



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

-Mestrado – Doutorado

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA USINA HÍBRIDA
CONCENTRADORA SOLAR (CSP)-BIOMASSA NO SEMIÁRIDO DA PARAÍBA**

Por

LUIZ BONFIM VIEIRA COSTA NETO

LUIZ BONFIM VIEIRA COSTA NETO

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA USINA HÍBRIDA
CONCENTRADORA SOLAR (CSP)-BIOMASSA NO SEMIÁRIDO DA PARAÍBA**

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Grau de Mestre.

Orientador: Professor Doutor José Maurício Alves de Matos Gurgel

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

N469m Neto, Luiz Bonfim Vieira Costa.

Modelagem Termodinâmica de uma Usina Híbrida
Concentradora Solar (CSP)-Biomassa no Semiárido da
Paraíba / Luiz Bonfim Vieira Costa Neto. - João Pessoa,
2020.

121 f.

Orientação: José Maurício Alves de Matos Gurgel.
Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT.

1. Energia solar concentrada. 2. CSP. 3. Biomassa. 4.
Modelagem Termodinâmica. I. Gurgel, José Maurício Alves
de Matos. II. Título.

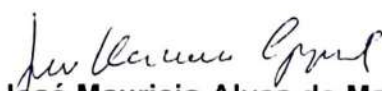
UFPB/BC

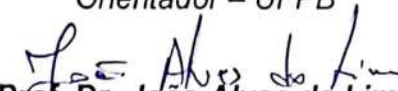
MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA USINA HÍBRIDA CONCENTRADORA SOLAR (CSP)-BIOMASSA NO SEMIÁRIDO DA PARAÍBA

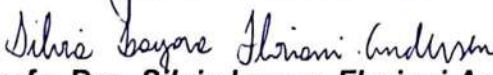
por

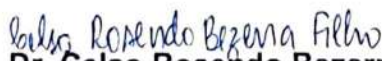
LUIZ BONFIM VIEIRA COSTA NETO

Dissertação aprovada em 15 de abril de 2020


Prof. Dr. José Mauricio Alves de Matos Gurgel
Orientador – UFPB


Prof. Dr. João Alves de Lima
Examinador Interno – UFPB


Profa. Dra. Silvia Layara Floriani Andersen
Examinadora Externa – UFPB


Prof. Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho
Examinador Externo - UFCG

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Ramon e Gerlane, e à minha irmã Lorena, por todo apoio ao longo de minha vida, sendo a base para o que me tornei hoje, e a inspiração para o que serei amanhã.

À minha noiva, Letícia, pela compreensão e suporte incondicionais. Você acompanhou de perto toda minha trajetória desde o início de minha formação, sendo meu sustento nos momentos de maior dificuldade. Esta conquista é nossa!

Ao meu orientador, José Maurício Alves de Matos Gurgel, pela ajuda na elaboração deste trabalho, pela transmissão de conhecimento e por todas as palavras de incentivo ao longo deste percurso.

À professora Silvia Layara Floriani Andersen, pela disponibilidade em auxiliar na elaboração deste trabalho, e permitir acesso ao Laboratório de Materiais e Química Ambiental para a realização dos testes com biomassa.

Aos colegas que contribuíram para a conclusão deste trabalho.

A todos que fazem a Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES, pelo fomento concedido para a elaboração deste trabalho.

MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA USINA HÍBRIDA CONCENTRADORA SOLAR (CSP)-BIOMASSA NO SEMIÁRIDO DA PARAÍBA

RESUMO

A necessidade da diversificação da matriz energética brasileira, associada ao apelo mundial pela mitigação das fontes poluidoras e a consequente preservação do meio ambiente, tornam as fontes renováveis de energia uma alternativa interessante, considerando o quantitativo de recursos naturais que o país possui. Apesar do grande potencial solar brasileiro, esta fonte de energia representa apenas 1,35% da potência energética instalada atualmente no Brasil, sendo em sua totalidade, usinas fotovoltaicas. As usinas de concentração solar apresentam uma enorme vantagem frente às outras fontes renováveis de energia, devido à possibilidade do armazenamento térmico, o que permite a geração de energia elétrica em horários de baixa ou nenhuma incidência de radiação solar, possuindo assim uma maior eficiência, fator de capacidade e confiabilidade. O uso de biomassa para geração de energia elétrica já é uma tecnologia mais difundida no Brasil, principalmente devido aos sistemas de cogeração nas indústrias sucroalcooleiras, representando 8,46% da potência energética instalada no Brasil. O presente trabalho tem como objetivo realizar a modelagem termodinâmica de uma usina híbrida concentradora solar (CSP) e biomassa, com potência de projeto de 50 MW, coletores de calhas parabólicas e armazenamento térmico de energia, a ser instalada na região semiárida do estado da Paraíba, realizando um comparativo entre uma usina com superaquecimento e reaquecimento realizados através da combustão direta de biomassa, com uma usina CSP típica, com armazenamento térmico e sistema de *backup*. Tal modificação na estrutura da usina promoveu um ganho de eficiência do ciclo de potência de 4,05%, bem como causou uma redução de 48,1% na área de superfície coletora requerida, e uma redução de 34,7% no montante de sal fundido necessário ao sistema de armazenamento térmico.

Palavras-chave: Energia solar concentrada, CSP, Biomassa, Modelagem Termodinâmica

THERMODYNAMIC MODELLING OF A CONCENTRATING SOLAR POWER (CSP)-BIOMASS HYBRID PLANT IN THE SEMIARID OF PARAÍBA

ABSTRACT

The necessity of diversification of the Brazilian energy matrix, associated with the worldwide appeal for mitigation of polluting sources and the consequent environment preservation, make the renewable energy sources an interesting alternative, considering the amount of natural resources that the country has. Despite the great Brazilian solar potential, this source represents only 1.35% of the installed energy in Brazil currently, being in its entirety, photovoltaic plants. Concentrated solar power plants have a large advantage over other renewable sources of energy, due to the possibility of thermal storage, which allows generation of electricity at times of low or no solar radiation incidence, thus having a higher efficiency, capacity factor and reliability. The use of biomass for power generation is a more widespread technology in Brazil, mainly due to the cogeneration systems of sugar-alcohol industries, representing 8,46% of the installed energy power in Brazil. The present work aims to accomplish a thermodynamic modelling of an hybrid concentrating solar power (CSP)-biomass power plant, with project power of 50MWe, parabolic trough collector and thermal energy storage, to be installed in the semiarid region of Paraíba state, making a comparison between a plant with superheating and reheating carried out through direct combustion of biomass, with a plant that uses biomass only as an energy source for the backup system. Such modification in the plant structure promoted a 4.05% efficiency gain in the power cycle, as well as a 48.1% reduction in the required collecting surface area, and a 34.7% reduction in the amount of salt. required for the thermal storage system.

Key-words: Concentrating solar power, CSP, Biomass, Thermodynamic modelling

Sumário

CAPÍTULO I.....	18
INTRODUÇÃO.....	18
1.1 MOTIVAÇÃO	18
1.2 OBJETIVOS DO ESTUDO.....	24
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	25
CAPÍTULO II.....	27
FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	27
2.1 CONJUNTURA ATUAL DA ENERGIA SOLAR CONCENTRADA.....	27
2.2 ÂNGULOS SOLARES.....	29
2.3 RADIAÇÃO SOLAR	32
2.4 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DAS TECNOLOGIAS CSP.....	35
2.4.1 Tecnologia de Calhas Parabólicas	40
2.4.2 Armazenamento Térmico de Calor Sensível: Sistema Indireto de Dois Tanques..	48
2.4.3 Múltiplo Solar e Fator de Capacidade	50
2.4 ÍNDICE DE CLARIDADE E RADIAÇÃO MENSAL DIRETA E DIFUSA	52
2.5 RECURSOS SOLARES DERIVADOS DE DADOS DE SATÉLITES.....	53
2.5.1 Disponibilidade de Energia Solar na Paraíba.....	54
2.6 IRRADIÂNCIA DIRETA NORMAL EM BASE HORÁRIA.....	56
2.7 SISTEMA DE RASTREAMENTO SOLAR	59
2.8 BIOMASSA COMO FONTE DE ENERGIA	64
2.9 DISPONIBILIDADE DE BIOMASSA NA PARAÍBA	65
2.10 COMBUSTÃO DIRETA DE BIOMASSA SÓLIDA	67
2.11 CONCEITOS DE TERMODINÂMICA	70
2.11.1 Propriedades Termodinâmicas de uma Substância Pura	70
2.11.2 Análise para Volumes de Controle	71
CAPÍTULO III	75
RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	75
3.1 INTRODUÇÃO	75

3.2 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO DE POTÊNCIA	75
3.2.1 Atuação do sistema de <i>Backup</i>	87
3.3 MODELAGEM DO CAMPO SOLAR	88
CAPÍTULO IV	108
TESTE EXPERIMENTAL COM BIOMASSA.....	108
4.1 CARACTERIZAÇÃO DA BIOMASSA E ESTIMATIVA DE CONSUMO	108
CAPÍTULO V	112
CONCLUSÃO.....	112
REFERÊNCIAS	114

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Variação do LCOE de 2010 a 2018 das tecnologias renováveis	21
Figura 1.2 - Variação do custo total de instalação, fator de capacidade e LCOE para instalações CSP	22
Figura 1.3 - Variação do custo total de instalação, fator de capacidade e LCOE para instalações de bioenergia	24
Figura 2.1 - Crescimento da capacidade de geração de potência das usinas CSP no mundo	28
Figura 2.2 - Panorama mundial das usinas CSP em operação, construção e em desenvolvimento	29
Figura 2.3 - Ângulos solares e suas relações com um plano	30
Figura 2.4 – Efeitos da atenuação de Rayleigh e da absorção atmosférica no espectro da irradiância direta normal.....	36
Figura 2.5 - Fluxograma típico de uma usina concentradora solar	37
Figura 2.6 - Classificação dos Sistemas CSP	38
Figura 2.7 - Tecnologias CSP, com a proporção de instalações no mundo	40
Figura 2.8 - Coletor de calhas parabólicas	41
Figura 2.9 – Seção transversal de um coletor de calhas parabólicas	42
Figura 2.10 – Modelo unidimensional de um tubo absorvedor, com e sem cobertura de vidro: (a) Modos de transferência de calor; (b) Circuito térmico equivalente	44
Figura 2.11 – Espelho refletor multicamadas	45
Figura 2.12 – Refletividade da prata e do alumínio relacionados com o espectro da irradiância solar	46
Figura 2.13 - Tipos de Armazenamento Térmico.....	49

Figura 2.14 - Esquema de usina solar heliotérmica com sistema indireto de Armazenamento Térmico.....	50
Figura 2.15 - Múltiplo solar e operação de uma usina solar com armazenamento térmico	52
Figura 2.16 – Correlação entre a fração de irradiação difusa média com o índice de claridade	54
Figura 2.17 - Irradiância direta em superfície inclinada.....	61
Figura 2.18 – Coletor de calha parabólica com sistema <i>tracker</i> ao redor do eixo Norte-Sul	62
Figura 2.19 – Coletor de calha parabólica com sistema <i>tracker</i> ao redor do eixo Leste-Oeste	63
Figura 2.20 – Irradiância por área de abertura para sistemas orientados ao Norte-Sul e Leste-Oeste, nas diferentes estações do ano	64
Figura 2.21 - Produtos e subprodutos das tecnologias de conversão termoquímica	66
Figura 2.22 - Fluxo de massa e de energia em um volume de controle com uma entrada e uma saída	72
Figura 3.1 – Modelo esquemático da usina solar CSP de calhas parabólicas: Esquema A	69
Figura 3.2 - Modelo esquemático da usina híbrida CSP-biomassa, com superaquecimento/reaquecimento à biomassa: Esquema B	72
Figura 3.3 – Diagrama T-S para o ciclo Rankine do Esquema A	76
Figura 3.4 - Diagrama T-S para o ciclo Rankine do Esquema B	77
Figura 3.5 – Variação de eficiência do ciclo de potência com a temperatura e pressão de entrada da turbina	78
Figura 3.6 – Distribuição da irradiância direta normal incidente em um coletor com <i>tracker</i> de um eixo, referente ao mês de outubro.....	84
Figura 3.7 - Distribuição da irradiância direta normal incidente em um coletor com <i>tracker</i> de um eixo, referente ao mês de julho	85
Figura 3.8 – Irradiância máxima mensal para a cidade de Coremas em um coletor com <i>tracker</i> Norte-Sul.....	85
Figura 3.9 - Fator modificador do ângulo de incidência	87
Figura 3.10 - Eficiência do coletor SkyTrough, combinando a eficiência ótica com as perdas térmicas, com as três curvas de irradiância unidas	88
Figura 3.11 – Carregamento do sistema de armazenamento térmico do Esquema A	92
Figura 3.12 - Carregamento do sistema de armazenamento térmico do Esquema B	92

Figura 3.13 – Distribuição do fornecimento de energia ao ciclo de potência em um dia típico do mês de outubro, para o Esquema	93
Figura 3.14 - Distribuição do fornecimento de energia ao ciclo de potência em um dia típico do mês de outubro, para o Esquema A	94
Figura 3.15– Potência líquida média da turbina avaliada mensalmente.....	95
Figura 3.16 – Erro entre área real da usina solar e da área calculada.....	96
Figura 3.17 – Proporção do fornecimento de energia para a usina nos esquemas A e B....	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Valores da DNI para as principais cidades da Paraíba.....	52
Tabela 2.2 – Irradiação global e difusa em superfície horizontal para a cidade de Coremas	53
Tabela 2.3 – Erro percentual entre os cálculos com a correlação de Erbs et al. (1982) e utilizando dados de irradiação difusa da NASA.....	54
Tabela 2.4 – Conversão de dados médios mensais para base horária, com a obtenção da DNI para uma superfície horizontal	56
Tabela 3.1 - Dados Técnicos da turbina SST-700 Siemens ®	69
Tabela 3.2 – Parâmetros de projeto para o ciclo de potência do Esquema A.....	70
Tabela 3.3 – Propriedades termodinâmicas do ciclo de potência do Esquema A	71
Tabela 3.4 - Parâmetros de projeto para o ciclo de potência do Esquema B.....	73
Tabela 3.5 - Propriedades termodinâmicas do ciclo de potência do Esquema B	73
Tabela 3.6 – Resultados das simulações do ciclo de potência dos Esquemas A e B	76
Tabela 3.7 - Propriedades do óleo Therminol VP-1 ®.....	80
Tabela 3.8 - Propriedades do Hitec ® Solar Salt.....	81
Tabela 3.9 – Parâmetros de projeto do campo solar e da TES	81
Tabela 3.10 – Cálculos preliminares	82
Tabela 3.11 – Resumo dos cálculos de irradiação direta em médias mensais.....	83
Tabela 3.12 – Eficiência do sistema coletor de calhas parabólicas dos Esquemas A e B ...	89
Tabela 3.13 – Dados operacionais de usinas CSP de calhas parabólicas	96
Tabela 3.14 – Comparativo de parâmetros de projeto para as usinas segundo os Esquemas A e B.....	97
Tabela 4.1 - Resultados da análise imediata e do PCS para as amostras de casca de abacaxi e mandioca.....	100

Tabela 4.2 - Revisão bibliográfica da análise imediata e poder calorífico do abacaxi e da mandioca.....	101
---	-----

LISTA DE SIGLAS E SÍMBOLOS

AESA – Agência Executiva de Gestão das Águas do Estado da Paraíba

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica

CHESF – Companhia Hidrelétrica do São Francisco

CHP – *Combined Heat and Power*

CSP – *Concentrating Solar Power*

DNI – *Direct Normal Irradiance*

DSG – *Direct Steam Generation*

EES – *Engineering Equation Solver*

GEE – Gases de Efeito Estufa

HTF – *Heat Transfer Fluid*

IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

IBICT – Instituto Brasileiro de Informação em Ciência e Tecnologia

NASA – *National Aeronautics and Space Administration*

NREL – *National Renewable Energy Laboratory*

LCOE – *Levelised Cost of Energy*

SEBRAE – Serviço Brasileiro de Apoio às Micro e Pequenas Empresas

TES – *Thermal Energy Storage*

USD – *United States Dollar*

a – Abertura de um concentrador solar parabólico (m)

A_{CS} – Área de superfície coletora do campo solar (m^2)

$C_{G,FL}$ – Razão de concentração geométrica – Sistemas de foco linear

$C_{G,FP}$ – Razão de concentração geométrica – Sistemas de foco pontual

C_p – Calor específico à pressão constante ($J/kg^{\circ}C$)

d – Diâmetro ideal do tubo absorvedor em um concentrador parabólico (m)

E_{arm} – Energia total do sistema de armazenamento térmico (J)

$E_{Biomassa}$ – Montante de energia que tem como fonte a biomassa (J)

E_{Solar} – Montante de energia solar (J)

f – Distância focal de um concentrador solar parabólico (m)

FC – Fator de Capacidade

G_b – Irradiância direta (W/m^2)

$G_{projeto}$ – Irradiância de projeto (W/m^2)

G_{SC} – Constante Solar (W/m^2)

h – Entalpia específica (J/kg)

H_d – Irradiação difusa em superfície horizontal (kWh/m^2)

H_g – Irradiação global em superfície horizontal (kWh/m^2)

I_d – Irradiação difusa em superfície horizontal em base horária (kWh/m^2)

I_g – Irradiação global em superfície horizontal em base horária (kWh/m^2)

$K(\theta)$ – Fator modificador do ângulo de incidência.

K_t – Índice de claridade

m – Massa de ar

M_{sal} – Massa de sal fundido (kg)

$\dot{m}_{a,backup}$ – Vazão mássica de vapor d'água na caldeira de *backup* (kg/s)

$\dot{m}_{a,projeto}$ – Vazão mássica de vapor d'água na turbina, em condições de projeto (kg/s)

n – Dia característico para um determinado mês

P – Pressão (Pa)

PCI_{bio} – Poder calorífico inferior da biomassa (J/kg)

$\dot{Q}_{backup}$ – Taxa de transferência de calor na caldeira de *backup* à biomassa (W)

$\dot{Q}_{CP,projeto}$ – Taxa de calor requerido pelo ciclo de potência, nas condições de projeto (W)

$\dot{Q}_{CS}$ – Taxa de calor total captada pelo campo solar, ao longo do dia (W)

$\dot{Q}_{CS,projeto}$ – Taxa de calor captada pelo campo solar, nas condições de projeto (W)

$\dot{Q}_{GVS}$ - Taxa de calor requerida no gerador de vapor solar (W)

$\dot{Q}_{PS}$ - Taxa de calor requerida no preaquecedor solar (W)

$\dot{Q}_{Solar,Req}$ - Taxa de calor requerida pelo ciclo de potência ao campo solar (W)

$\dot{Q}_{RS}$ - Taxa de calor requerida no reaquecedor solar (W)

$\dot{Q}_{sol,CP}$ – Taxa de calor captado no campo solar para acionamento do ciclo de potência (W)

$\dot{Q}_{SRB}$ – Taxa de calor requerida no superaquecedor/reaquecedor à biomassa (W)

$\dot{Q}_{SS}$ - Taxa de calor requerida no superaquecedor solar (W)

$\dot{Q}_{TES,carreg}$ – Taxa de calor referente ao carregamento do sistema de armazenamento (W)

$\dot{Q}_{TES,desc}$ – Taxa de calor referente ao descarregamento do sistema de armazenamento (W)

R_b – Razão entre as irradiações diretas em superfície inclinada e horizontal

$\dot{W}_{méd}$ – Potência média gerada pelo ciclo de potência, ao longo do dia (W)

$\dot{W}_{CP,projeto}$ – Potência gerada pelo ciclo de potência, nas condições de projeto (W)

MS – Múltiplo Solar

T – Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)

T_{amb} – Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)

t_{NS} – Horário de nascer do sol

t_{PS} – Horário de pôr-do-sol

T_{TF} – Temperatura do tanque frio ($^{\circ}\text{C}$)

T_{TQ} – Temperatura do tanque quente ($^{\circ}\text{C}$)

$\bar{T}_{\text{HTF}}$ – Temperatura média do fluido de transferência de calor ($^{\circ}\text{C}$)

u – Energia Interna ($\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$)

v – Volume específico (m^3/kg)

α – Absortividade

α_s - Ângulo de altura solar

β – Ângulo de Inclinação de uma superfície, em relação à uma superfície horizontal

γ – Ângulo azimutal de superfície

Υ_c – Fator de interceptação

γ_s – Ângulo de azimuth solar

δ – Declinação Solar

Δt_{NP} – Intervalo de tempo entre o nascer do sol e o pôr do sol (h)

Δt_{TES} – Autonomia do sistema de armazenamento térmico (h)

η_{Armaz} – Eficiência do sistema de armazenamento térmico

$\eta_{\text{b,iso}}$ – Eficiência isoentrópica das bombas

$\eta_{\text{ciclo,A}}$ – Eficiência do ciclo de potência de Rankine do Esquema A

$\eta_{\text{ciclo,B}}$ – Eficiência do ciclo de potência de Rankine do Esquema B

η_{ge} – Eficiência do gerador elétrico

$\eta_{\text{opt},0^\circ}$ - Eficiência óptica do coletor para ângulo de incidência 0°

$\eta_{\text{opt}, \theta \neq 0^\circ}$ - Eficiência óptica do coletor para ângulo de incidência diferente de 0°

η_{PTC} – Eficiência do coletor de calhas parabólicas

$\eta_{\text{S-E}}$ – Eficiência solar-elétrica

$\eta_{\text{t,iso}}$ – Eficiência isoentrópica da turbina

$\eta_{\text{térmica}}$ – Eficiência térmica do coletor

η_{transp} – Eficiência da tubulação de transporte dos fluidos de trabalho

θ – Ângulo de Incidência

θ_z – Ângulo de Zênite

λ – Comprimento de onda (μm)

ρ – Refletividade

ρ_s – Massa específica de uma substância pura (kg/m^3)

τ – Transmissividade

ϕ – Latitude local

ϕ_R – Ângulo de borda do concentrador solar parabólico

ω – Ângulo horário

ω_s – Ângulo do pôr do sol

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

A crescente demanda de energia ao redor do mundo, devido a fatores como crescimento populacional, industrialização e urbanização, fez com que a busca por novas fontes de energia aumentasse consideravelmente, pois as formas majoritárias de geração de energia estão causando sérios danos ambientais (ISLAM et al., 2018). Estima-se que aproximadamente 81,2% de todo o consumo de energia é provido por combustíveis fósseis. A queima destes combustíveis fósseis contribui com aproximadamente 87% da emissão de carbono por parte do homem em todo o mundo (LE QUÉRE et al. *apud* DEMIR; DINCER, 2018).

