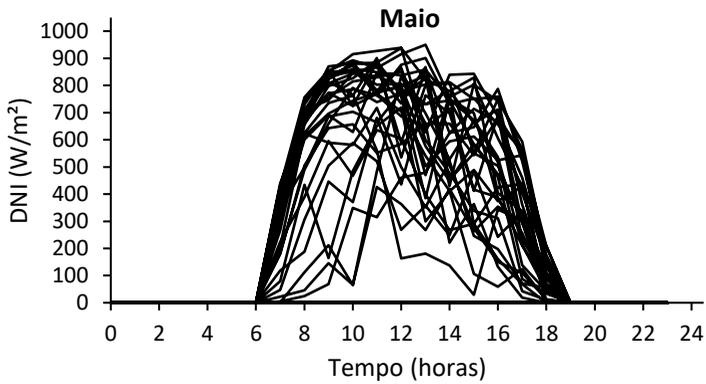
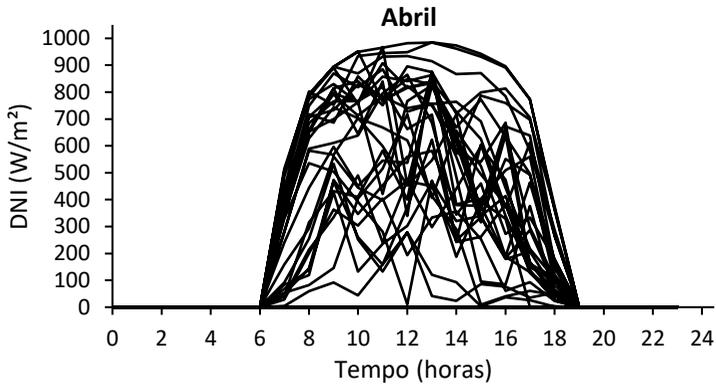
ZARZA, E. **Parabolic-trough concentrating solar power (CSP) systems.** Concentrating solar power technology: principles, development and applications. Chapter 7, 197-239. Woodhead Publishing Series in Energy: Number 21, 2012.

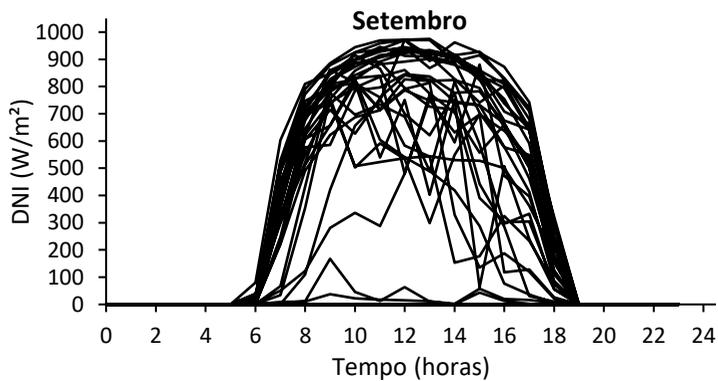
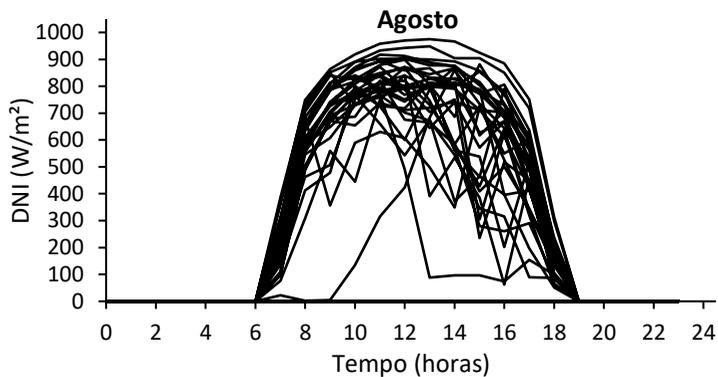
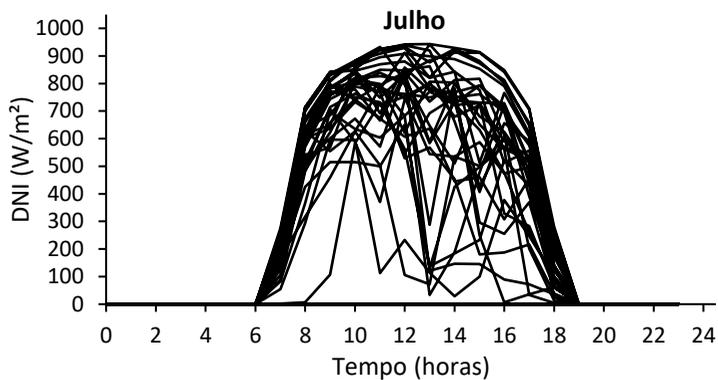
ZHANG, H.L., BAEYENS, J., DEGRÈVE, J., CÁCERES, G. **Concentrated solar power plants: Review and design methodology.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 22, 2013.