Usinas de energia (especialmente a carvão), são fontes significativas de gases de efeito estufa (GEE), responsáveis por aproximadamente 25% de todas as emissões antropogênicas. As emissões de GEE associadas à geração de energia solar (incluindo fabricação, instalação, operação e manutenção) são mínimas. A faixa de emissão de CO₂ para usinas de energia a carvão, gás natural e solar são estimadas em 0,64 – 1,63; 0,27 – 0,91 e 0,03 – 0,09 kg/kWh, respectivamente. Por exemplo, quase 700 mil toneladas métricas de emissões de CO₂ foram reduzidas através da instalação de mais de 110 mil sistemas solares domésticos na Califórnia (KABIR et al., 2018).

Logo, Kabir et al. (2018) conclui que mitigar as emissões de gases nocivos e o aquecimento global através da substituição das fontes de energia baseadas na queima de combustíveis fósseis por energia solar, acabará por ser ambiental, econômica e socialmente benéfica para alcançar-se o desenvolvimento sustentável (MARAFON et al., 2016).

Dados do *Renewable Energy Policy Network for the 21st Century* (REN21, 2018) apontam que no período entre 2007 e 2017, a capacidade instalada de geração de potência por meio de fontes renováveis de energia apresentou um crescimento próximo de 120%, saltando de aproximadamente 1000 GW em 2007, para 2195 GW em 2017. Destes 2195 GW, cerca de 18,3% são oriundos de energia solar fotovoltaica, e apenas 0,22% oriundos de energia solar concentrada (CSP, do inglês *Concentrated Solar Power*).

Embora o Custo Nivelado de Energia (LCOE, do inglês *Levelised Costs of Energy*) para as tecnologias renováveis mais maduras (bioenergia, geotérmica e hidroelétrica) tenham permanecido estáveis nos últimos anos, a energia solar e eólica tem passado por quedas constantes em seus custos, e estão se tornando cada vez mais competitivas no mercado de geração de energia (REN21, 2018).

Atualmente, na maior parte do mundo, as energias renováveis são as fontes de menor custo da nova geração de energia. O custo médio ponderado global da eletricidade de todas as tecnologias de geração de energia renovável disponíveis comercialmente diminuiu em 2018. A Figura 1.1 mostra a variação do LCOE para as tecnologias renováveis de geração de energia entre 2010 e 2018, onde, a faixa do LCOE da geração por combustíveis fósseis é destacada. É possível observar que apenas a tecnologia CSP apresentou LCOE maior que a faixa dos combustíveis fósseis em 2018. Custos baixos e em contínua queda, tornam as energias renováveis a espinha dorsal competitiva da transformação do setor de energia a níveis globais (IRENA, 2019).

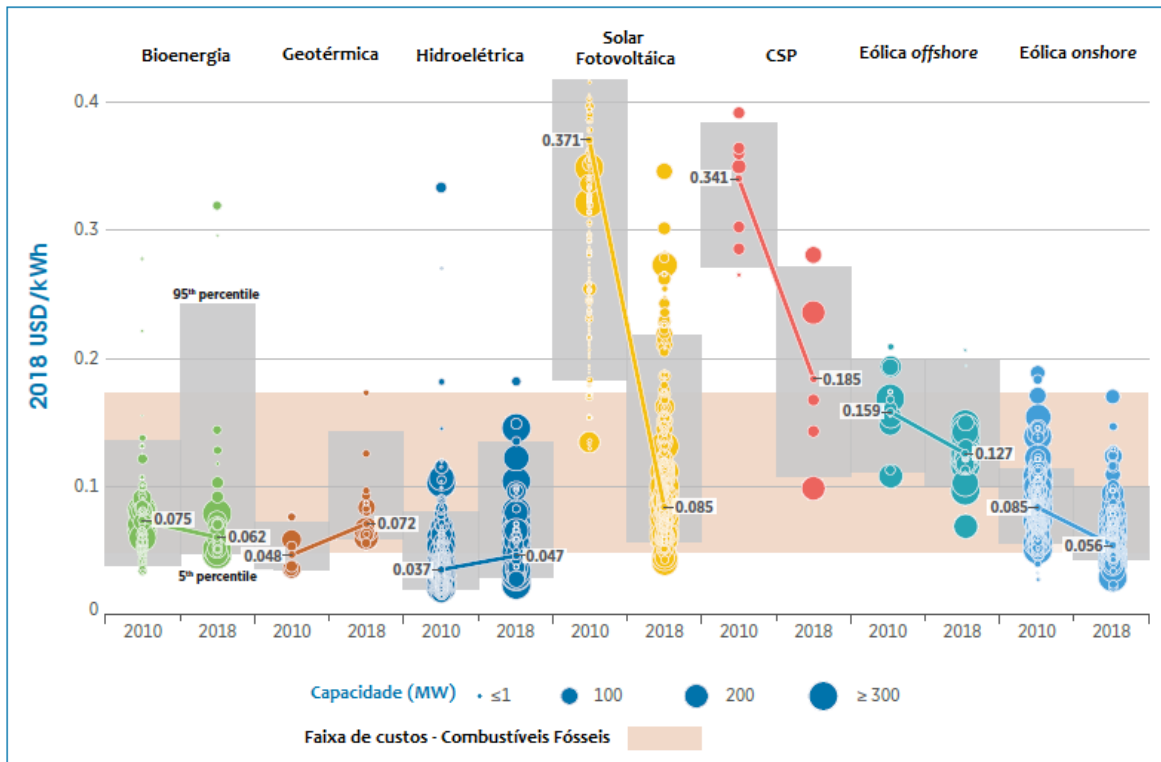


Figura 1.1 - Variação do LCOE de 2010 a 2018 das tecnologias renováveis (Traduzido de: IRENA, 2019)

Segundo o IRENA (2019), O LCOE global médio da energia solar concentrada em 2018 foi de USD 0,185/kWh, valor 26% menor do que em 2017 e 46% menor do que em 2010. Apesar da redução, este nível de custo ainda se encontra em valores mais elevados do que o custo da geração por combustíveis fósseis, devido ao fato da pequena escala do mercado e da cadeia de suprimentos que a energia solar concentrada possui. Este efeito em 2018 foi impulsionado pelo surgimento da China como protagonista na ampliação da cadeia de suprimentos e no desenvolvimento de novos projetos. Com vários processos em comissionamento na China, o LCOE global médio tende a continuar decrescendo nos próximos anos.

A Figura 1.2 mostra o declínio do custo total de uma instalação CSP, o aumento do fator de capacidade das plantas e também a redução do LCOE, no período de 2010 a 2018. Os custos totais mais baixos e os fatores de capacidade mais altos estão impulsionando o declínio no custo da eletricidade proveniente do CSP. O custo total instalado médio ponderado global do CSP decresceu 28% em 2018, comparado a 2017, passando de cerca

de USD 7200/kW em 2017 para USD 5200/kW em 2018. Ao mesmo tempo, a média global ponderada do fator de capacidade aumentou de 39% em 2017 para 45% em 2018.

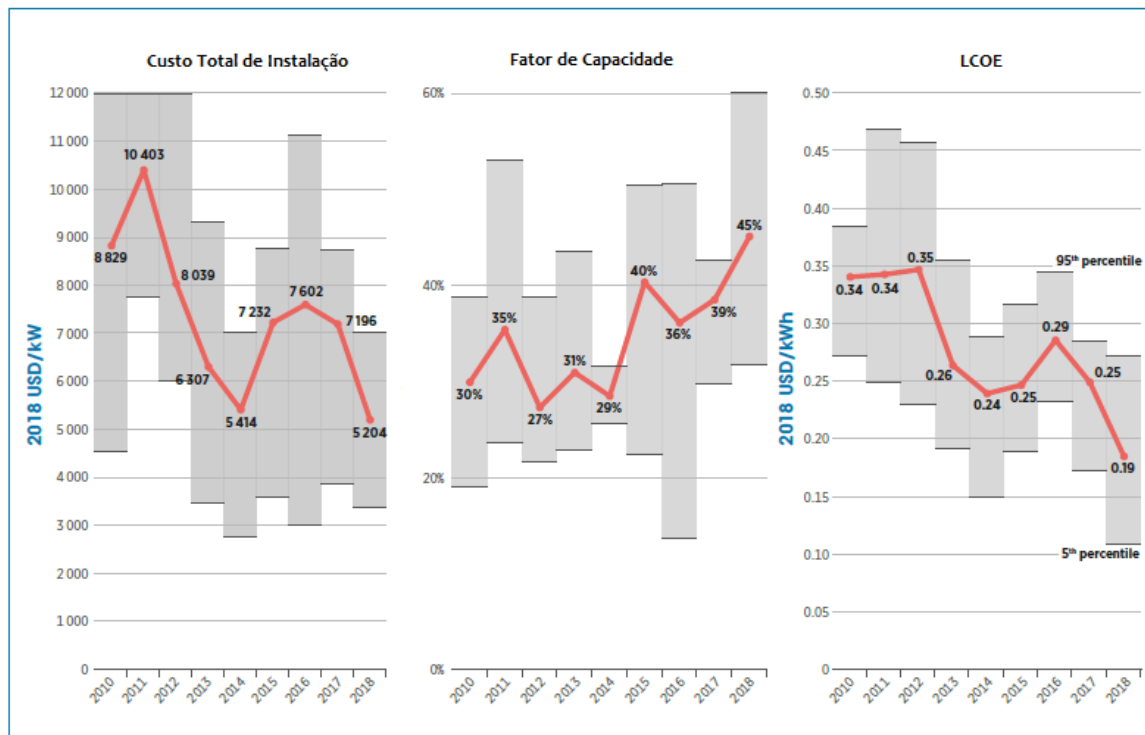


Figura 1.2 - Variação do custo total de instalação, fator de capacidade e LCOE para instalações CSP (Traduzido de: IRENA, 2019)

Os projetos CSP podem atingir menores LCOE incluindo armazenamento para melhorar a utilização geral do ciclo de potência e investimentos associados. Isso se refletiu nas tendências de implantação, pois o armazenamento médio dos projetos encomendados em 2018 (8,3 horas) foi mais do que o dobro do nível observado em 2010 (3,6 horas). O nível ideal de armazenamento, no entanto, varia de acordo com o recurso solar e os custos de armazenamento e coletor, mas normalmente varia de 7 a 10 horas (IRENA, 2019).

Segundo dados da ANEEL (2019), apesar do Brasil possuir uma matriz energética de origem predominantemente renovável (devido ao grande potencial hídrico do país), a energia solar representa apenas 1,35% (o que representa 2,383 GW) da capacidade energética instalada no país. Além disso, toda esta potência instalada é oriunda de usinas fotovoltaicas.

Esta capacidade está muito abaixo do que o Brasil pode produzir, tendo em vista o enorme potencial para a geração solar, dada sua grande extensão territorial e sua incidência

de irradiação média, principalmente na região Nordeste (MARTINS JÚNIOR; LOPES JÚNIOR; SILVA JÚNIOR, 2017).

No Brasil, a maior parte da crescente demanda de energia tem sido suportada por investimentos em geração de potência hidroelétrica. Apesar disto permitir o país fornecer energia a um preço relativamente baixo, por meio do uso de recursos renováveis, a limitada diversificação da matriz energética nacional deixa o preço sensível às mudanças climáticas nas quais os ciclos hidrológicos são impactados. Essa é a razão pela qual os preços da energia no Brasil têm períodos de aumento significativo devido às secas (GUERRA et al., 2015)

De acordo com o Atlas Brasileiro de Energia Solar, elaborado por Pereira et al. (2017), o Brasil possui uma excelente disponibilidade de energia solar em grande parte de seu território, principalmente na região Nordeste. O inconveniente encontra-se nas altas temperaturas locais, que acabam por reduzir a eficiência dos coletores solares devido as perdas por térmicas por radiação, pois, tal perda é função da temperatura elevada à quarta potência, logo, as perdas aumentam consideravelmente com o aumento da temperatura de trabalho do coletor (HOSTE; SCHUKNECHT, 2015).

A problemática da intermitência da energia solar pode ser suprida se o sistema estiver associado a outras formas de geração de energia. Segundo Marafon et al. (2016), temos como exemplo a energia oriunda da biomassa, a qual pode ser utilizada a qualquer momento. A geração de eletricidade a partir de usinas de bioenergia fornece uma carga previsível em contraste com outras tecnologias verdes, como a energia eólica ou solar, além de poder ser usada ativamente na regulação da frequência da rede (MANDØ, 2013).

Bioenergia como combustível sólido (biomassa), líquido (biocombustível) ou gasoso (biogás ou biometano), pode ser usada para cogeração de eletricidade e calor por meio de sistemas combinados de calor e energia (CHP). O calor proveniente do uso de bioenergia representa cerca de 6,8% de todo o consumo industrial de calor. Mais de 50% do uso industrial global deste calor da bioenergia ocorre em três países: Brasil, Índia e Estados Unidos. O Brasil é o principal usuário de bioenergia para produção industrial de calor, devido ao uso do bagaço da cana-de-açúcar em aplicações CHP na indústria sucroalcooleira, pelo uso de resíduos na indústria de papel e celulose e também pelo uso do carvão vegetal na indústria siderúrgica (REN21, 2018).

O setor de bioenergia se desenvolveu bastante no Brasil nas últimas décadas e segue com grande potencial de crescimento devido às condições climáticas favoráveis do país, alta disponibilidade de água e a possibilidade de expansão de áreas de plantios energéticos que não competem com a agricultura de alimentos, devido à grande extensão territorial do país (MARAFON et al., 2016).

A capacidade de bioeletricidade (geração de eletricidade a partir da bioenergia) aumentou 7% entre 2016 e 2017, alcançando 122 GW. Esta potência representa 5,56% da produção mundial de eletricidade oriunda de fontes renováveis. A China é, atualmente, a maior produtora de bioeletricidade, seguida por Estados Unidos, Brasil, Alemanha, Japão e Reino Unido (REN21, 2018).

Em 2018, quando cerca de 5,7 GW de nova capacidade de geração de eletricidade de bioenergia foram adicionados em todo o mundo, o LCOE médio ponderado global das novas usinas de bioenergia encomendadas foi de US \$ 0,062 / kWh - 14% menor que em 2017 (IRENA, 2019). A Figura 1.3 apresenta os valores médios globais do custo de instalação, fator de capacidade e LCOE das usinas de bioenergia, no período de 2010 a 2018.

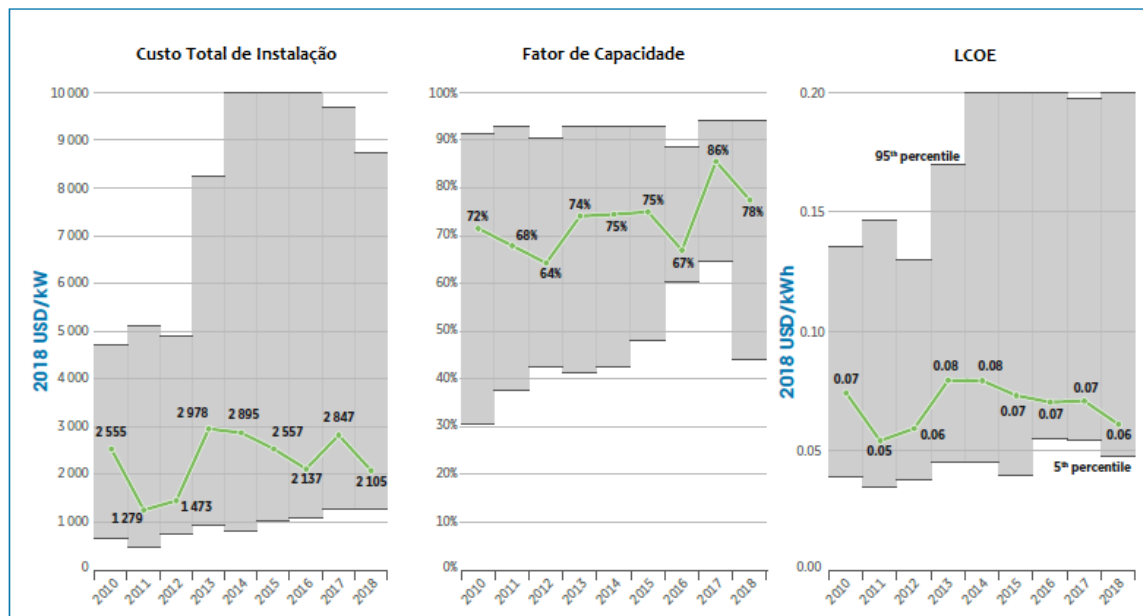


Figura 1.3 - Variação do custo total de instalação, fator de capacidade e LCOE para instalações de bioenergia (Traduzido de: IRENA, 2019)

Os fatores de capacidade para muitas plantas de bioenergia dependem da sazonalidade de matérias-primas, portanto, a média ponderada em um determinado ano para um país é fortemente influenciada pelo tipo de matéria-prima usada pelas plantas que foram comissionados recentemente naquele ano (IRENA, 2019).

Abordando mais precisamente a geração brasileira de energia elétrica via biomassa, dados da ANEEL (2019) indicam que a geração de potência a partir da biomassa, representa 8,46% da potência instalada no país, totalizando quase 15 GW de potência. Desta potência à biomassa instalada, cerca de 76,7% dela tem como fonte o resíduo agroindustrial da cana-de-açúcar.

Tendo em vista que o Brasil possui uma forte produção agrícola, o país possui um grande potencial de exploração energética através dos resíduos dos produtos cultivados, e tem um enorme potencial para aumentar ainda mais sua produtividade (WELFLE, 2017; MIRANDA; MARTINS; LOPES, 2019).

Todos os fatores supracitados, fazem com que um sistema híbrido solar-biomassa torne-se uma alternativa interessante de diversificação energética para o país.