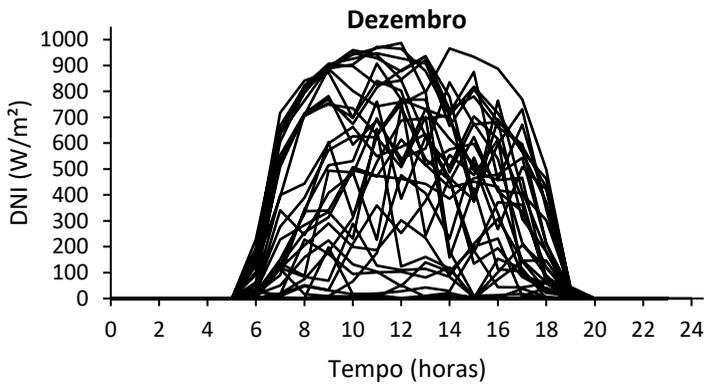
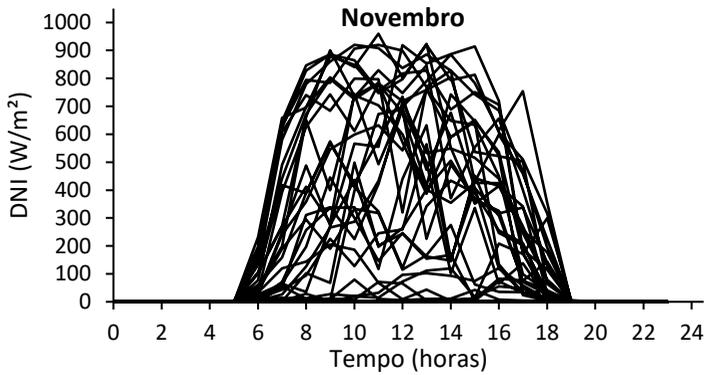
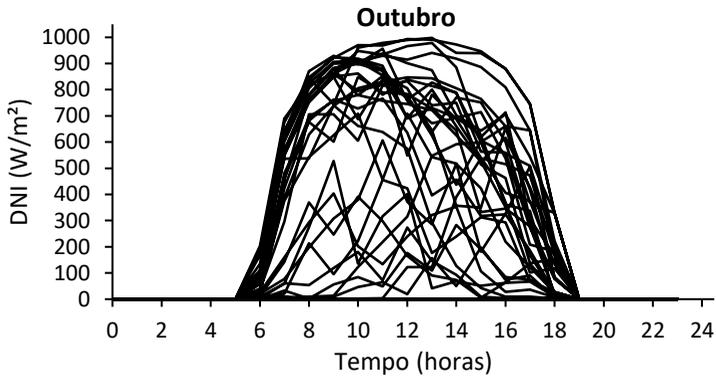
APÊNDICE A

A seguir são apresentados os gráficos de distribuição mensal de DNI para os doze meses do ano.



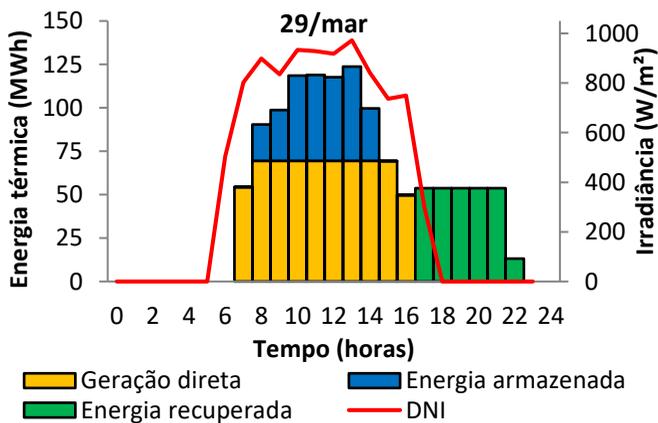
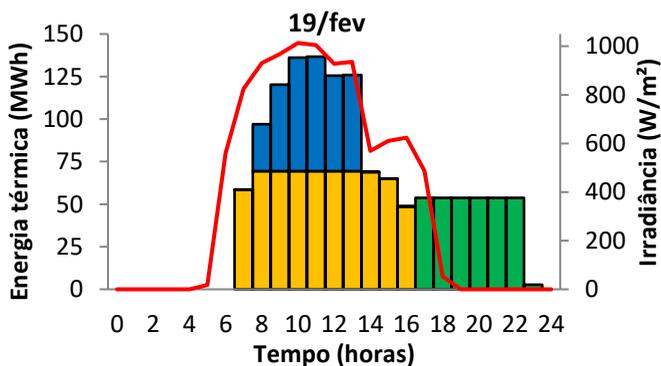
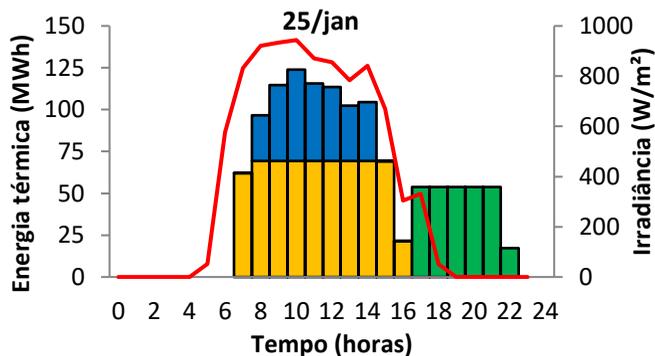