1.2 OBJETIVOS DO ESTUDO

O presente estudo tem como objetivo principal desenvolver uma modelagem termodinâmica de uma planta híbrida solar-biomassa, a qual utiliza um sistema coletor de calhas parabólicas e com armazenamento térmico, com capacidade de geração de 50 MWe. Pretende-se avaliar a performance e os principais parâmetros de projeto para a cidade de Coremas, no Estado da Paraíba, localizada no semiárido nordestino. Foram estabelecidos como objetivos específicos:

- Realizar uma modelagem termodinâmica, e desenvolvimento de um programa computacional para avaliação de um ciclo de potência a vapor com reaquecimento e regeneração, comumente aplicado em usinas solares concentradoras, no software *Equation Engineering Solver*;

- Elaborar algoritmo para estimar a DNI, utilizando-se do conhecimento da radiação global e da radiação difusa, oriundas de dados de satélite. Realizar a correção desta DNI para um sistema coletor com rastreamento de um eixo;
- Realizar a modelagem e comparação, com dados de simulação, entre uma usina CSP típica, e de uma usina híbrida CSP-Biomassa, na qual o superaquecimento e rea aquecimento sejam realizados por meio da combustão direta de biomassa.
- Realizar uma estimativa da eficiência do sistema coletor e determinar a área de superfície coletora para o alcance da potência de projeto;
- Calcular o fator de capacidade e a produção de energia ao longo de um ano meteorológico típico;
- Estimar o consumo de biomassa para os sistemas, em ponto de projeto.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho é composto por cinco capítulos e as referências bibliográficas, onde, no primeiro capítulo é realizado uma introdução acerca do tema em estudo e são apresentados os objetivos gerais e específicos da pesquisa.

O Capítulo II trás conceitos necessários para o embasamento e desenvolvimento do estudo, por meio de uma fundamentação teórica, com uma análise a respeito do estado da arte e do panorama global da utilização da energia solar concentrada para geração de energia elétrica, seguido da demonstração dos princípios e dos principais parâmetros que envolvem o uso desta tecnologia, com enfoque na região semiárida do estado da Paraíba. Além disto, é realizada uma revisão de literatura acerca do uso de biomassa, através do processo de combustão direta, como fonte energética para geração de energia, devido a proposta de um sistema híbrido ser o principal objetivo do trabalho. Realizou-se ainda uma breve revisão de literatura acerca dos conceitos de termodinâmica necessários para a realização do presente trabalho.

No Capítulo III são apresentados os resultados que foram obtidos para as principais variáveis de projeto que foram discutidas, realizando-se a modelagem termodinâmica do ciclo de potência, bem como o projeto do campo solar, e uma análise de operação transiente,

que serviu como base para a obtenção dos fatores de capacidade e cargas térmicas globais da planta.

O Capítulo IV expõe os testes experimentais realizados com dois tipos de biomassas abundantes na Paraíba e, com as propriedades obtidas através da análise imediata e de poder calorífico, realizou-se uma estimativa da quantidade de biomassa requerida em condições de projeto. Por fim, o Capítulo V apresenta a conclusão e considerações finais do trabalho, além da sugestão para estudos futuros acerca do tema.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CONJUNTURA ATUAL DA ENERGIA SOLAR CONCENTRADA

A energia solar concentrada é uma tecnologia relativamente imatura, se comparada com a energia solar fotovoltaica. Contudo, é previsto que com elevados níveis de eficiência energética e com o avançado desenvolvimento industrial, os sistemas CSP possam responder por 6% da demanda energética mundial até 2030, e 12% até 2050 (TESKE et al. 2016 *apud* ISLAM et al. 2018). A Figura 2.1 mostra o crescimento mundial da energia solar concentrada no período de 2007 a 2017.

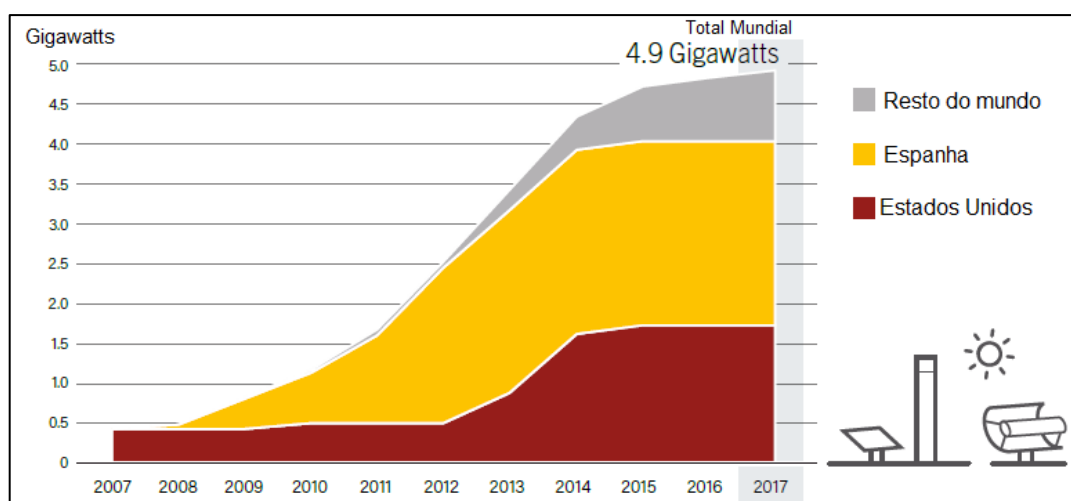


Figura 2.1 - Crescimento da capacidade de geração de potência das usinas CSP no mundo (Traduzido de: REN21, 2018)

De 2016 a 2017, a África do Sul liderou o mercado em novas implantações, sendo o único país a pôr novas usinas CSP em operação. A partir de 2016, novas implantações ficaram restritas aos mercados emergentes, sem nenhuma nova instalação prevista nos tradicionais mercados da Espanha e Estados Unidos. Esta tendência deverá continuar, pois toda a capacidade comercial CSP em construção até o final de 2017 estava localizada fora destes dois países (REN21, 2018).

A Figura 2.2 mostra um panorama atual das usinas CSP em operação, construção e em desenvolvimento ao redor do mundo. Pode-se observar que a China vem assumindo um forte protagonismo, com 1150 MW de potência atualmente em construção, um acréscimo de aproximadamente 400% da capacidade atual instalada no país, vindo a se tornar o terceiro país com maior capacidade instalada. Uma grande expansão também prevista no Chile, onde existe a construção de 110 MW de potência em andamento, e o planejamento de mais 1100 MW de potência para os próximos anos.

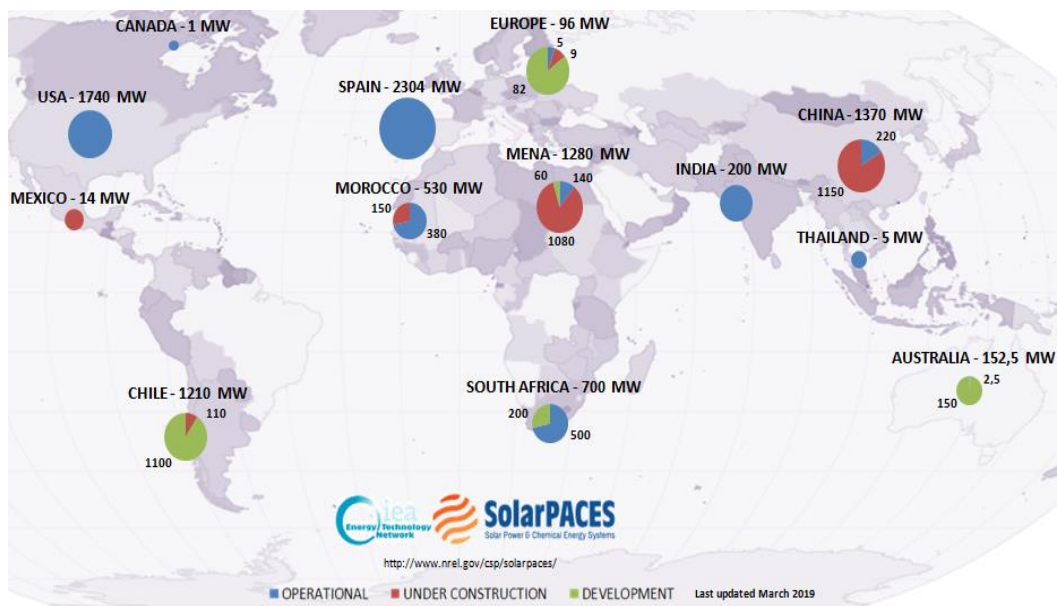


Figura 2.2 - Panorama mundial das usinas CSP em operação, construção e em desenvolvimento (Fonte: SolarPACES, 2019)

No Brasil, em 2010 o Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação e o Ministério de Minas e Energia, a fim de explorar a o potencial heliotérmico do Brasil, assinaram um acordo para a construção de uma plataforma de pesquisa no semiárido brasileiro (IBICT, 2019).

A princípio, será viabilizado um projeto com tecnologia de calhas parabólicas e capacidade instalada de 1 MW em Petrolina, no estado de Pernambuco. O projeto visa inserir a tecnologia concentradora solar no mercado brasileiro e avaliar o potencial da região Nordeste. Em fases posteriores do projeto, um tanque de armazenamento térmico poderá ser acoplado ao sistema (IBICT, 2019).

2.2 ÂNGULOS SOLARES

Segundo Duffie e Beckman (2013), as relações geométricas entre um plano com uma orientação qualquer em relação à terra (seja este plano fixo ou móvel) e a radiação solar direta podem ser descritas em termos de vários ângulos. Estes ângulos são de fundamental importância para a modelagem de sistemas solares. Alguns destes ângulos estão mostrados na Figura 2.3.

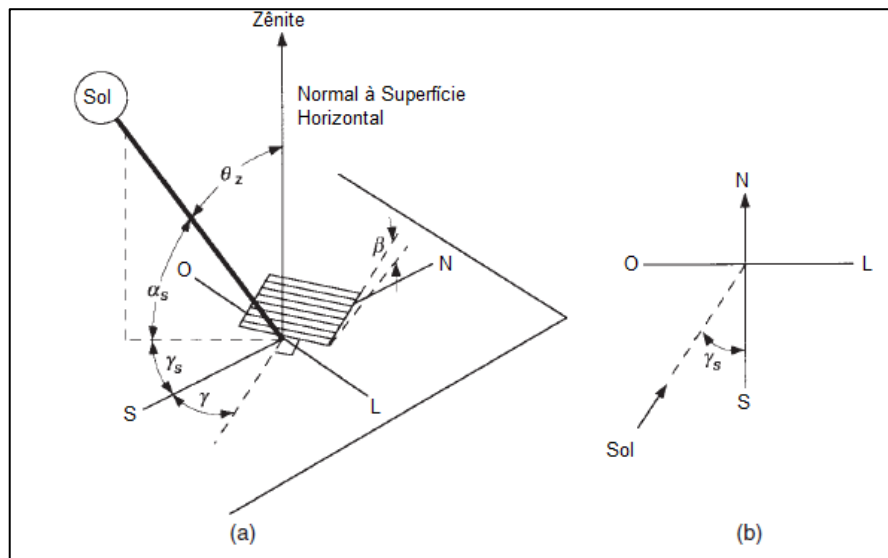


Figura 2.3 - Ângulos solares e suas relações com um plano (Traduzido de: DUFFIE; BECKMAN, 2013)

A latitude local, ϕ , em graus, representa a posição em relação à linha do equador, sendo negativa ao sul e positiva ao norte do equador. Já a longitude, em graus, representa a posição em relação à linha do meridiano de Greenwich, sendo negativa à oeste e positiva à leste.

Estas duas coordenadas combinadas fornecem a posição exata de um determinado local na terra (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O ângulo de declinação solar, δ , representa a distância angular dos raios do sol ao norte (ou ao sul) do equador, onde a declinação ao norte é designada como positiva (KALOGIROU, 2013). Este ângulo pode ser calculado através da Equação (1), onde n representa o dia do ano. O dia inserido no cálculo da declinação e dos demais ângulos solares é, segundo Duffie e Beckman (2013), um dia representativo daquele mês, conhecido como dia médio.

$$\delta = 23,45 \sin\left(\frac{360(284+n)}{365}\right) \quad (1)$$

O ângulo denotado por β trata-se da inclinação de uma superfície em relação à horizontal, sendo 0° quando esta superfície for horizontal. Este ângulo pode variar de 0° a 180° , onde $\beta > 90^\circ$ implica dizer que a superfície está inclinada de tal forma que sua face está voltada para o solo (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O ângulo horário (ω), mede o deslocamento angular do sol de leste a oeste do meridiano local, devido à rotação da terra em seu eixo. Ao meio dia solar, o ângulo horário possui valor nulo, recebendo um incremento de 15° a cada hora; negativo pela manhã, e positivo pela tarde (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O ângulo azimutal de superfície (γ) é o ângulo entre a projeção horizontal da normal de um plano com o meridiano local, sendo zero ao sul, negativo à leste e positivo à oeste, variando assim de -180° a 180° (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O ângulo de incidência (θ) representa a angulação entre a radiação direta em uma determinada superfície, e a reta normal à esta superfície. Para uma superfície com uma inclinação qualquer, este ângulo pode ser calculado a partir da Equação (2); através de uma correlação com outros ângulos solares (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(\delta)\sin(\phi)\cos(\beta) - \sin(\delta)\cos(\phi)\sin(\beta)\cos(\gamma) + \\ & \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\beta)\cos(\omega) + \cos(\delta)\sin(\phi)\sin(\beta)\cos(\gamma)\cos(\omega) + \\ & \cos(\delta)\sin(\beta)\sin(\gamma)\sin(\omega) \end{aligned} \quad (2)$$

O ângulo de zênite (θ_z) é o ângulo entre a linha vertical (zênite) e a linha de incidência da radiação solar direta, ou seja, representa o ângulo de incidência em uma superfície plana horizontal. Este ângulo pode ser calculado fazendo-se $\beta = 0$ na Equação (2), resultando na Equação (3).

$$\cos(\theta_z) = \cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) + \sin(\phi)\sin(\delta) \quad (3)$$

O ângulo de altura solar (α_s) é definido como o ângulo entre os raios solares e um plano horizontal. A expressão matemática para o cálculo do ângulo de altura solar é mostrada na Equação (4), a qual o Seno da altura solar é equivalente ao Cosseno do ângulo de zênite (KALOGIROU, 2013).

$$\sin(\alpha_s) = \cos(\theta_z) = \cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) + \sin(\phi)\sin(\delta) \quad (4)$$

O ângulo de azimuth solar (γ_s) é o ângulo entre a projeção da radiação direta normal, em um plano horizontal, e o eixo sul. O cálculo deste ângulo pode ser realizado por meio da Equação (5), definida segundo Duffie e Beckman (2013), bem como pode ser calculado, segundo Kalogirou (2013), através da Equação (6).

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos(\theta_z)\sin(\phi) - \sin(\delta)}{\sin(\theta_z)\cos(\phi)} \right) \right| \quad (5)$$

$$\sin(\gamma_s) = \frac{\sin(\delta)\sin(\omega)}{\cos(\alpha_s)} \quad (6)$$

É necessário definir também o ângulo de pôr do sol (ω_s) o qual pode ser determinado fazendo-se $\theta_z = 0$ na Equação (3), assim, obtém-se a Equação (7).

$$\cos(\omega_s) = -\tan(\phi)\tan(\delta) \quad (7)$$

2.3 RADIAÇÃO SOLAR

Algumas definições, acerca da radiação solar, se fazem necessárias ao entendimento dos tópicos subsequentes.

A massa de ar (m) é definida como a razão entre a massa da atmosfera na qual a radiação direta atravessa em um determinado instante, pela massa em que tal radiação atravessaria se o sol estivesse no zênite ($\theta_z = 0$). Então, ao nível do mar, temos $m = 1$ quando o sol se encontra no zênite, e $m = 2$ para um ângulo de zênite de 60° . Para ângulos de zênite de 0° a 70° a nível do mar, a correlação definida pela Equação (8) é uma boa aproximação (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

$$m = \frac{1}{\cos(\theta_z)} \quad (8)$$

Segundo Kalogirou (2013), a irradiância (G), é a taxa na qual a energia radiante incide em uma superfície por unidade de área (W/m^2), podendo a mesma estar em termos de irradiância direta, difusa ou global. A irradiação trata-se da energia incidente em uma superfície por unidade de área (J/m^2), podendo ser determinada pela integração temporal da irradiância, como mostrado na Equação (9). Caso realizemos uma integração ao longo do dia, obteremos a irradiação diária (H), e realizando a integração em uma hora qualquer do dia, obteremos a irradiação horária (I).

$$H = \int_{t_0}^{t_f} G(t) dt \quad (9)$$

Duffie e Beckman (2013) definem a irradiação direta (H_b) como a radiação recebida do sol que não sofreu dispersão devido à presença da atmosfera. A irradiação difusa (H_d) é aquela recebida do sol após sua direção ter sido alterada devido à presença da atmosfera. Já a irradiação global (H_g), trata-se da soma da radiação direta e difusa em uma superfície, como mostra a Equação (10).

$$H_g = H_b + H_d \quad (10)$$

Segundo Duffie e Beckman (2013), o tempo ou horário solar, é o tempo baseado no aparente movimento angular do sol através do céu, onde, ao meio dia solar, o sol está localizado no meridiano do observador. Este horário solar é o horário utilizado no cálculo dos ângulos solares, e ele difere do horário local padrão.

Duffie e Beckman (2013) discutem que vários cálculos de radiação são realizados de maneira mais conveniente usando níveis normalizados de radiação, ou seja, a razão entre o nível de radiação e a radiação teoricamente possível que estaria disponível se não houvesse atmosfera. A qualquer momento, a irradiância incidente em um plano horizontal fora da atmosfera é dado pela Equação (11), onde G_{sc} é a constante solar, que possui um valor de 1367 W/m^2 .

$$G_o = G_{sc} \left(1 + 0,33 \cos \frac{360n}{365} \right) \cos(\theta_z) \quad (11)$$

Para uma superfície horizontal, podemos combinar as Equações (3) e (11) para obter a irradiância extraterrestre a qualquer momento entre o nascer do sol e o pôr do sol, como mostra a Equação (12).

$$G_o = G_{sc} \left(1 + 0,33 \cos \frac{360n}{365} \right) \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta) \quad (12)$$

Por vezes, se faz necessário o cálculo da irradiação extraterrestre diária em superfície horizontal, H_o . Isto é obtido através da integração da Equação (12), no período de tempo entre o nascer e o pôr do sol. Se G_{sc} encontra-se em W/m^2 , H_o encontra-se em $\text{J/m}^2.\text{dia}$ e é dado pela Equação (13).

$$H_o = \frac{86400 G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0,33 \cos \frac{360n}{365} \right) \left[\cos(\phi) \cos(\delta) \sin(\omega_s) + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin(\phi) \sin(\delta) \right] \quad (13)$$

A média mensal da irradiação diária extraterrestre ($\bar{H}_0$), para latitudes entre 60° e -60° , pode ser obtida utilizando n e δ para o dia médio do mês em questão (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

A radiação solar com incidência normal recebida na superfície da terra está sujeita a variações devido às mudanças na radiação extraterrestre, e, mais ainda, devido aos fenômenos de dispersão atmosférica pelas moléculas de ar, água e poeira, bem como pela absorção atmosférica por O_3 , H_2O e CO_2 (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O grau em que a dispersão ocorre é função do número de partículas através das quais a radiação deve passar, e do tamanho destas partículas em relação ao comprimento de onda (λ) da radiação. Com relação às moléculas de ar, a radiação deve atravessar a massa de ar, descrita pela Equação (8). Já as partículas de água e poeira encontradas pela radiação dependem tanto da massa de ar, como da quantidade de poeira e umidade presentes na atmosfera local. As moléculas de ar são muito pequenas em comparação ao comprimento de onda da radiação solar, e a dispersão ocorre segundo a teoria de Rayleigh (o coeficiente de dispersão varia com λ^{-4}). A dispersão de Rayleigh é significativa apenas em comprimentos de onda curtos; acima de $0,6 \mu m$ tem pouco efeito na transmitância atmosférica (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

A absorção de radiação na atmosfera no espectro de energia solar é devida em grande parte ao ozônio no ultravioleta e ao vapor d'água e dióxido de carbono na faixa do infravermelho. Existe uma absorção quase completa da radiação de ondas curtas pelo ozônio na atmosfera superior em comprimentos de onda abaixo de $0,29 \mu m$. A absorção de ozônio diminui à medida que λ aumenta acima de $0,29 \mu m$, até que a $0,35 \mu m$ não há absorção. Existe também uma faixa fraca de absorção de ozônio perto de $\lambda = 0,6 \mu m$. O vapor de água absorve fortemente na faixa infravermelha do espectro solar, com fortes pontos de absorção centrados em $1,0$, $1,4$ e $1,8 \mu m$. Acima de $2,5 \mu m$, a transmissão da atmosfera é muito baixa devido à absorção por H_2O e CO_2 . A energia no espectro extraterrestre em $\lambda > 2,5 \mu m$ é inferior a 5% do espectro solar total, e a energia recebida no solo em $\lambda > 2,5 \mu m$ é muito pequena.

A Figura 2.4 mostra os efeitos da dispersão de Rayleigh por moléculas de ar, e a absorção por moléculas de O_3 , H_2O e CO_2 na distribuição espectral da irradiância direta. A dispersão

de Rayleigh é representada pela diferença entre a curva extraterrestre e a curva no topo das áreas sombreadas. As várias faixas de absorção são mostradas pelas áreas sombreadas.

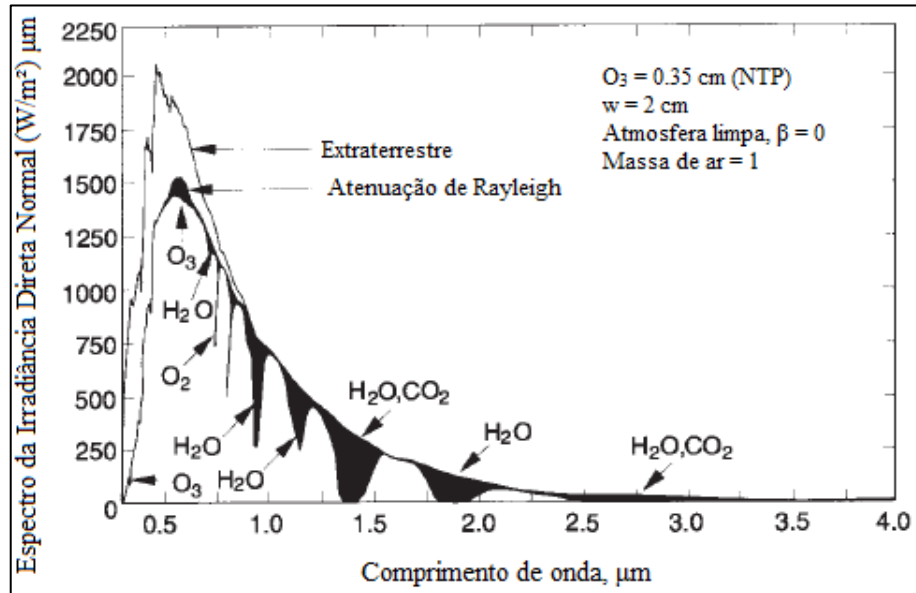


Figura 2.4 – Efeitos da atenuação de Rayleigh e da absorção atmosférica no espectro da irradiância direta normal (Traduzido de DUFFIE; BECKMAN, 2013)

2.4 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DAS TECNOLOGIAS CSP

Os sistemas de energia solar térmica são uma categoria de tecnologia ampla, que envolvem a conversão de radiação solar em energia térmica, para fornecer tal energia para um processo, gerar eletricidade ou ambos. Os sistemas CSP representam uma classe dentro da energia solar térmica, caracterizados pelo aumento da densidade de fluxo de radiação solar, a fim de alcançar temperaturas e eficiências mais altas, com o principal intuito de tornar a produção de eletricidade mais viável (GAUCHÉ et al., 2017). A Figura 2.5 apresenta um fluxograma típico de uma usina concentradora solar, desde sua fonte à demanda energética.

Utilizando o Sol como fonte de energia, a energia solar concentrada é uma tecnologia capaz de produzir eletricidade de forma limpa e renovável, oferecendo uma capacidade firme de geração de potência, pela integração com sistemas de armazenamento térmico ou pela operação híbrida (ISLAM et al. 2018).

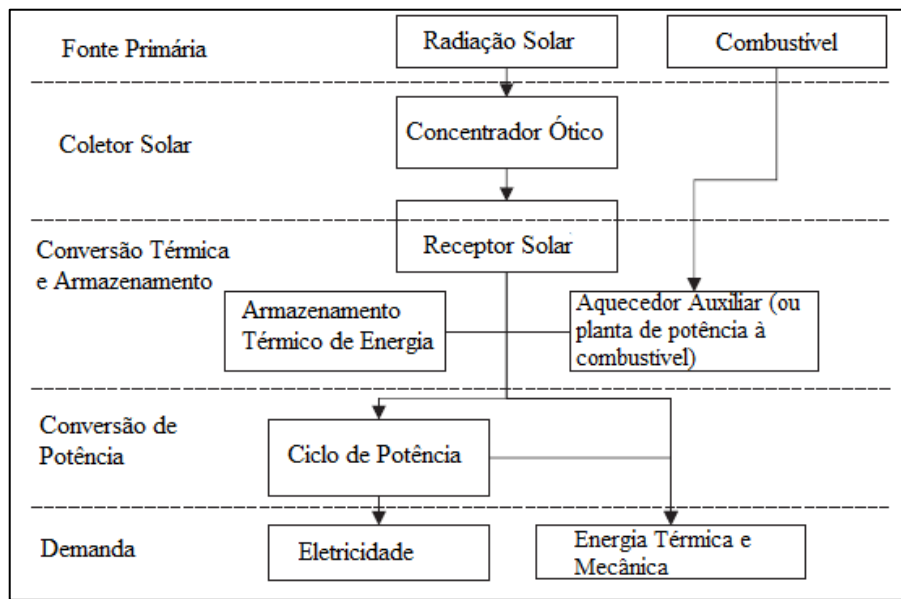


Figura 2.5 - Fluxograma típico de uma usina concentradora solar (Traduzido de: GAUCHÉ et al. 2017)

Os sistemas CSP são baseados em um princípio operacional simples, no qual a irradiação direta normal (DNI) é concentrada utilizando-se espelhos programados (helióstatos) em um absorvedor, onde a energia é coletada por um fluido de transferência de calor (HTF, do inglês *Heat Transfer Fluid*). Este fluido pode ser usado para acionar diretamente uma turbina para produzir energia ou, mais comumente, ser combinado com um trocador de calor em um ciclo Rankine de potência a vapor (VIGNAROOBAN et al., 2015).

As tecnologias concentradoras somente podem utilizar da radiação direta. Formas indiretas de radiação (como a radiação difusa) não podem ser concentradas e, conseqüentemente, não são aplicáveis em sistemas CSP (GÜNTHER et al., 2011). Isto faz com que esta tecnologia seja mais eficiente se instalada em áreas com alto percentual de dias de céu limpo, em locais com baixos índices de poluição e poeira (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

Segundo Kalogirou (2013), as usinas CSP apresentam como principal vantagem diante das outras fontes renováveis de energia, a possibilidade da utilização do sistema de armazenamento térmico (TES, do inglês *Thermal Energy Storage*), constituído por dois tanques (um tanque quente e um tanque frio) contendo sal fundido, cerâmicas ou um meio em mudança de fase, o que permite a geração de energia em momentos em que a irradiação

esteja em baixos níveis ou até mesmo durante a noite. Este método de armazenamento é bem mais barato do que o armazenamento de energia elétrica em baterias, o qual ainda é inviável economicamente. Existe ainda a possibilidade de fazer um sistema de *backup* de energia, utilizando combustíveis renováveis como a biomassa.

A classificação desses sistemas se dá segundo a geometria do foco. Torres Centrais (SPT) e Pratos Parabólicos (PDS) apresentam apenas um ponto focal, já os sistemas de Calhas Parabólicas (PTC) e Fresnel (LFR), apresentam uma linha focal nos espelhos concentradores (FERNÁNDEZ-GARCÍA et al., 2010). A Figura 2.6 ilustra a classificação destes sistemas.

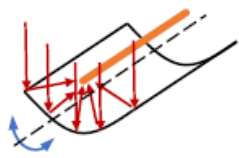
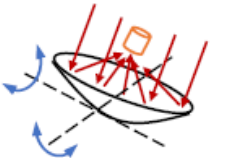
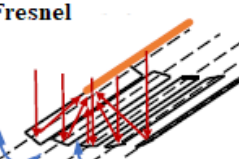
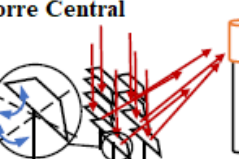
Tipo de Espelho Refletor	Tipo de Foco	
	Foco Linear (Tracking 1-eixo, concentração 2D)	Foco Pontual (Tracking 2-eixos, Concentração 3D)
Contínuo (Curvatura contínua em relação ao eixo focal)	Calha Parabólica 	Prato Parabólico 
Discreto (Múltiplos espelhos, superfície aproximadamente plana)	Fresnel 	Torre Central 

Figura 2.6 - Classificação dos Sistemas CSP (Traduzido de: GAUCHÉ et al. 2017)

Segundo Lovegrove e Stein (2012), um dos parâmetros mais importantes em coletores concentradores é chamado de razão de concentração, que pode ser avaliado de duas formas: Como a razão de concentração ótica, definida como a razão entre a irradiância no receptor e a radiação total incidente, e a razão de concentração geométrica, definida como a área de abertura do coletor pela área do receptor.

Lovegrove e Stein (2012), através de uma análise baseada na 2ª lei da termodinâmica, estabelecem os valores máximos para a razão de concentração geométrica para sistemas de foco pontual, e de foco linear, dados respectivamente pelas Equações (14) e (15).

$$C_{G,FP} = \frac{1}{\sin^2(\theta)} \quad (14)$$

$$C_{G,FL} = \frac{1}{\sin(\theta)} \quad (15)$$

Coletores CSP de foco linear, com sistema seguidor de um eixo, concentram a radiação solar em um receptor linear, tipicamente um tubo de aço com uma cobertura de vidro evacuada como isolante térmico. As tecnologias de foco linear possuem limitações, especialmente relativo à razão de concentração (GAUCHÉ et al., 2017).

Os sistemas de foco pontual são capazes de alcançar razões de concentrações bem mais elevadas, contudo, requerem mais uma alta precisão nos sistemas de seguidores. Um refletor na forma de paraboloide, com seguimento contínuo do sol nos dois eixos fornece a maior razão de concentração, e é teoricamente o concentrador mais eficiente. Contudo, até o momento nenhuma tecnologia em larga escala para explorar esse potencial foi desenvolvida comercialmente (GAUCHÉ et al., 2017).

Para ilustrar a diferença existente entre os sistemas de foco pontual e linear, isto resulta em um valor máximo de concentração para os sistemas de foco pontual de 46250, e de 215 para os sistemas de foco linear, dado o atual tamanho angular do sol (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

O sistema de calhas parabólicas é a tecnologia CSP mais comumente encontrada em operação (GAUCHÉ et al., 2017). A Figura 2.7 mostra como está a distribuição das instalações de usinas CSP, em termos da tecnologia empregada.

A tecnologia de Torre Solar é uma das tecnologias CSP que apresentou maior crescimento nos últimos anos. Em 2014 entrou em operação comercial a maior usina solar térmica do mundo, a *Ivanpah Solar Electric Generating System*, com capacidade de 392 MW (ISLAM et al., 2018). O principal fator para este desenvolvimento está na melhor eficiência solar-elétrica que esses sistemas possuem (10% – 22%) e também na possibilidade de se alcançar temperaturas muito mais elevadas, da ordem de até 1200 °C (XU et al., 2016).

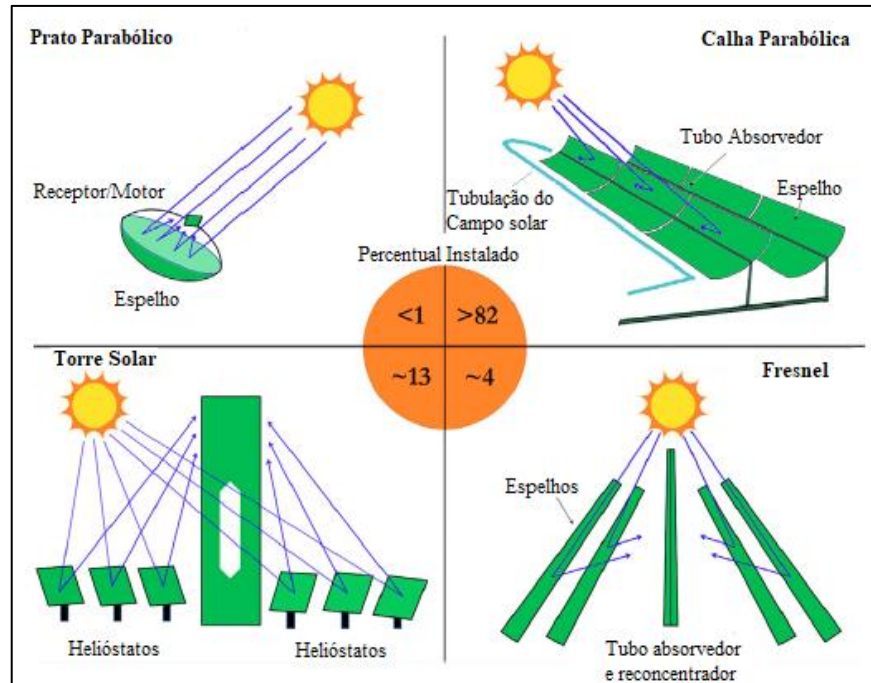


Figura 2.7 - Tecnologias CSP, com a proporção de instalações no mundo (Traduzido de: XU et al., 2016)

Contudo, por ser o sistema de maior uso em todo o mundo, a tecnologia de calhas parabólicas é de confiabilidade já provada, quanto ao seu desempenho, devido à quantidade de informações e ao grande número de projetos baseados nesta tecnologia. Logo, usinas solares de calhas parabólicas são mais simples de se desenvolver e de se financiar (PETERSEIM et al., 2014)

Segundo Fuqiang et al (2017), a aplicação da tecnologia CSP de calhas parabólicas é um investimento promissor, em termos de custo-benefício, tecnologia madura, e a facilidade de realizar-se a hibridização do sistema, com combustíveis fósseis ou outras fontes renováveis de energia.

As duas maiores usinas de calhas parabólicas em operação encontram-se nos Estados Unidos, a *Mojave Solar Project* e a *Solana Generating Station*, ambas com 280 MW de capacidade (FUQIANG et al., 2017).

2.4.1 Tecnologia de Calhas Parabólicas

O sistema de calhas parabólicas, Figura 2.8, possui um espelho côncavo, usado para refletir a radiação solar em um tubo absorvedor. O tubo possui alta absorvidade e neste escoa um determinado fluido (óleo, água, sal fundido, etc.), sendo o mesmo posicionado na linha focal do coletor (ISLAM et al., 2018). Desta forma, o fluido de trabalho recebe a energia solar concentrada, aumentando assim sua temperatura e, conseqüentemente, sua entalpia (FERNÁNDEZ-GARCÍA et al., 2010).



Figura 2.8 - Coletor de calhas parabólicas (Fonte: <https://www.steag.com.br/index.php?id=972&L=2>)

Em geral, o coletor de calhas parabólicas com tubo receptor é posicionado na direção norte-sul, para seguir o sol quando o mesmo translada de leste à oeste, com o intuito de maximizar a eficiência ótica do coletor através da otimização do ângulo de incidência (FUQIANG et al., 2017).

A Figura 2.9 mostra a seção transversal de um coletor de calhas parabólicas. O papel central do espelho parabólico nestes concentradores decorre de sua capacidade de focalizar a radiação em um ponto, chamado de ponto focal, que encontra-se a uma distância (f) do seu vértice (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

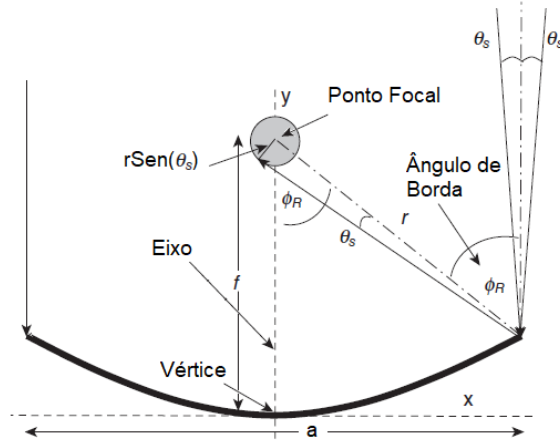


Figura 2.9 – Seção transversal de um coletor de calhas parabólicas (Traduzido de: LOVEGROVE; STEIN, 2012)

A relação que define uma parábola com seu eixo alinhado ao eixo y, como mostrado na Figura 2.9 é dada pela Equação (16).

$$y = \frac{x^2}{4f} \quad (16)$$

Segundo Lovegrove e Stein (2012), o ângulo de borda, ϕ_R , é o ângulo entre o eixo e uma linha do foco, até a borda física do concentrador. Em conjunto com a distância focal e a largura da abertura da parábola (a), estes parâmetros definem completamente a geometria da seção transversal de um concentrador parabólico. O ângulo de borda de uma parábola é dado pela Equação (17).

$$\tan(\phi_R) = \frac{8(f/a)}{16(f/a)^2 - 1} \quad (17)$$

Alternativamente, a razão entre a largura da abertura e o ponto focal pode ser expresso como função do ângulo de borda, como demonstrado por Günther, Joemann e Csambor (2011), segundo a Equação (18).

$$\frac{a}{f} = -\frac{4}{\tan(\phi_R)} + \sqrt{\frac{16}{\tan^2(\phi_R)} + 16} \quad (18)$$

O ângulo de borda é um parâmetro construtivo extremamente importante em coletores parabólicos. Por exemplo, ele tem influência direta na razão de concentração e na irradiância total absorvida por metro de tubo absorvedor (W/m). Existem diversos critérios que, unidos, determinam o ângulo de borda. Em coletores parabólicos reais, este ângulo assume valores por volta de 80° (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

De acordo com Günther, Joemann e Csambor (2011), a área de abertura é uma medida construtiva também de suma importância, pois determina a captação de radiação, baseado em uma determinada irradiação direta e na posição do sol. Esta área é calculada através do produto da largura da abertura e do comprimento do módulo do coletor.

A largura da abertura para a maioria dos coletores reais atuais é de aproximadamente 6 metros. A distância focal tem valores aproximados de 1,75 metros, e o comprimento total de cada módulo varia de 12 a 14 metros. Contudo, há coletores com menores larguras de abertura, como o Solarlite, e com maiores larguras de abertura, como o Skyfuel, com suas correspondentes distâncias focais (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

Cada ponto em um espelho parabólico refletirá um cone de raios, que corresponde à distribuição angular da fonte solar, como mostrado na Figura 2.9. Com a utilização de um absorvedor de seção transversal circular, este tubo deve possuir um diâmetro calculado como exposto na Equação (19), para o caso de um tubo absorvedor perfeitamente alinhado (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

$$d = 2r \sin(\theta_s) \quad (19)$$

Uma fonte importante de perda de eficiência em concentradores solares surge do fato de que os espelhos nem sempre podem ser alinhados normalmente aos raios solares incidentes. Quando um espelho está refletindo fora do eixo, a área aparente do espelho, como vista do sol, é reduzida de acordo com o cosseno do ângulo de incidência. Este fenômeno é chamado de perda por efeito cosseno. As perdas de borda, particulares dos coletores de calhas parabólicas e do tipo Fresnel, referem-se à radiação que é refletida pelos espelhos, mas que devido ao fato de o sol não estar diretamente acima do coletor, acaba concentrando a radiação além da extremidade do receptor. Estes dois fatores devem ser incorporados ao cálculo da eficiência ótica desses sistemas (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

Forristall (2003) descreve todos os modos de transferência de calor que ocorrem em um tubo absorvedor de um coletor de calhas parabólicas, com e sem a cobertura de vidro. A seção transversal do tubo absorvedor com a descrição dos modos de transferência de calor em uma análise unidimensional encontra-se na Figura 2.10a. A Figura 2.10b mostra o circuito térmico equivalente para o modelo.