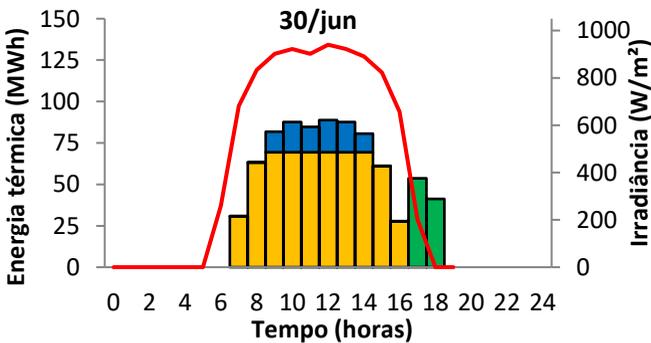
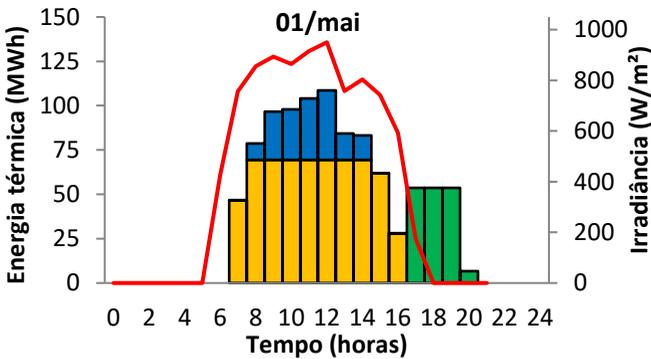
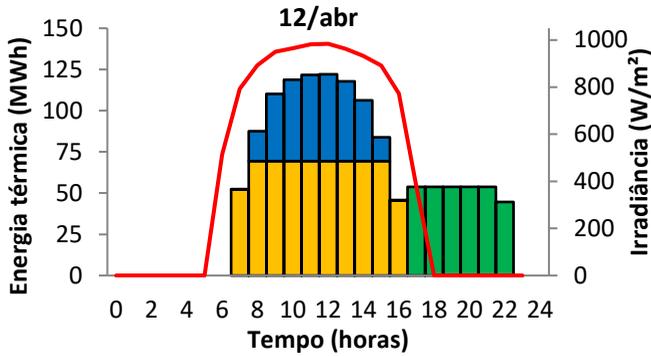