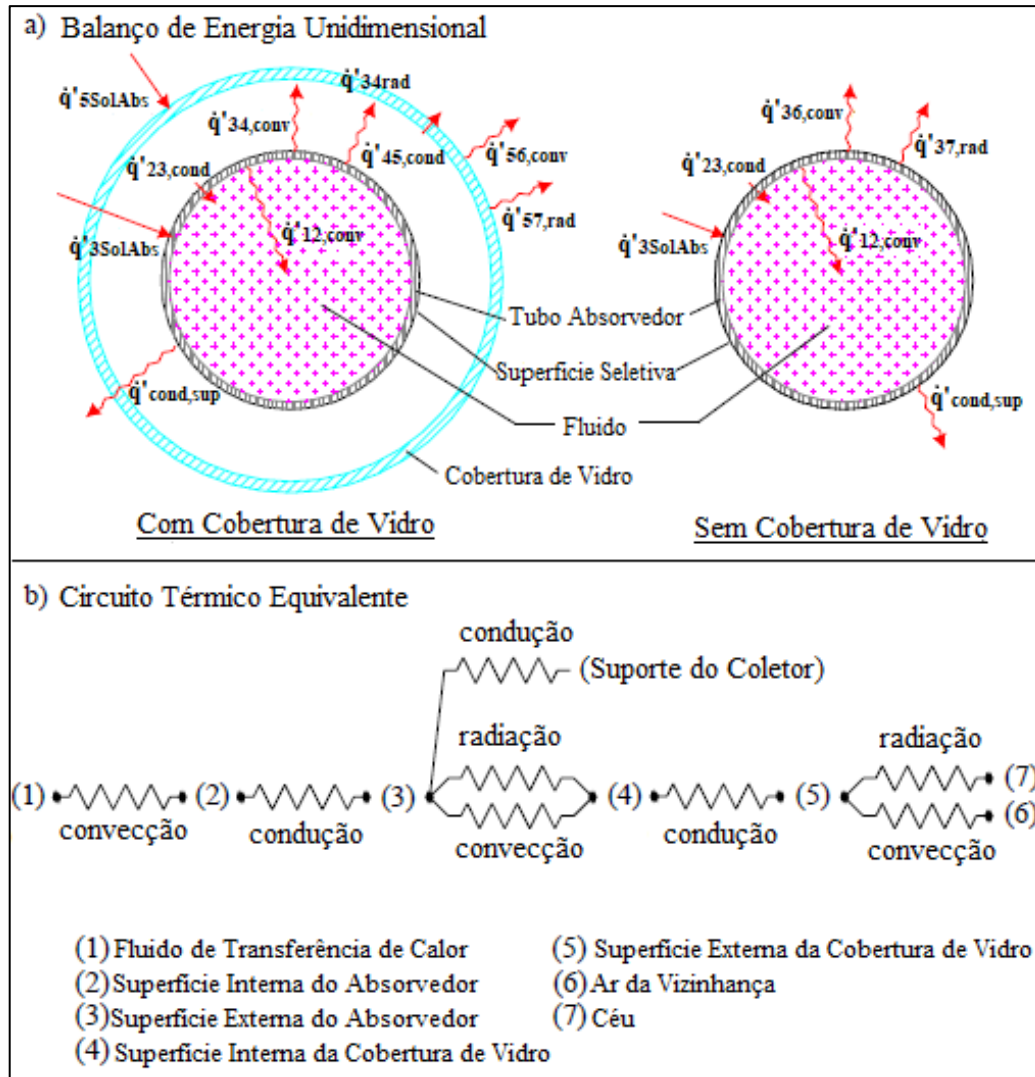


Figura 2.10 – Modelo unidimensional de um tubo absorvedor, com e sem cobertura de vidro: (a) Modos de transferência de calor; (b) Circuito térmico equivalente (Traduzido de: FORRISTALL, 2003)

A energia solar efetiva de entrada (energia solar diminuída das perdas óticas) é absorvida pela cobertura de vidro e pela superfície seletiva. Parte desta energia absorvida na superfície seletiva é transferida por condução através do absorvedor e transferida ao HTF por

convecção. A energia restante, uma pequena fração, é emitida para a cobertura de vidro por convecção e radiação, e perdida através de condução pelos suportes do coletor. Esta energia transferida para a cobertura de vidro por convecção e radiação, é transferida por condução da superfície interna da cobertura para a superfície externa, depois perdida para o ambiente por convecção e radiação (FORRISTALL, 2003).

Os principais requisitos para o material dos espelhos é possuir uma alta refletividade. A refletividade de uma superfície indica a fração da radiação incidente que é refletida pela mesma. Em geral, a refletividade varia nos diversos comprimentos de onda, sendo interessante nas aplicações solares, uma alta refletividade na faixa de comprimento de onda do espectro solar (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

A reflexão pode ser distinguida na reflexão difusa e especular. Esta última, significa a luz que entra na forma de um feixe único, é refletida em uma saída também única. Nas aplicações CSP, apenas a reflexão especular é objeto de interesse, pois a concentração da radiação requer uma radiação refletida em uma direção definida (GÜNTHER et al., 2011).

Os refletores de vidro prateados têm sido o material mais utilizado nas tecnologias CSP desde os primórdios (SUTTER et al., 2019). As superfícies refletoras são revestidas com prata, seguida de uma camada de cobre e algumas camadas de revestimento pra melhorar a durabilidade, como mostrado na Figura 2.11. Vidros altamente polidos nesta concepção podem alcançar refletividades de 94,5% (MANIKANDAN; INIYAN; GOIC, 2019).

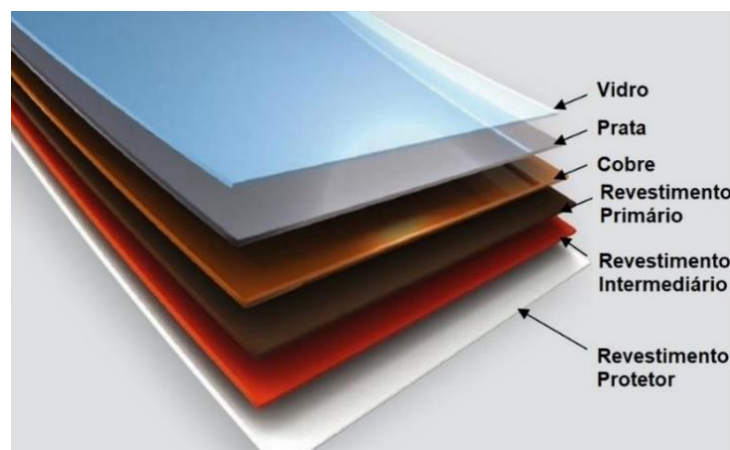


Figura 2.11 – Espelho refletor multicamadas (Traduzido de: GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

Segundo Günther, Joemann e Csambor (2011), os espelhos representam uma parcela considerável do investimento no campo solar de uma usina de CSP de calhas parabólicas. Logo, existem esforços contínuos para encontrar materiais alternativos que possam reduzir os custos do campo solar, ou melhorar ainda mais sua eficiência. Prata e alumínio são, em geral, os materiais mais comuns para estas aplicações. A Figura 2.12 apresenta a refletividade de ambos, relacionada ao comprimento de onda do espectro da irradiância solar.

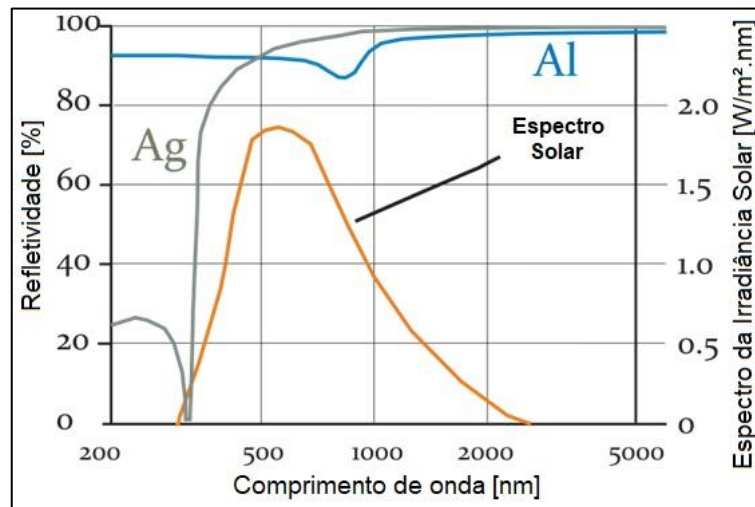


Figura 2.12 – Refletividade da prata e do alumínio relacionados com o espectro da irradiância solar (Traduzido de: GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011).

É possível observar na Figura 2.12 que a prata possui uma maior refletividade no espectro solar, sendo, por isto, o material mais utilizado nas aplicações CSP.

Segundo Duffie e Beckman (2013), os tubos receptores devem ter alta absorção de radiação no espectro de energia solar. Ao mesmo tempo, eles perdem energia por uma combinação de mecanismos, incluindo radiação térmica da superfície absorvente, sendo desejável que a emissão de ondas longas da superfície seja a mais baixa possível para reduzir as perdas. Para reduzir as perdas térmicas de calor via radiação emitida dos tubos absorvedores, as superfícies devem idealmente ter uma emissividade muito baixa para os comprimentos de onda em que emitem (PLATZER; HILDEBRANDT, 2012). Para alcançar este efeito, em geral os tubos absorvedores dos coletores de calhas parabólicas são revestidos com uma cobertura especial, chamada de superfície seletiva.

Duffie e Beckman (2013) citam que a superfície seletiva de cromo negro vem sendo amplamente adotadas para coletores solares. Em amostras de laboratório, foram obtidas absorptividades da ordem de 0,95 e 0,96, e emissividade da ordem de 0,08 a 0,014 (MOORE, 1976 *apud* DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Como as perdas térmicas convectivas também precisam ser minimizadas para se obter alta eficiência, nos coletores de calhas parabólicas é normalmente utilizado um tubo absorvedor com invólucro evacuado. Um tubo de vidro transparente é colocado ao redor do tubo absorvedor, conectado de maneira flexível ao tubo de aço e o espaço entre o absorvedor e o tubo de vidro é evacuado, proporcionando assim, uma melhor eficiência térmica devido ao vácuo prover um isolamento térmico eficiente, sem alterar consideravelmente a absorptividade do tubo (PLATZER; HILDEBRANDT, 2012).

Uma desvantagem da utilização do tubo de cobertura de vidro é que a luz refletida do concentrador deve passar através do vidro para alcançar o absorvedor, adicionando uma perda de transmitância. O envelope de vidro geralmente possui um revestimento antirreflexo para melhorar a transmissividade (KALOGIROU, 2013).

Com relação ao fluido de trabalho, a grande maioria das usinas de calhas parabólicas construídas atualmente, operam com óleos sintéticos como HTF. Os mais conhecidos são Therminol VP-1, Therminol D-12 e Downtherm A (FUQIANG et al., 2017).

Um fluido tem boas propriedades para atuar como HTF e como fluido do TES, se apresentar, principalmente, baixo ponto de fusão, alta temperatura de operação, alta condutividade térmica, baixa pressão de vapor, boa estabilidade térmica e baixo custo (VIGNAROUBAN et al., 2015).

O limite superior de temperatura de trabalho é definido segundo a estabilidade térmica do fluido. No caso do óleo, o mesmo é termicamente estável em temperaturas até aproximadamente 400 °C (VIGNAROUBAN et al., 2015). Com o intuito de se alcançar maiores temperaturas no campo solar (que proporcionam uma maior eficiência do ciclo de potência), outros fluidos vêm sendo estudados para sua utilização como HTF, tais como os sais fundidos, água e ar.

Segundo Fuqiang et al. (2017), uma instalação experimental de calhas parabólicas na Itália, a *Archimede Solar Energy*, investigou a viabilidade do uso de uma mistura quase-

eutética de 60% em peso de NaNO_3 e 40% em peso de KNO_3 , chamada de sal solar, como HTF, onde foi constatada a viabilidade prática desta aplicação.

Contudo, os sais fundidos possuem ponto de fusão bastante elevado (em temperaturas bem maiores que a temperatura ambiente) o que o faz um grande risco para uso em usinas de calhas parabólicas, pois como o fluido percorre muitos quilômetros em tubulações, a perda de calor, principalmente em momentos em que o sol esteja encoberto pelas nuvens, pode causar a solidificação do sal no interior do tubo absorvedor (BONK et al., 2018). Esta solidificação pode causar sérios danos às válvulas, bombas e juntas de esferas da instalação. Logo, seria necessário um sistema de proteção contra a solidificação do sal no interior dos coletores, o que acarreta em uma operação mais sofisticada, custosa, e com manutenção mais complexa (FUQIANG et al., 2017).

Existe também a possibilidade de utilização de água como HTF nos sistemas de calhas parabólicas, para operação em temperaturas mais elevadas, eliminando a necessidade do uso de mais de um tipo de fluido no sistema. Esta tecnologia é conhecida como geração direta de vapor (DSG, do inglês *Direct Steam Generation*), onde a água escoia nos tubos receptores, muda de fase até vapor superaquecido com temperaturas superiores à 500°C e é então encaminhado para o ciclo de potência a vapor (FUQIANG et al., 2017; GIGLIO et al., 2017).

O conceito DSG possui diversas vantagens, como a alta temperatura na saída do campo solar, a simplificação do layout da planta (sem a necessidade de trocadores de calor intermediários), e o uso de água durante a mudança de fase ocorre a temperatura constante, para determinada temperatura, o que permite uma redução substancial da temperatura média na qual o calor é transferido para o fluido. Em temperaturas de vapor muito altas, a parte principal do calor necessário é transferida durante a mudança de fase, a uma temperatura mais baixa, permitindo uma redução das perdas térmicas comparado ao uso de um fluido de trabalho sensível como sais fundidos ou óleo térmico (GIGLIO et al., 2017).

Além destas vantagens, a operação com água proporciona, evidentemente, menores riscos ambientais. A água possui ponto de fusão mais baixo que o óleo térmico e bem mais baixo do que o sal fundido. A água também é menos corrosiva do que o sal fundido (GIGLIO et al., 2017).

Contudo, por ser uma tecnologia ainda em desenvolvimento, existem várias barreiras e dificuldades ao seu uso, principalmente no que diz respeito à necessidade de um sistema de

controle bastante complexo do escoamento bifásico, e na produção de equipamentos que possam ser utilizados na presença de um escoamento com tal característica nos tubos absorvedores (GIGLIO et al., 2017).

Além disso, tem-se também o problema das altas pressões do vapor dentro dos tubos absorvedores, que deve coincidir com a pressão de entrada da turbina. O manuseio em altas pressões de componentes móveis e flexíveis que formam o tubo receptor foi uma das maiores problemáticas enfrentadas no desenvolvimento das tecnologias DSG (GIGLIO et al., 2017).

2.4.2 Armazenamento Térmico de Calor Sensível: Sistema Indireto de Dois Tanques

Segundo Sattler et al. (2013), os sistemas de armazenamento térmico disponíveis atualmente podem ser divididos em quatro grupos principais, como mostrado na Figura 2.13.

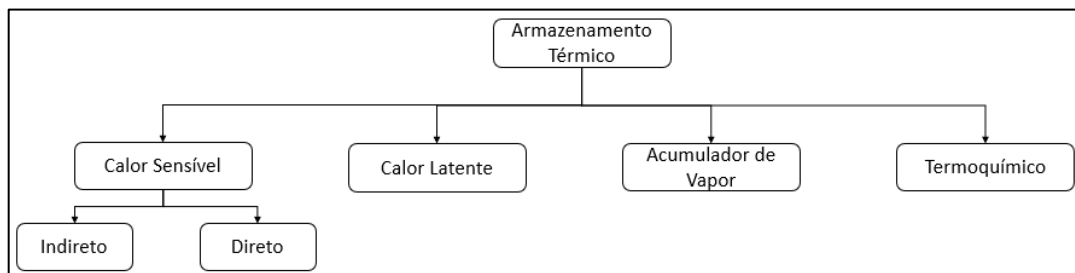


Figura 2.13 - Tipos de Armazenamento Térmico (Fonte: Autor)

O armazenamento térmico por calor sensível é praticamente o único sistema que é utilizado comercialmente, nas usinas em operação e em construção ao redor do mundo (PELAY et al., 2017).

No armazenamento térmico por calor sensível, energia térmica é armazenada/liberada pelo acréscimo/decréscimo de temperatura de um meio material de armazenamento. É um processo isento de mudança de fase, tanto no carregamento como no descarregamento. O montante de energia armazenada depende do produto da massa, calor específico à pressão constante e da variação de temperatura do material. Além da densidade e do calor específico do material, outras propriedades também são importantes para o armazenamento de calor

O sistema indireto de dois tanques, contendo sal fundido, é uma tecnologia comercialmente disponível e já bastante difundida em plantas CSP ao redor do mundo, predominantemente nas que utilizam coletores de calhas parabólicas (SATTLER et al., 2015). Este sistema possui um tanque com meio a alta temperatura (Tanque quente), e outro tanque contendo meio a uma temperatura mais baixa (Tanque frio). Logo, para o presente trabalho, foi definido a utilização de um sistema de armazenamento indireto de dois tanques.

Tomando como referência a Figura 2.14, o sistema de armazenamento indireto de dois tanques funciona da seguinte forma, segundo Sattler et al. (2013) e Lovegroove e Stein (2012): O campo solar, é projetado com área suficiente para não só alimentar o ciclo de potência, mas também para alimentar o sistema de armazenamento térmico. Assim, durante o dia, o óleo térmico aquecido pelos coletores é direcionado ao conjunto de potência e ao trocador de calor intermediário com a TES. Durante o carregamento, o sal presente no tanque frio é bombeado através do trocador de calor, onde o mesmo é aquecido pelo óleo térmico e bombeado em direção ao tanque quente. Durante a noite ou em períodos de baixa irradiância, o fluxo é então, revertido. O sal armazenado no tanque quente é bombeado através do trocador de calor, aquecendo o óleo térmico, sendo posteriormente bombeado para o tanque frio, enquanto o óleo térmico é bombeado para o conjunto de potência.

2.4.3 Múltiplo Solar e Fator de Capacidade

O múltiplo solar, Equação (21), é definido como a razão entre a energia produzida pelo campo solar e a energia requerida pelo conjunto de potência, nas condições de projeto (MONTES et al., 2009).

$$MS = \frac{\dot{Q}_{CS, \text{projeto}}}{\dot{Q}_{CP, \text{projeto}}} \quad (21)$$

Isso quer dizer que, uma planta CSP sem armazenamento térmico, no qual toda a energia incidente no campo solar é direcionada ao conjunto de potência, possuirá um múltiplo solar unitário. Um múltiplo solar maior que 1, indica que existe uma energia excedente sendo coletada no campo solar. Logo, este parâmetro mensura o quanto o campo solar está superdimensionado para que haja o carregamento da TES. A Figura 2.15 ilustra o processo

de carregamento e descarregamento da TES ao longo do dia, em relação a $\dot{Q}_{CS,projeto}$ e $\dot{Q}_{CP,projeto}$.

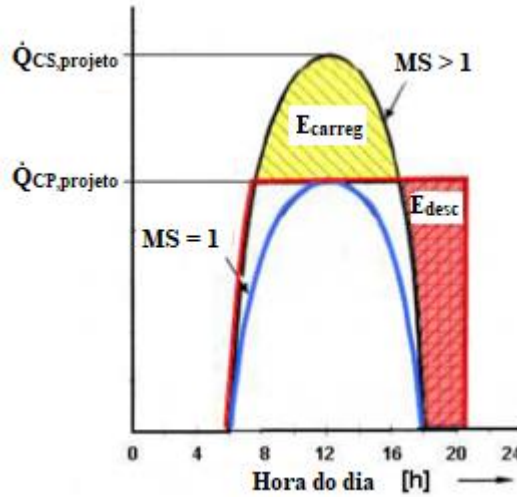


Figura 2.15 - Múltiplo solar e operação de uma usina solar com armazenamento térmico (Traduzido de: SATTLER et al, 2015)

Como a eficiência global média do sistema é mais importante do que a eficiência do projeto em regime permanente, o fator de capacidade (FC) torna-se um importante parâmetro de avaliação de desempenho. Este fator pode ser calculado como a razão entre a potência média gerada e a potência definida para o projeto, como mostra a Equação (22).

$$FC = \frac{\dot{W}_{\text{méd}}}{\dot{W}_{CP,projeto}} \quad (22)$$

Um sistema que funcione a todo o momento, possui um fator de capacidade de 100%. Para o caso de uma planta CSP, a plena operação corresponde ao ciclo de potência produzindo energia em sua potência nominal de projeto durante todo o dia, ou seja, um fator de capacidade de 100% indica que a planta opera em plena capacidade todo tempo; já um fator de capacidade de 25% significa que ao longo do tempo, a potência média gerada, $\dot{W}_{\text{méd}}$, é 25% da potência nominal de projeto (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

De acordo com Lovegrove e Stein (2012), para sistemas CSP sem armazenamento térmico ou *backup*, a turbina não irá operar durante a noite ou em momentos de céu nublado, o que resulta em um fator de capacidade de aproximadamente 20%, puramente devido ao

posicionamento do sol e efeitos climáticos. Com a adição do armazenamento térmico, o fator de capacidade pode aumentar consideravelmente, podendo alcançar um valor de 75% ou mais.

2.4 ÍNDICE DE CLARIDADE E RADIAÇÃO MENSAL DIRETA E DIFUSA

O índice de claridade médio mensal, $\bar{K}_T$, é a razão entre a irradiação média mensal diária em uma superfície horizontal, pela irradiação média mensal diária extraterrestre, como mostrado na Equação (23).

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}_g}{\bar{H}_o} \quad (23)$$

Este índice pode ser definido para um dia particular, como a razão entre a irradiância diária em superfície horizontal pela irradiação diária extraterrestre, calculado segundo a Equação (24).

$$K_T = \frac{H_g}{H_o} \quad (24)$$

Estes índices têm como intuito avaliar a frequência de dias mais limpos, ideais para a captação solar. Estudos com dados diários de radiação mostraram que a fração média difusa ($\bar{H}_d/\bar{H}$) é função do índice de claridade médio mensal (LIU; JORDAN, 1960 *apud* DUFFIE; BECKMAN, 2013). Sabendo-se que a irradiação direta é uma função da irradiação global e difusa, com o conhecimento da fração média difusa, se torna possível a obtenção da irradiação direta. A Figura 2.16 mostra um conjunto de diversas correlações de $\bar{H}_d/\bar{H}$ com $\bar{K}_T$.

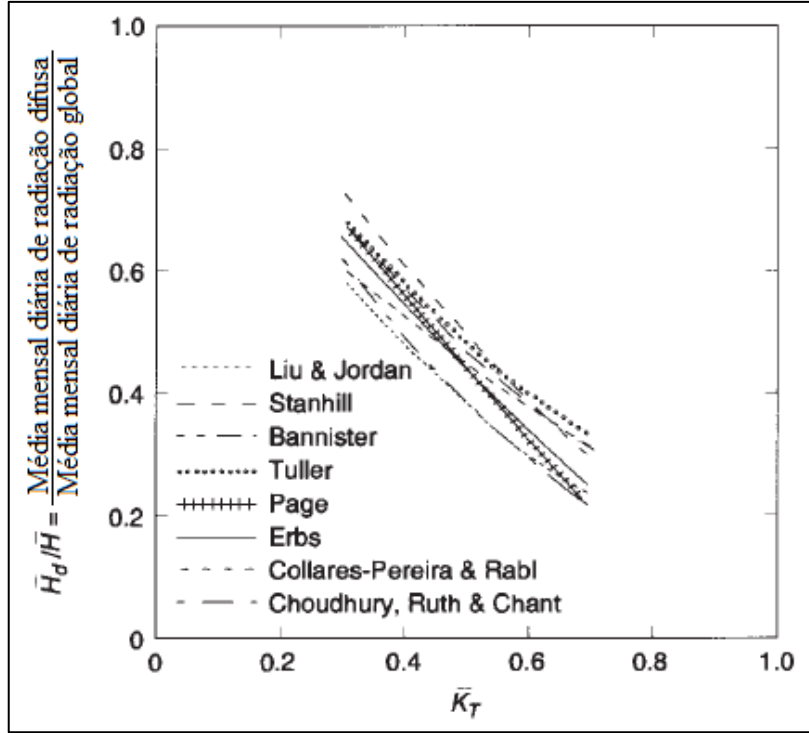


Figura 2.16 – Correlação entre a fração de irradiação difusa média com o índice de claridade (Traduzido de: DUFFIE; BECKMAN, 2013)

Erbs et al. (1982) desenvolveram uma equação que correlaciona diretamente a fração difusa com o índice de claridade médio, mostrada nas Equações (25) e (26). Contudo, existe uma dependência sazonal, pois no período de inverno, as frações difusas são menores.

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1,391 - 3,560\bar{K}_T + 4,189\bar{K}_T^2 - 2,137\bar{K}_T^3, \text{ se } \omega_s \leq 81,4^\circ \text{ e } 0,3 \leq \bar{K}_T \leq 0,8 \quad (25)$$

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1,311 - 3,022\bar{K}_T + 3,427\bar{K}_T^2 - 1,821\bar{K}_T^3, \text{ se } \omega_s > 81,4^\circ \text{ e } 0,3 \leq \bar{K}_T \leq 0,8 \quad (26)$$

2.5 RECURSOS SOLARES DERIVADOS DE DADOS DE SATÉLITES

Os dados de radiação solar estão disponíveis de várias formas. É importante entender informações acerca dos dados de radiação para seu uso. Por exemplo, se os dados obtidos são de irradiância solar (instantânea) ou de irradiação solar (valores de irradiância

integrados, ao longo de uma hora ou de um dia); se os dados são de radiação direta, difusa ou global; quais instrumentos foram utilizados na captação desses dados e, se for em termos médios, deve-se saber o período durante o qual estas médias foram calculadas (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Nos casos em que as medições por instrumentos instalados em solo (como pireliômetros) não estão disponíveis, os valores da radiação solar oriundos de dados de satélite são usados. Os satélites medem a radiação refletida da superfície da Terra em várias faixas de comprimento de onda. Valores conhecidos de albedo por localização associados a modelos complexos e algoritmos extensos, podem ser usados para determinar componentes de irradiância global, difusa e direta. Um dos conjuntos de dados mais conhecidos é fornecido pela NASA, o *Power Data Access Viewer* (MEYER; SCHLECHT; CHHATBAR, 2012).

O site da NASA oferece dados DNI ao público gratuitamente em qualquer local do mundo. Os dados têm a forma de médias mensais e foram derivados de 22 anos consecutivos de dados de satélite com uma resolução básica de aproximadamente 30 km. Existem diversas vantagens do uso de dados de satélite. Este sistema tem alta resolução espacial, cobrindo a maioria dos locais de interesse, e a cobertura temporal dos dados é bastante longa, sendo assim, possível de ser aplicada para estimar a irradiação futura, servindo como base para o planejamento e dimensionamento dos sistemas solares (MEYER et al., 2012).

Dados derivados de satélite podem coincidir com medições em terra com uma precisão de $\pm 5\%$. Contudo, em alguns casos, desvios de cerca de 20% podem ser observados (GUEYMARD, 2010 *apud* MEYER; SCHLECHT; CHHATBAR, 2012). Logo, medições em terra são essenciais para a validação e calibração dos dados obtidos a longo prazo via satélite. O período mínimo de realização de medições em terra deve ser de um ano, para que pelo menos um ciclo sazonal completo possa ser avaliado (MEYER; SCHLECHT; CHHATBAR, 2012).

2.5.1 Disponibilidade de Energia Solar na Paraíba

A avaliação do potencial de uma localidade para a instalação de uma usina CSP baseia-se em diversos parâmetros, contudo, o parâmetro principal é a DNI. É economicamente

viável a instalação de usinas CSP em locais nos quais apresentam uma DNI mínima de 2000 kWh/m² por ano (BREYER; KNIES, 2009).

Segundo dados do Atlas Solar Global, desenvolvido pela *The World Bank Group*, em parceria com a Solargis e Esmap (2016), cidades do sertão paraibano, apresentam uma média de DNI de 2056 kWh/m² por ano. A usina heliotérmica Gemasolar, possui uma capacidade de 20 MW e foi instalada na cidade de Fuentes de Andalucía, em Sevilla na Espanha, a qual apresenta uma DNI de 2067 kWh/m² por ano. Já a usina heliotérmica *Martin Next Generation Solar Energy Center*, possui uma capacidade de 75 MW e foi instalada na cidade de Indiantown, na Flórida nos Estados Unidos, a qual apresenta uma DNI de apenas 1785 kWh/m² por ano. Isto mostra o grande potencial que existe para a exploração desta tecnologia no Brasil.

A avaliação da DNI nas cidades da Paraíba foi realizada através de dados extraídos de satélites, da base de dados da NASA. Tal plataforma possui a vantagem de conter as distribuições mensais de irradiação direta normal e difusa, utilizando de valores médios ao longo de 22 anos. Na Tabela 2.1 temos os valores da DNI para algumas das cidades avaliadas.

Tabela 2.1 - Valores da DNI para as principais cidades da Paraíba (Fonte: NASA, 2019)

Cajazeiras – 2096 kWh/m ² por ano	Coremas – 2177 kWh/m ² por ano
Patos – 2177 kWh/m ² por ano	Picuí – 2141 kWh/m ² por ano
João Pessoa – 1781 kWh/m ² por ano	Sousa – 2096 kWh/m ² por ano
Campina Grande – 1784 kWh/m ² por ano	Guarabira – 1814 kWh/m ² por ano

A cidade de Coremas foi a escolhida para a realização do projeto. Apesar da mesma apresentar índices anuais de DNI semelhantes à Patos, Coremas possui uma melhor estrutura para receber a planta solar, tendo em vista que nesta cidade já existe uma planta fotovoltaica instalada, com 93 MWp em operação comercial desde 2018, e também existe uma usina hidroelétrica, com 3520 kW de potência instalada. Logo, em Coremas, toda a rede elétrica já é estruturada, e a cidade conta com uma subestação de 230 kV (CHESF, 2019).

Coremas é uma cidade de pequeno porte, onde, segundo o último censo demográfico realizado pelo IBGE (2010), possui uma população de pouco mais de 15 mil pessoas. Coremas é abastecida por dois açudes: o açude Coremas, que possui capacidade máxima de quase 592 milhões de metros cúbicos, e o açude Mãe d'Água, que possui capacidade de aproximadamente 545 milhões de metros cúbicos. Dados da AESA (2019) indicam que o açude Coremas e o açude Mãe d'Água encontravam-se com volume total de 22,45% e 10,61% de sua capacidade total, respectivamente. Logo, pode-se observar que a cidade não possui abundância de recursos hídricos.

2.6 IRRADIÂNCIA DIRETA NORMAL EM BASE HORÁRIA

Caso cálculos de desempenho hora a hora (ou em outra base) sejam necessários para o dimensionamento de um sistema, pode ser necessário estimar valores horários, a partir de valores médios diários. Situações como nuvens pesadas intermitentes ou contínuas, ou nebulosidade intensa durante o dia, não podem ser avaliadas a partir de valores totais diários. No entanto, o método de conversão apresentado nesta seção funciona melhor para os dias claros, que são os dias em que a maior parte da produção dos processos solares (em especial, aqueles realizados muito acima da temperatura ambiente) são realizados. Além disso, este método tende a produzir estimativas conservadoras no desempenho destes sistemas a longo prazo (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

De acordo com Zhang et al (2013), os dados de irradiação solar estão disponíveis em sua maior parte como médias mensais, logo, é necessário a conversão para irradiação horária. No presente trabalho, os dados de irradiância direta normal foram extraídos da base de dados da NASA (2019), a qual apresenta dados retirados de satélites.

Com a irradiância direta normal em termos horários, é possível realizar o dimensionamento do campo solar no ponto de projeto, e também realizar uma análise transiente da operação do campo solar.

Os dados médios mensais da irradiação global em superfície horizontal (H_g), da irradiação difusa em superfície horizontal (H_d) para a cidade de Coremas, foram extraídos da base de dados da NASA (2019), e estão expostos na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Irradiação global e difusa em superfície horizontal para a cidade de Coremas
(Fonte: NASA, 2019)

Coremas	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
H_g (kWh/m ²)	6,08	6,19	5,83	5,49	5,10	4,72	4,95	5,85	6,55	6,88	6,70	6,42
H_d (kWh/m ²)	2,14	2,18	2,16	1,90	1,66	1,58	1,59	1,60	1,73	1,90	1,94	2,00

Para avaliar a utilização dos dados de irradiação difusa da base de dados da NASA, podemos realizar um comparativo com os cálculos segundo as correlações de Erbs et al. (1982) mostradas nas Equações (24) e (25). Em um primeiro cenário, utilizou-se os dados de irradiação global e difusa em superfície horizontal, presentes na base de dados da NASA. Em um segundo cenário, utilizou-se a irradiação global em superfície horizontal oriunda da plataforma da NASA, e calculou-se a irradiação difusa em superfície horizontal, aplicando a correlação de Erbs et al. (1982). A irradiação direta ($\bar{H}_b$) pode ser calculada segundo a Equação (10). Assim, a Tabela 2.3 mostra os erros envolvendo a utilização dos dados de irradiação difusa da NASA para a cidade de Coremas.

Tabela 2.3 – Erro percentual entre os cálculos com a correlação de Erbs et al. (1982) e utilizando dados de irradiação difusa da NASA (Fonte: Autor).

Mês	$\bar{H}_b$ (NASA) [kWh/m ²]	$\bar{K}_T$	$\bar{H}_d / \bar{H}_g$ (Erbs et al., 1982)	$\bar{H}_d$ (Erbs et al., 1982) [kWh/m ²]	$\bar{H}_b$ (Erbs et al., 1982) [kWh/m ²]	Erro ($\bar{H}_d$)	Erro ($\bar{H}_b$)
Jan	3,94	0,57	0,37	2,24	3,84	4,35%	2,53%
Fev	4,01	0,57	0,36	2,24	3,95	2,61%	1,48%
Mar	3,67	0,55	0,38	2,21	3,62	2,39%	1,46%
Abr	3,59	0,56	0,37	2,06	3,43	7,61%	4,56%
Mai	3,44	0,57	0,37	1,87	3,23	11,04%	6,37%
Jun	3,14	0,56	0,38	1,78	2,94	11,41%	6,93%
Jul	3,36	0,57	0,36	1,80	3,15	11,67%	6,67%
Ago	4,25	0,62	0,32	1,86	3,99	14,07%	6,57%
Set	4,82	0,64	0,30	1,97	4,58	12,18%	5,24%
Out	4,98	0,65	0,30	2,05	4,83	7,18%	3,04%
Nov	4,76	0,63	0,32	2,11	4,59	8,20%	3,78%
Dez	4,42	0,60	0,34	2,16	4,26	7,26%	3,67%
Média	4,03	0,59	0,35	2,03	3,87	8,33%	4,36%

Importante observar que em certos meses, temos erros da ordem de 11% a 14% para a irradiação difusa, e erros da ordem de 6% para a irradiação direta. Contudo, na média, os erros cometidos com o uso da irradiação difusa são da ordem de 8,33%, refletindo em um erro médio de 4,36% na irradiação direta.

Logo, para o presente trabalho, as correlações Erbs et al. (1982) não foram aplicadas, pois os erros envolvendo o uso dos dados de irradiação global e difusa da base de dados da NASA não foram significativos, eliminando assim a necessidade do cálculo do índice de claridade e optando-se pela aquisição exclusiva dos dados de irradiação global e difusa a partir do sistema de satélites da NASA.

Para calcularmos a irradiação global horizontal (I_g) e a irradiação difusa horizontal (I_d) de forma horária, conhecendo-se os valores médios mensais de radiação global e difusa, devemos calcular os fatores r_t e r_d , que representam a razão entre a irradiação horária e a irradiação média global e difusa, respectivamente. Para obtermos a irradiação direta horizontal, basta subtrairmos a irradiação difusa da irradiação global.

Tais fatores são calculados por meio das Equações (27) e (28), respectivamente (COLLARES-PEREIRA; RABL, 1979 *apud* DUFFIE; BECKMAN, 2013).

$$r_t = \frac{I_g}{H_g} = \frac{\pi}{24} [a + b \cos(\omega)] \left(\frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\sin(\omega_s) - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos(\omega_s)} \right) \quad (27)$$

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} = \frac{\pi}{24} \left(\frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\sin(\omega_s) - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos(\omega_s)} \right) \quad (28)$$

Onde, os termos a e b são dados através das Equações (29) e (30), respectivamente.

$$a = 0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60) \quad (29)$$

$$b = 0,6609 + 0,4767 \sin(\omega_s - 60) \quad (30)$$

A Tabela 2.4 apresenta um exemplo dos cálculos realizados segundo a metodologia descrita nesta seção, para o mês de outubro na cidade de Coremas, em uma superfície

horizontal. O cosseno do ângulo de zênite, é determinado segundo a Equação (3), enquanto os fatores r_t e r_d são calculados segundo as Equações (26) e (27), respectivamente, que possuem dependência dos fatores a e b , bem como do ângulo horário e do ângulo de pôr do sol. Com os fatores r_t e r_d determinados, utilizando os dados médios mensais extraídos do sistema da NASA para a irradiação global e difusa, podemos aplicar as Equações (26) e (27) para obtermos a irradiação global em base horária (I_g), bem como a irradiação difusa em base horária (I_d). A irradiação direta horizontal (I_b) é obtida através da subtração entre a irradiação global e difusa. Para obtermos as respectivas irradiâncias (G_g , G_d e G_b) realizamos a conversão de MJ/m² para W/m², aplicando o fator de conversão para um passo de tempo de uma hora. Por fim, podemos obter a DNI realizando a divisão $G_b/\cos(\theta_z)$.

Tabela 2.4 – Conversão de dados médios mensais para base horária, com a obtenção da DNI para uma superfície horizontal (Fonte: Autor)

Mês de Referência - Outubro - Horizontal											
Hora	$\cos(\theta_z)$	r_t	r_d	Global Horiz.		Difusa Horiz.		Direta Horiz.		DNI Horizontal	
				I_g	G_g	I_d	G_d	I_b	G_b		
h:mm	-	-		MJ/m ²	W/m ²	MJ/m ²	W/m ²	MJ/m ²	W/m ²	MJ/m ²	W/m ²
6:00	0,02	0,00	0,00	0,04	12,13	0,02	5,01	0,03	7,12	1,43	349,81
7:00	0,27	0,03	0,04	0,68	189,18	0,24	67,33	0,44	121,85	1,76	445,28
8:00	0,51	0,06	0,07	1,43	397,69	0,45	125,40	0,98	272,29	2,06	534,24
9:00	0,71	0,09	0,09	2,20	610,26	0,63	175,27	1,57	434,99	2,30	610,63
10:00	0,87	0,12	0,11	2,86	794,36	0,77	213,54	2,09	580,83	2,48	669,25
11:00	0,97	0,13	0,13	3,31	919,43	0,86	237,59	2,45	681,84	2,56	706,10
12:00	1,00	0,14	0,13	3,47	963,74	0,88	245,80	2,58	717,94	2,56	718,67
13:00	0,97	0,13	0,13	3,31	919,43	0,86	237,59	2,45	681,84	2,48	706,10
14:00	0,87	0,12	0,11	2,86	794,36	0,77	213,54	2,09	580,83	2,30	669,25
15:00	0,71	0,09	0,09	2,20	610,26	0,63	175,27	1,57	434,99	2,06	610,63
16:00	0,51	0,06	0,07	1,43	397,69	0,45	125,40	0,98	272,29	1,76	534,24
17:00	0,27	0,03	0,04	0,68	189,18	0,24	67,33	0,44	121,85	1,43	445,28
18:00	0,02	0,00	0,00	0,04	12,13	0,02	5,01	0,03	7,12	0,63	349,81

2.7 SISTEMA DE RASTREAMENTO SOLAR

Segundo Duffie e Beckman (2013), para o cálculo de performance e projeto de aplicações solares, por vezes é necessário o cálculo da irradiância horária em uma superfície

inclinada de um coletor, a partir da medição ou estimativa da irradiação solar em uma superfície horizontal (Figura 2.17).

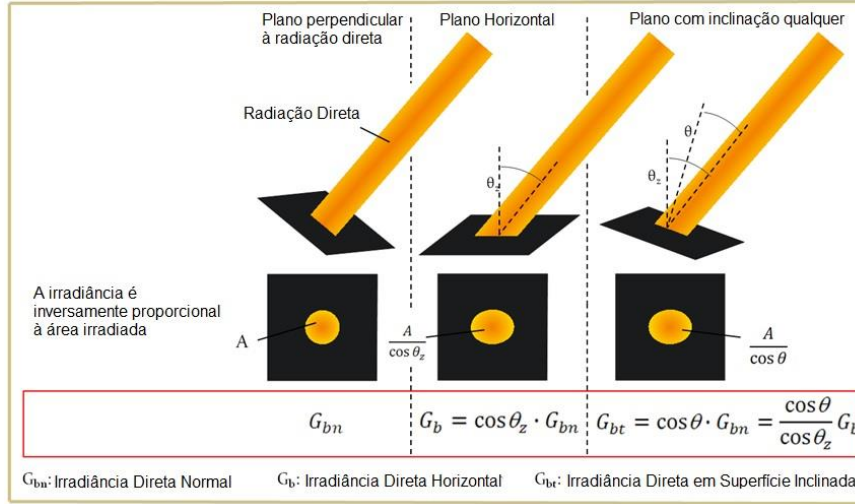


Figura 2.17 - Irradiância direta em superfície inclinada (Traduzido de: GÜNTHER, 2011)

O fator geométrico, R_b , representa a razão entre a irradiação direta em uma superfície inclinada pela irradiação direta em uma superfície horizontal a qualquer momento, pode ser calculado por meio da Equação (31), e a irradiação para a superfície inclinada é calculada com relação à irradiação horizontal por meio da Equação (32). É importante destacar que estes cálculos são válidos para irradiação instantânea, ou seja, $G_{b,T}$ varia com o tempo.

$$R_b = \frac{G_{b,T}}{G_{b,\text{horizontal}}} = \frac{G_{bn} \cos(\theta)}{G_{bn} \cos(\theta_z)} = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (31)$$

$$G_{b,T} = R_b G_{b,\text{horizontal}} \quad (32)$$

Os projetos de plantas solares de coletores de calhas parabólicas, utilizam, em geral, coletores dotados de um sistema de rastreamento solar (*tracker*) que seguem o movimento do sol em um eixo, com o intuito de minimizar o ângulo de incidência da irradiação direta, maximizando assim a irradiação direta coletada ao longo do dia.