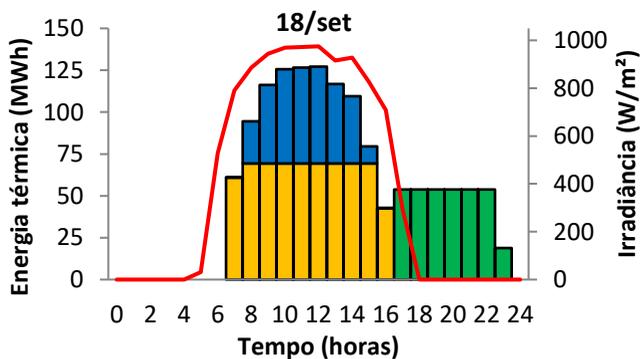
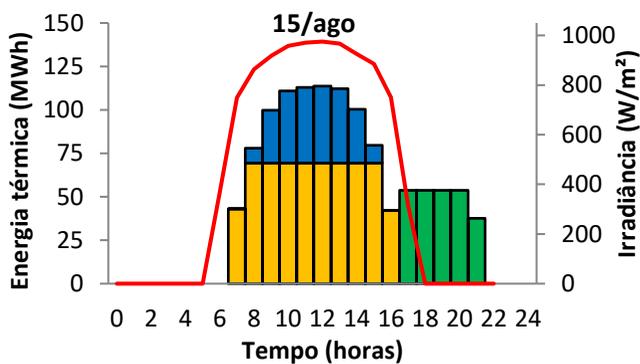
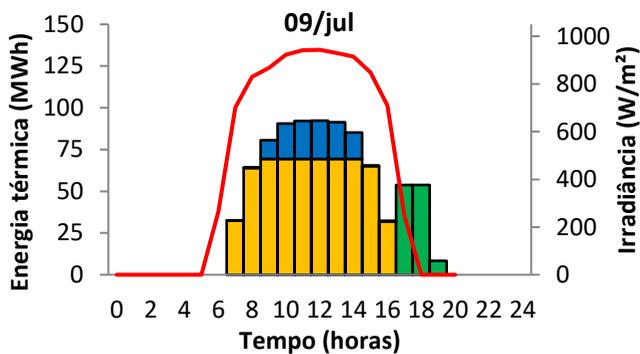
APÊNDICE B

A seguir são apresentados os gráficos de produção diária de energia térmica da planta para doze dias de céu claro selecionados.

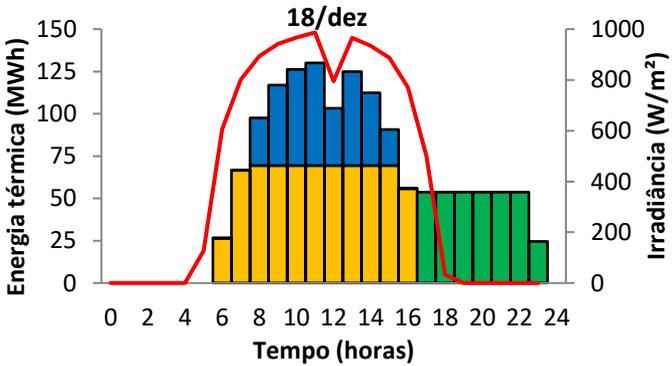
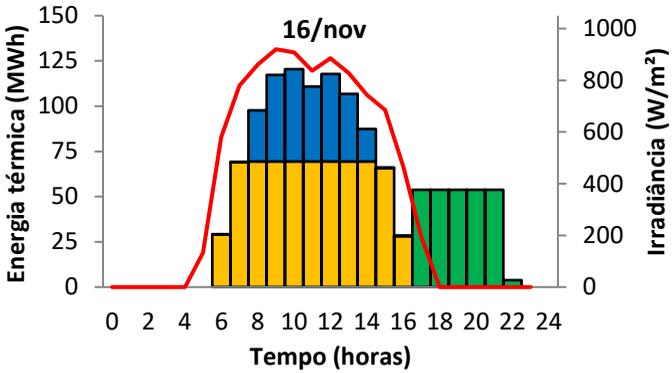
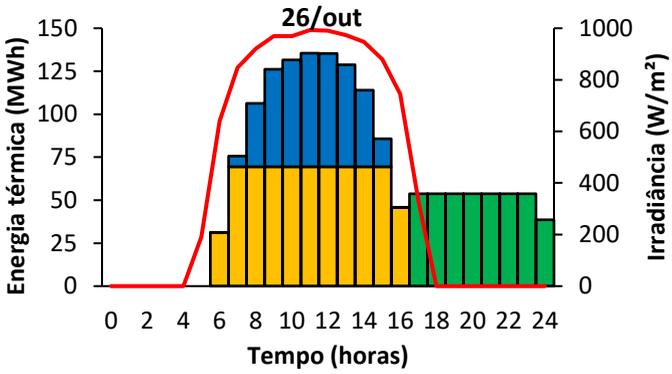