Os valores de DNI são medidos através de pireliômetros, que é um instrumento de medição dotado de um sistema seguidor solar de dois eixos baseado no azimutal solar (γ_s) e

no ângulo de zênite (θ_z). Coletores de calhas parabólicas usam apenas um eixo seguidor, onde, seu ângulo de azimuth solar é fixo, e sua inclinação (β) varia segundo o ângulo de zênite e, desta forma, o ângulo de incidência também irá variar. Logo, o valor de DNI obtido por um pireliômetro não representa o que realmente é absorvido pelo coletor, sendo necessário uma correção deste parâmetro.

Logo, o termo $\cos(\theta)$, relacionado ao ângulo de incidência, pode ser variável em coletores dotados destes dispositivos de rastreamento em um eixo, já que os mesmos apresentam variação no ângulo de inclinação β (DUFFIE; BECKMAN, 2013). Para um dispositivo que rotacional sobre o eixo norte-sul da terra, rastreando o movimento do sol de leste à oeste, como mostra a Figura 2.18, temos a Equação (33) para o ângulo de incidência.

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta)\sin^2(\omega)} \quad (33)$$

O ângulo de inclinação (β) da superfície pode ser calculado em termos horários, através da Equação (34) exposta em Duffie e Beckman (2013).

$$\tan(\beta) = \tan(\theta_z) |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (34)$$

Onde, o ângulo azimutal de superfície (γ), será neste caso igual a 90° , se o ângulo de azimuth solar (γ_s) for maior que zero, ou será igual a -90° , se o ângulo de azimuth solar for menor ou igual a zero.

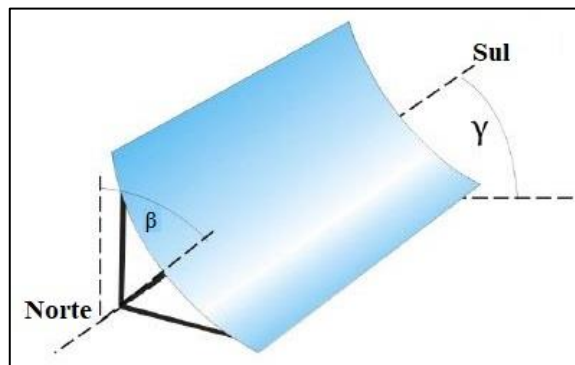


Figura 2.18 – Coletor de calha parabólica com sistema *tracker* ao redor do eixo Norte-Sul (Traduzido de: GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011)

Para um dispositivo que rotacional sobre o eixo Leste-Oeste da terra, rastreando o movimento do sol de norte a sul, como mostra a Figura 2.19, temos a Equação (35) para o ângulo de incidência, θ , de acordo com Duffie e Beckman (2013).

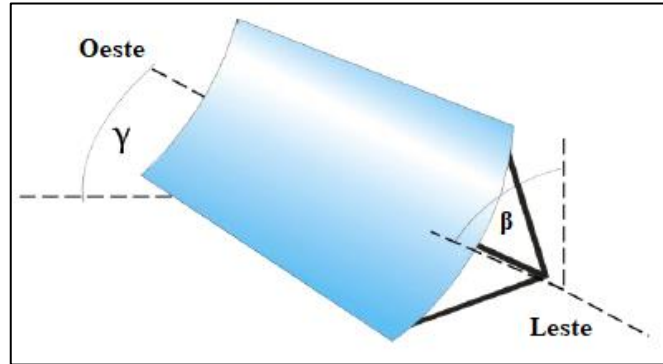


Figura 2.19 – Coletor de calha parabólica com sistema *tracker* ao redor do eixo Leste-Oeste (Traduzido de: GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011)

$$\cos(\theta) = \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \sin^2(\omega)} \quad (35)$$

O ângulo de inclinação (β) da superfície pode ser calculado em termos horários, através da Equação (36) exposta em Duffie e Beckman (2013).

$$\tan(\beta) = \tan(\theta_z) |\cos(\gamma_s)| \quad (36)$$

Günther, Joemann e Csambor (2011) dissertam que, em geral, para latitudes entre 15° e 40°, a orientação Leste-Oeste possui um desempenho bastante variável ao longo do dia, com baixa performance nas horas após o nascer do sol e antes do nascer do sol. Ao meio dia, esta orientação apresenta ângulo de incidência zero, alcançando-se assim a maior captação possível. Enquanto que a orientação Norte-Sul apresenta uma performance mais uniforme ao longo do dia, e, apesar das perdas por efeito cosseno serem mais aguçadas neste sistema, estas perdas são compensadas por este desempenho mais uniforme ao longo do dia. Ao longo do ano, a captação em um sistema instalado segundo a orientação Norte-Sul apresenta uma maior eficiência energética.

Todas as diferenças entre as duas disposições envolvem os diferentes ângulos de incidência e suas respectivas perdas por efeito cosseno. A Figura 2.20 demonstra o desempenho após o meio dia solar de sistemas em ambas as orientações, em várias épocas do ano, para um local com latitude de 30°.

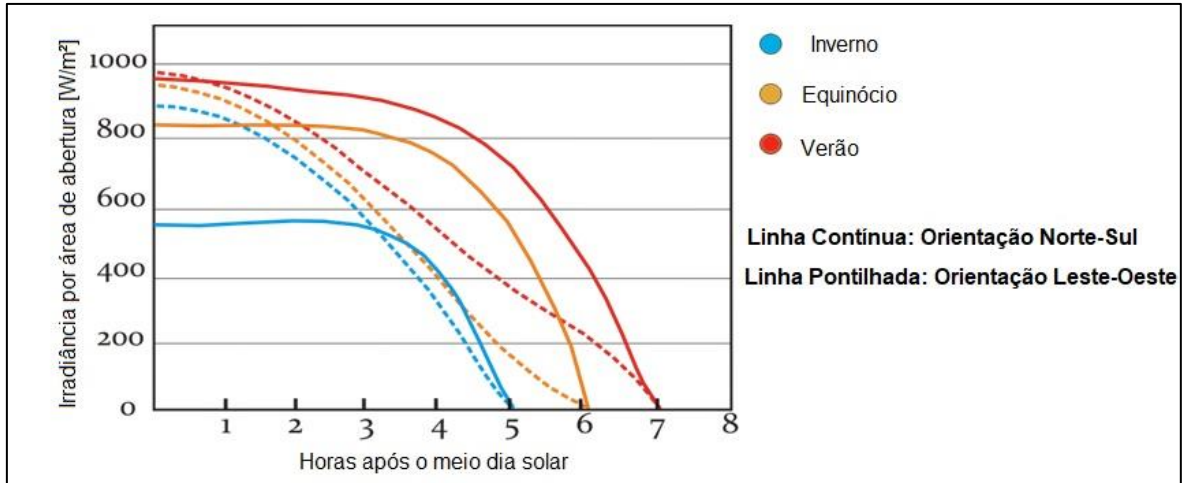


Figura 2.20 – Irradiância por área de abertura para sistemas orientados ao Norte-Sul e Leste-Oeste, nas diferentes estações do ano (Traduzido de: GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2011)

É possível observar que a orientação Leste-Oeste não apresenta variações consideráveis nas diferentes épocas do ano, contudo, ao longo do dia, possui uma captação bastante variável. Este é o efeito que a orientação Norte-Sul possui compensação, pois apesar de variar sensivelmente segundo à época do ano, ao longo do dia o desempenho destes sistemas é bem mais uniforme, compensando assim a sazonalidade.

Caso o dispositivo possua atuação análoga à um pireliômetro, ou seja, possua rastreamento em dois eixos, temos os ângulos calculados conforme exposto nas Equações (37) a (39).

$$\cos(\theta) = 1 \quad (37)$$

$$\beta = \theta_z \quad (38)$$

$$\gamma = \gamma_s \quad (39)$$

2.8 BIOMASSA COMO FONTE DE ENERGIA

A biomassa trata-se de um recurso renovável que é derivado de material orgânico, seja este de origem animal ou vegetal. Tal material pode ser existente na natureza ou gerado pelo homem e/ou animais; resíduos de atividades agrícolas e industriais, e também resíduos urbanos que possam ser utilizados como fonte alternativa de energia (FERREIRA et al., 2018).

Tratando como insumo de energia, a biomassa tem uma interessante particularidade em relação as demais fontes de energia: O resultado do processo de conversão pode gerar combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos. Este fato é considerado uma vantagem sobre outras fontes de energia, pois confere uma maior flexibilidade de adaptação tecnológica, de acordo com a necessidade (FERREIRA et al., 2018).

À medida em que a biomassa cresce, esta transforma a energia absorvida da radiação solar em energia armazenada quimicamente através da fotossíntese. Essa energia pode posteriormente ser convertida em calor diretamente por meio da combustão, ou ser convertida em outros produtos energéticos, através de diferentes processos. Durante o processo de combustão, o CO_2 é liberado na atmosfera e, devido ao ciclo relativamente curto, esse processo pode ser considerado neutro em emissões (OLIVEIRA, 2014; MANDØ, 2013)

A biomassa pode ser convertida em energia útil (calor ou eletricidade) ou em transportadores de energia (carvão, óleo ou gás) tanto por processos de conversão termoquímicos quanto bioquímicos. As tecnologias de conversão termoquímica encontram-se em diferentes estágios de desenvolvimento, onde a combustão é a mais desenvolvida e, portanto, aplicada com mais frequência. Contudo, a gaseificação e a pirólise estão se tornando cada vez mais aplicados (LOO, VAN; KOPPEJAN, 2012). A Figura 2.21 ilustra os produtos da aplicação das tecnologias de conversão termoquímica. É possível notar a vasta diversidade de aplicações da biomassa como fonte de energia, para indústrias metalúrgicas na forma de carvão, obtido através da pirólise; para o uso na forma de óleo em veículos ou em sistemas para geração de energia que fazem uso de motores a combustão interna, bem como na forma de gás, oriundo do processo de gaseificação, em turbinas a gás para geração de potência; para suprir energeticamente caldeiras e fornos, através da

combustão direta da biomassa sólida, para uso em processos industriais ou puramente para geração de energia.

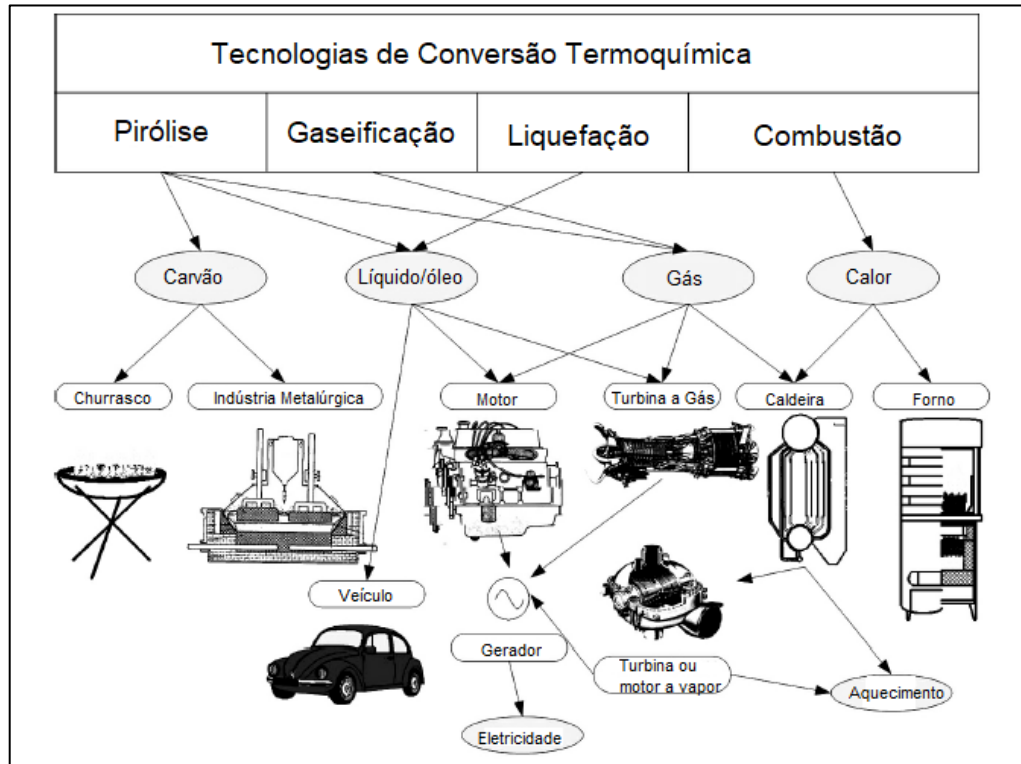


Figura 2.21 - Produtos e subprodutos das tecnologias de conversão termoquímica
(Traduzido de: LOO, VAN; KOPPEJAN, 2012)

No presente trabalho, o uso da biomassa seguirá a tendência da maioria das instalações em operação ao redor do mundo, as quais utilizam o processo de combustão direta da biomassa em uma caldeira de um sistema de potência com uma turbina a vapor.

2.9 DISPONIBILIDADE DE BIOMASSA NA PARAÍBA

Segundo dados do IBGE (2019), a Paraíba apresenta uma maior capacidade de produção de cana-de-açúcar (*Saccharum officinarum*), com um total de 5.684.199 toneladas em 2018, seguido do abacaxi (*Ananas comosus*), com 334.880 toneladas em 2018 e da mandioca (*Manihot esculenta*), com uma produção de 139.069 toneladas em 2018.

No ano de 2018, estes valores representaram da produção nacional 0,76%, 18,95% e 0,79%, respectivamente. Logo, cabe destaque a produção de abacaxi, sendo a Paraíba o segundo maior produtor nacional. Em 2017 a Paraíba chegou a ocupar o primeiro lugar em quantidade de abacaxis produzidos, alcançando 363330 toneladas.

Evidente que o uso de produtos agrícolas como insumo energético, se faz apenas a partir dos resíduos dos mesmos, pois o uso primário dos produtos agrícolas é, em geral, para produção alimentícia, humana ou animal. Resíduos agrícolas são aqueles que apresentam potencial para serem usados na produção de energia, como, por exemplo, resíduos de culturas agrícolas e de seu beneficiamento ou as palhas, cascas de frutos, cereais, os bagaços, os resíduos das podas de pomares e vinhas, entre outros (SAITER, 2008 *apud* VIEIRA, 2012).

Os principais produtos industriais da produção de abacaxi no Brasil e no exterior são a fruta em calda (fatias ou pedaços) e o suco pasteurizado (concentrado ou não). Os resíduos dessa industrialização são, por vezes, aproveitados na alimentação animal (SEBRAE, 2016). Na indústria de sucos e polpas, é estimado que os resíduos sólidos oriundos do processamento da fruta representem aproximadamente 38% em massa, a qual pode ser aproveitado como fonte energética (ALBUQUERQUE; GOMES; ANDERSEN, 2018).

A mandioca, um dos principais produtos agrícolas da região Nordeste, é cultivada nos trópicos para produzir raízes, usadas principalmente para consumo humano, mas também para ração animal e extração de amido. As plantas de mandioca apresentam alta produção de biomassa sob boas condições ambientais e grande capacidade de adaptação a ambientes com estresses bióticos e abióticos, como solos com baixa fertilidade, onde outras culturas não são viáveis (VEIGA et al., 2016).

No Brasil, os principais tipos de processamento de mandioca são para a fabricação de extração de farinha e amido, contudo, seu principal uso é concentrado para o consumo humano. Dados obtidos pelo Centro de Estudos Avançados em Economia Aplicada (CEPEA) indicam que o volume total de amido produzido no Brasil em 2012 foi de 519,67 mil toneladas. Os resíduos sólidos e líquidos gerados durante o processamento da mandioca são: casca marrom, casca, descarte, triturado, fibra, bagaço, manipueira (água de borracha), água de lavagem, água da extração de amido (FERREIRA et al., 2018; VEIGA et al., 2016).

A cana-de-açúcar é principalmente utilizada para a produção de açúcar nas indústrias sucroalcooleiras, e o resíduo mais comumente obtido deste processamento é o bagaço. A cogeração nestas indústrias já é um tema bastante difundido no Brasil; em 1975 a agroindústria passou a usar a cana-de-açúcar não só para produção de açúcar, mas também para produção de etanol combustível. O bagaço da cana-de-açúcar, pode ainda ser utilizado como fonte de energia para geração de energia térmica e elétrica. Esta energia elétrica é utilizada pelas usinas para seu próprio abastecimento e também para possíveis vendas da energia elétrica excedente para concessionárias de energia (OLIVEIRA, 2014).

2.10 COMBUSTÃO DIRETA DE BIOMASSA SÓLIDA

A combustão é definida como uma reação exotérmica entre o material combustível e oxigênio para formar principalmente CO_2 e água. O calor liberado desta reação pode ser utilizado para produzir vapor de processo ou eletricidade em um ciclo Rankine. Dependendo das condições e propriedades de combustão do combustível a ser queimado, diferentes modelos de forno e parâmetros de queima podem ser selecionados para garantir eficiência ou tempo de atividade ideal. A combustão direta é baseada em tecnologia bem estabelecida que, atualmente é o principal método de geração de eletricidade no mundo (MANDØ, 2013).

A combustão de biomassa sólida é utilizada para converter a energia química armazenada na biomassa em calor, potência mecânica ou eletricidade, utilizando vários equipamentos, como, por exemplo, fornos, caldeiras, turbinas a vapor, turbogeradores, etc. A combustão da biomassa produz gases quentes a temperaturas em torno de 800 a 1000 °C. É possível a queima de qualquer tipo de biomassa, contudo, na prática, a combustão é viável apenas para a biomassa com um teor de umidade menor do que 50%, a menos que a biomassa passe por um processo de pré-secagem (MCKENDRY, 2002).

Normalmente as biomassas, na forma em que se encontram disponíveis, não estão adequadas para o uso em sistemas de combustão direta, sem antes passar por algum tipo de tratamento termomecânico (RENDEIRO, 2008).

Um alto teor de umidade reduz a temperatura de combustão, causando combustão incompleta e produtos de reação indesejáveis. Além disso, um biocombustível com alto teor de umidade requer uma quantidade maior de combustível auxiliar para tornar a biomassa

combustível. A umidade também é um parâmetro que afeta negativamente o poder calorífico de um combustível (GEBREEGZIABHER; OYEDUN; HUI, 2013; RODRIGUES et al., 2018).

Evidências mostram que a secagem do biocombustível antes da combustão pode aumentar a eficiência na caldeira, reduzir as emissões e melhorar a operação da caldeira. Contudo, existe um custo envolvido neste processo de secagem, devido à necessidade de energia para realizá-lo. A secagem pode ser realizada utilizando calor residual oriundo dos gases da combustão, utilizando vapor ou outro gás à alta temperatura, para evaporar a água contida na biomassa, ou também utilizar a secagem solar (RENDEIRO, 2008; GEBREEGZIABHER; OYEDUN; HUI, 2013).

A secagem e a pirólise (ou volatilização) serão sempre os primeiros passos em um processo de combustão direta de biomassa sólida. A importância relativa destes passos varia com a tecnologia de combustão implementada, as propriedades do material combustível e das condições em que o processo de combustão ocorre (LOO, VAN; KOPPEJAN, 2012).