Geração direta
 Energia armazenada
 Energia recuperada
 DNI



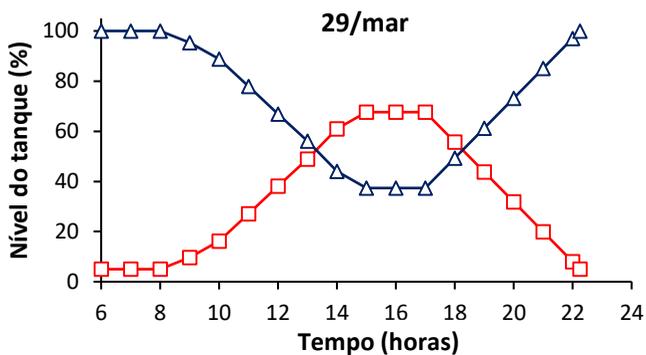
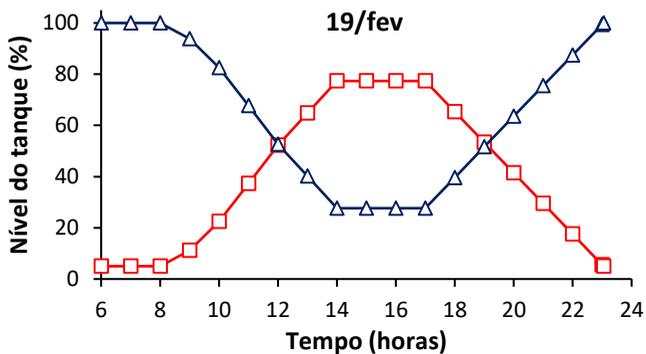
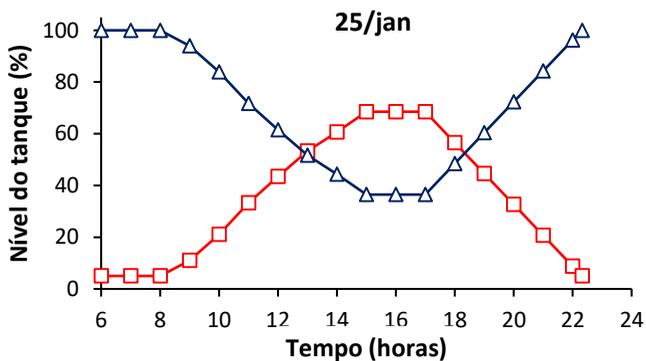
Geração direta
 Energia armazenada
 Energia recuperada
 DNI



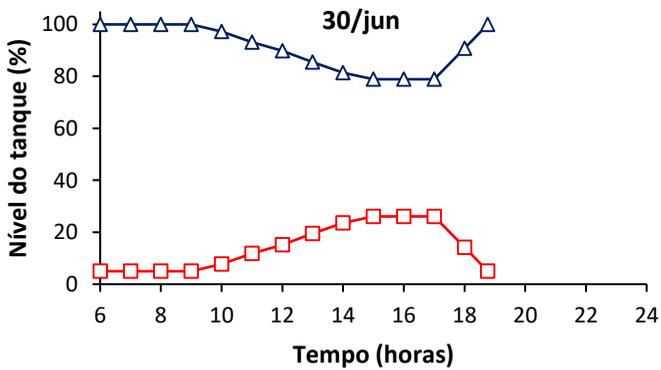
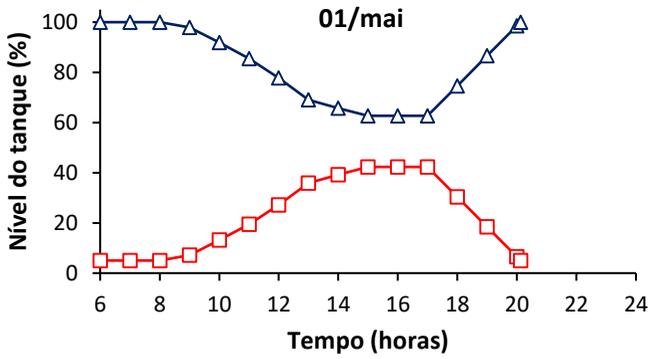
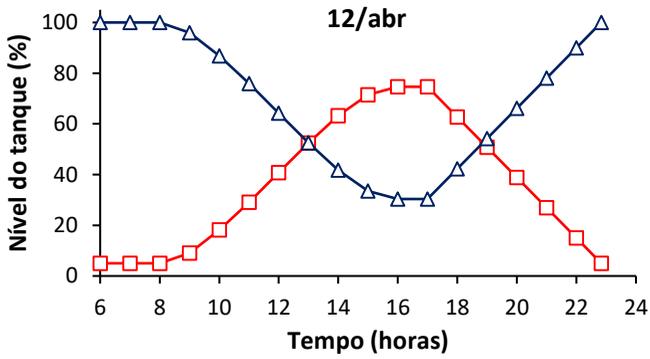
Geração direta
 Energia armazenada
 Energia recuperada
 DNI

APÊNDICE C

A seguir são apresentadas as curvas de armazenamento dos tanques de sal fundido da planta para doze dias de céu claro selecionados.



—□— Tanque quente —△— Tanque frio



—□— Tanque quente —△— Tanque frio