O primeiro passo para o dimensionamento de um sistema de potência por combustão, ou por qualquer outro processo, é a quantificação de energia presente no material combustível. No caso de processos de combustão, deseja-se converter essa energia intrínseca à matéria em calor. A maneira mais prática de se quantificar essa energia é através do poder calorífico (RENDEIRO, 2008).

O poder calorífico é classificado poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI). O PCS é definido como a quantidade de calor liberado durante a combustão por unidade de massa de combustível, sob as restrições de que água formada durante a combustão encontra-se na fase líquida. Contudo, a água em fase líquida como produto da combustão é frequentemente indesejada, seja por sua incompressibilidade ou pela dificuldade de remoção da mesma. Esta dificuldade deu origem a definição do PCI (RENDEIRO, 2008; LOO, VAN; KOPPEJAN, 2012).

O PCI é definido como a quantidade de calor liberado durante a combustão, com a água formada durante a combustão na forma de vapor. Basicamente, a diferença entre PCS e o PCI está na quantidade de calor latente que o vapor d'água nos produtos da combustão possui, que foi fornecida pelo combustível e que não será aproveitada (RENDEIRO, 2008; LOO, VAN; KOPPEJAN, 2012).

O material volátil da biomassa trata-se da fase gasosa formada a partir da degradação térmica do material. O conteúdo de material volátil é naturalmente elevado em muitos tipos de biomassa e, essa propriedade, facilita a ignição da biomassa. Em geral, o material volátil da biomassa tem um baixo PCI devido ao seu alto teor de oxigênio (CAILLAT; VAKKILAINEN, 2013).

A quantidade de material volátil nos combustíveis de biomassa é maior que a dos carvões, variando em geral de 70 a 86% em peso (base seca). Como resultado desta alta quantidade de voláteis, a maior parte do combustível é vaporizada antes que ocorram reações homogêneas de combustão em fase gasosa. Portanto, a quantidade de material volátil influencia diretamente no comportamento de decomposição térmica e na combustão dos combustíveis sólidos (LOO, VAN; KOPPEJAN, 2012).

Além disso, comparado ao carvão, a biomassa começa a liberar voláteis a uma temperatura mais baixa e de forma mais acelerada do que o carvão, reduzindo assim a temperatura de ignição em relação ao carvão (MANDØ, 2013).

Combustíveis de biomassa possuem em sua constituição certos níveis de matéria inorgânica e impurezas, e muitos dos problemas encontrados na combustão de biomassa estão associados à natureza e comportamento das cinzas da biomassa e dos seus outros constituintes inorgânicos. Dentre os principais problemas, temos a formação de aglomerados de cinzas e depósito de escória a altas temperaturas dentro dos fornos; formação de depósito de cinzas nas superfícies de troca de calor nas seções convectivas das caldeiras e a corrosão de componentes metálicos da caldeira (LOO, VAN; KOPPEJAN, 2012).

Em termos gerais, a natureza dos problemas e o impacto no desempenho da usina dependem tanto das características do combustível de biomassa (principalmente do teor de cinzas e de sua composição química), bem como do projeto e operação do equipamento de combustão e da caldeira (LOO, VAN; KOPPEJAN, 2012).

2.11 CONCEITOS DE TERMODINÂMICA

2.11.1 Propriedades Termodinâmicas de uma Substância Pura

Uma substância pura é aquela que possui composição química homogênea e invariável, independente da fase em que a mesma se encontra (SONNTAG; WYLEN, VAN; BORGNAKKE, 2008).

Uma grandeza somente pode ser chamada de propriedade se sua variação entre dois estados é independente do processo. Para uma substância pura simples compressível, o estado desta pode ser determinado pelo conhecimento de duas propriedades intensivas independentes (SONNTAG; WYLEN, VAN; BORGNAKKE, 2008).

As propriedades termodinâmicas mensuráveis mais comuns são: Temperatura, pressão e volume específico. Além destas, temos outras propriedades que não são mensuráveis, mas apresentam fundamental importância na análise de sistemas energéticos, que são a energia interna, entalpia e entropia (MORAN; SHAPIRO, 2006)

O volume específico, v , é simplesmente a razão entre o volume e a massa, de tal forma a obter-se uma propriedade intensiva que, assim como a massa específica e outras propriedades intensivas, pode variar de ponto a ponto. É dado pelo inverso da massa específica (ρ_s) como mostra a Equação (40).

$$v = \frac{1}{\rho_s} \quad (40)$$

A energia interna (u) de uma substância é a energia que a matéria possui devido a todas as formas de variação de energia causadas em um sistema, exceto por variações de energia cinética e potencial, pois estas dependem do sistema de coordenadas referencial adotado, e podem ser determinadas pelos parâmetros macroscópicos de massa, velocidade e elevação (SONNTAG; WYLEN, VAN; BORGNAKKE, 2008).

A propriedade entalpia surge da combinação entre duas outras propriedades termodinâmicas. Esta propriedade foi definida, pois a mesma apresenta uma relação que surge com bastante frequência em diversas análises termodinâmicas (CENGEL; BOLES,

2015). A entalpia (h) é definida como uma correlação entre a energia interna, pressão e volume específico, como mostra a Equação (2).

$$h = u + Pv \quad (41)$$

2.11.2 Análise para Volumes de Controle

A análise termodinâmica para sistemas abertos, conhecidos também como volumes de controle, inicia-se na aplicação da lei de conservação da massa, desenvolvendo-se um balanço de vazão mássica o qual atravessa a fronteira do sistema (MORAN; SHAPIRO, 2006). Considerando o escoamento unidimensional através de um volume de controle, como exposto na Figura 2.22, temos que o princípio da conservação da massa nos remete à Equação (42).

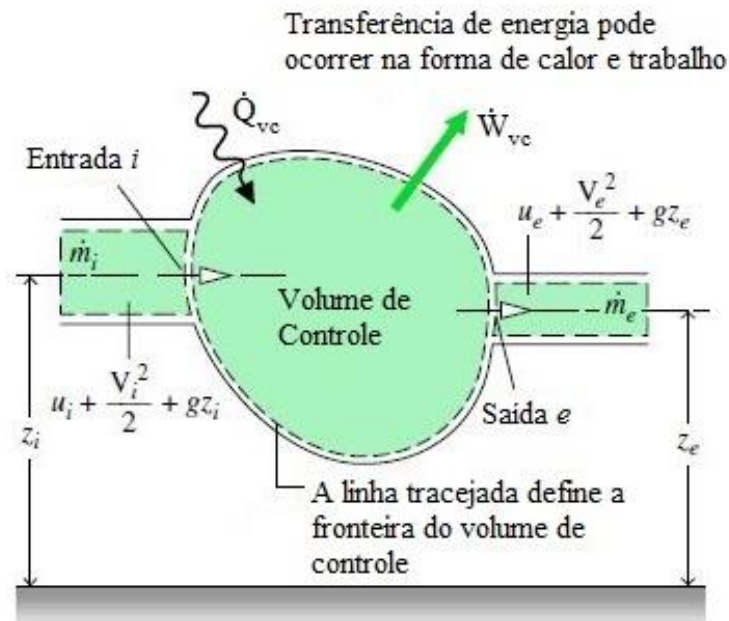


Figura 2.22 - Fluxo de massa e de energia em um volume de controle com uma entrada e uma saída (Traduzido de MORAN; SHAPIRO, 2006)

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e \quad (42)$$

Onde, dm_{vc}/dt representa a taxa temporal de variação de massa contida no interior do volume de controle, $\dot{m}_i$ é a vazão mássica de entrada e $\dot{m}_e$ é a vazão mássica de saída do volume de controle.

Inúmeros dispositivos na engenharia, como turbinas e compressores, operam por longos períodos sob as mesmas condições, tão logo um transiente inicial seja vencido e seja estabelecido um regime de operação estável, conhecido como regime permanente. Durante um processo em regime permanente, nenhuma propriedade intensiva ou extensiva no interior do volume de controle, varia com o tempo. Assim, o volume, a massa e a energia do volume de controle permanecem constantes (CENGEL; BOLES, 2015).

Para um dispositivo que opere em regime permanente, a lei de conservação da massa assume o formato mostrado na Equação (43).

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (43)$$

Ainda tomando como base a Figura 2.22, realizando o balanço de energia em um volume de controle, observa-se que a energia pode atravessar a fronteira do sistema na forma de calor, trabalho, vazão mássica, energia cinética e potencial, além de variações de energia interna associada a energia de pressão (MORAN; SHAPIRO, 2006). Logo, a Equação (44) formula o balanço da taxa de energia para um volume de controle, com escoamento unidimensional:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (44)$$

Onde, dE_{vc}/dt representa a taxa temporal de variação de energia no volume de controle; $\dot{Q}_{vc}$ representa a quantidade de calor por unidade de tempo que atravessa a fronteira do volume de controle; $\dot{W}_{vc}$ representa a quantidade de trabalho por unidade de tempo que atravessa a fronteira do volume de controle; h_i e h_e são as entalpias do fluido na entrada e na saída do volume de controle, respectivamente; V_i e V_e são as velocidades do escoamento na entrada e na saída do volume de controle, respectivamente; z_i e z_e são as cotas, tomadas de acordo com um mesmo referencial, nas quais encontram-se a entrada e a saída do volume

de controle, respectivamente. A Equação (45) apresenta a primeira lei da termodinâmica para volumes de controle, com escoamento unidimensional, em regime permanente.

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (45)$$

O conceito de processo reversível, definido como um processo ideal que ocorre ausente de irreversibilidades, nos leva à definição da eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica para processos reais, que representa o grau de proximidade que um determinado processo possui, em relação a um processo idealizado, que ocorre de forma reversível. São fontes de irreversibilidade: atrito, expansão não-resistida, mistura de dois fluidos, transferência de calor com uma diferença de temperatura finita, resistência elétrica, deformação inelástica de sólidos e reações químicas (MORAN; SHAPIRO, 2006).

A entropia (S) foi descoberta e definida como uma propriedade termodinâmica por Clausius em 1865. O desempenho de sistemas de engenharia é degradado pela presença das irreversibilidades, e a geração de entropia é uma medida da magnitude das irreversibilidades presentes em um processo (CENGEL; BOLES, 2015).

Em análises de engenharia é desejável dispor de alguns parâmetros que nos permita quantificar o grau de degradação da energia nos dispositivos. Em primeiro lugar, definiremos um processo ideal que irá servir de referência para os processos reais.

Embora seja inevitável a ocorrência de alguma transferência de calor entre os dispositivos e a sua vizinhança, muitos dispositivos que operam em regime permanente são projetados para operar sob condições adiabáticas. Além disso, um processo ideal do sistema não envolveria a presença de irreversibilidades. Um processo que ocorre de maneira adiabática e reversível é denominado de isentrópico, no qual sua entropia não varia durante o processo (CENGEL; BOLES, 2015).

Quanto mais próximo o processo real seguir este processo isentrópico idealizado, melhor será o desempenho do dispositivo. Definiu-se então o conceito de eficiência isentrópica, que é uma medida do desvio entre processos reais e os processos idealizados correspondentes (CENGEL; BOLES, 2015).

A eficiência isoentrópica de uma turbina é definida como a razão entre o trabalho resultante real da turbina e o trabalho resultante que seria alcançado se o processo entre o estado de entrada e a pressão de saída fosse isoentrópico, como mostra a Equação (46). O valor de $\eta_{T,iso}$ depende substancialmente do projeto dos componentes individuais que formam a turbina, podendo variar de 70% a 90%.

$$\eta_{T,iso} = \frac{w_{real}}{w_{iso}} = \frac{h_e - h_{s,real}}{h_e - h_{s,iso}} \quad (46)$$

A eficiência isoentrópica de uma bomba é definida como a razão entre o trabalho necessário para elevar a pressão de um líquido até um valor especificado, de forma isoentrópica, e o trabalho real ocorrido no processo, como mostra a Equação (47).

$$\eta_{B,iso} = \frac{w_{iso}}{w_{real}} = \frac{h_e - h_{s,iso}}{h_e - h_{s,real}} \quad (47)$$

CAPÍTULO III

RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados oriundos das modelagens e equacionamentos expostos no capítulo anterior.

3.2 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO DE POTÊNCIA

Inicialmente, realizou-se a modelagem termodinâmica de uma usina CSP, a qual possui um esquema semelhante ao da usina Andasol, localizada em Granada, na Espanha. A Usina Andasol é a principal referência nos estudos envolvendo usinas concentradoras de calhas parabólicas com armazenamento térmico deste porte, devido à maior disponibilidade de informações acerca do projeto da mesma.

A Figura 3.1 ilustra o modelo proposto para a usina, denominado de Esquema A. Trata-se de uma usina concentradora solar de calhas parabólicas, com sistema de rastreamento. O ciclo de potência trata-se de um ciclo Rankine a vapor, com reaquecimento e regeneração. O modelo proposto conta com um sistema de armazenamento térmico (TES) indireto com dois tanques de sal fundido, um de alta temperatura e um de baixa temperatura, além de uma caldeira de *backup*, com fonte energética oriunda da combustão direta de biomassa.

A caldeira de *backup* tem como função primordial dividir a carga térmica com os trocadores de calor óleo-água, para que o fornecimento de vapor para a turbina ocorra de

forma constante à temperatura e à pressão de projeto, proporcionando uma geração de energia estável ao longo do dia.

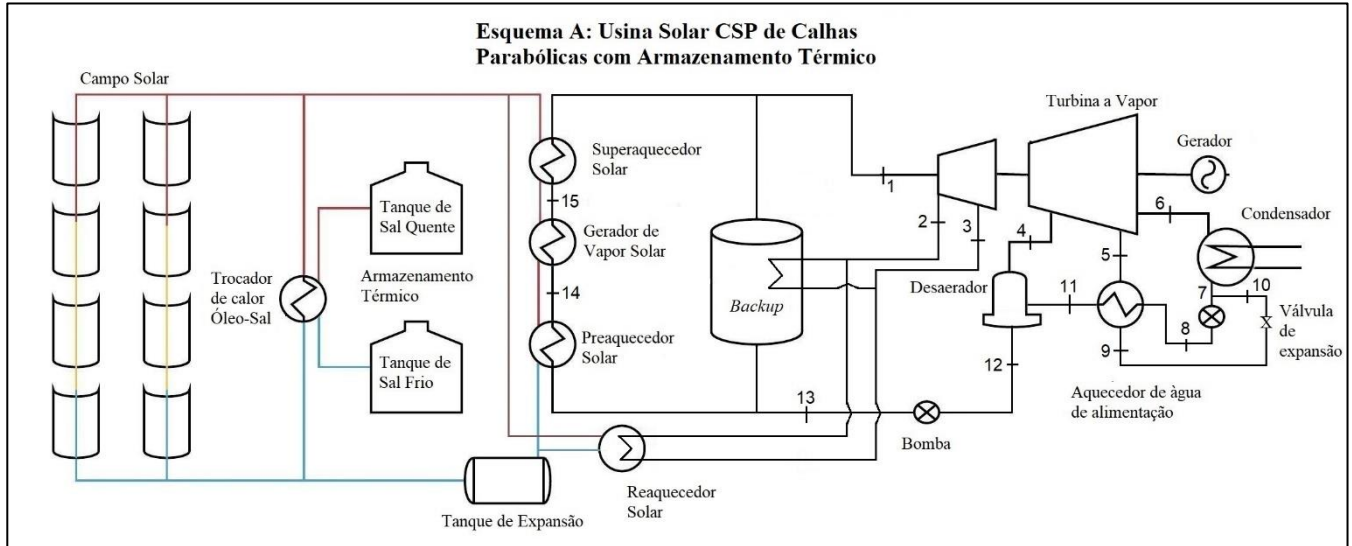


Figura 3.1 – Esquema A: Usina solar CSP de calhas parabólicas com armazenamento térmico (Fonte: Autor)

A capacidade de projeto da usina foi definida através da seleção da turbina do ciclo de potência. Trata-se da turbina SST-700 da Siemens®, a qual é bastante utilizada em usinas CSP ao redor do mundo. Na Tabela 3.1 tem-se as características técnicas da turbina.

Tabela 3.1 - Dados Técnicos da turbina SST-700 Siemens® (Fonte: Siemens®, 2019)

Potência Máxima	250 MW
Pressão Máxima do Vapor na Entrada	18 MPa
Temperatura Máxima do Vapor na Entrada	585 °C
Temperatura Máxima do Reaquecimento	565 °C
Pressão Máxima do Reaquecimento	4,5 MPa

Como observado na Tabela 3.1, os valores de pressão e temperatura do vapor na entrada da turbina, estão condicionados às limitações tecnológicas da própria turbina. Contudo, devido às limitações oriundas do óleo térmico utilizado como fluido de trabalho no campo

solar, a temperatura máxima de entrada da turbina alcançada pelo sistema disposto no Esquema A será de 385 °C.

Com o intuito de melhorar a confiabilidade e manutenibilidade da turbina, optou-se neste trabalho por estabelecer uma margem de segurança acerca dos parâmetros de pressão e temperatura de entrada da turbina, onde a pressão de entrada será estabelecida como 90% da pressão máxima descrita pelo fabricante. Segundo Cengel e Boles (2015), A temperatura do reaquecimento é, em geral, muito próxima ou igual à temperatura de entrada da turbina, e a pressão ótima de reaquecimento é de cerca de 25% da pressão máxima do ciclo.

Os cálculos para o ciclo de potência foram efetuados no software *Engineering Equation Solver* (EES), através de um código computacional desenvolvido para modelar um ciclo de potência a vapor, com regeneração e reaquecimento. Com a modelagem realizada no EES, é possível realizar variações no ciclo termodinâmico, por exemplo, incluindo mais extrações para a turbina em conjunto com outros componentes de regeneração, ou variando as propriedades do vapor, através de pequenas alterações no código principal.

As principais perdas no ciclo de potência estão na troca de calor entre o HTF e a água/vapor, e na conversão de energia térmica em energia mecânica. Na turbina, a principal perda encontra-se no processo de expansão (processo não-isoentrópico). Grandes turbinas a vapor possuem eficiência isoentrópica em torno de 85%. As perdas no sistema de conversão de energia mecânica em energia elétrica são pequenas. Grandes geradores (Acima de 50 MW) Possuem eficiência em torno de 98% (GÜNTHER et al., 2011).

Os principais parâmetros de projeto do ciclo de potência do Esquema A estão expostos na Tabela 3.2.

Com o uso do EES, foi possível montar a Tabela 3.3, que apresenta a definição das propriedades termodinâmicas para cada um dos pontos do ciclo de potência referente ao Esquema A.

Tabela 3.2 – Parâmetros de projeto para o ciclo de potência do Esquema A (Fonte: Autor)

Ciclo de Potência – Esquema A	
Potência Líquida	50 MW
Temperatura na Entrada da Turbina	385 °C
Pressão na Entrada da Turbina	16,2 MPa
Temperatura do Reaquecimento	385 °C
Pressão do Reaquecimento	4,05 MPa
Pressão do Condensador	10 kPa
Eficiência Isoentrópica da Turbina	85%
Eficiência Isoentrópica das Bombas	85%
Eficiência do Gerador Elétrico	98%

Tabela 3.3 – Propriedades termodinâmicas do ciclo de potência do Esquema A (Fonte: Autor)

Propriedades Termodinâmicas – Esquema A					
	h_A [kJ/kg]	P_A [kPa]	s_A [kJ/kg°C]	T_A [°C]	Título (x_A)
Estado 1	2867	16200	5,693	385,0	Não se aplica
Estado 2	2645	4050	5,768	251,1	90,92%
Estado 3	3177	4050	6,708	385,0	Não se aplica
Estado 4	2850	810	6,832	204,9	Não se aplica
Estado 5	2600	162	6,946	113,7	95,62%
Estado 6	2260	10	7,134	45,8	86,47%
Estado 7	191,8	10	0,6493	45,8	0,00%
Estado 8	192,8	810	0,6497	45,9	Não se aplica
Estado 9	477	162	1,459	113,7	0,00%
Estado 10	477	10	1,543	45,8	11,92%
Estado 11	477	810	1,458	113,6	Não se aplica
Estado 12	723,5	810	2,051	171,0	0,00%
Estado 13	743,6	16200	2,058	173,6	Não se aplica
Estado 14	1658	16200	3,757	348,4	0,00%
Estado 15	2574	16200	5,232	348,4	100,00%

Importante destacar que nos pontos de extrações da turbina e após as bombas, foi utilizado o conceito de eficiência isoentrópica para a determinação da entalpia. A eficiência

isoentrópica refere-se à um processo que ocorre sem irreversibilidades presentes, ou seja, trata-se do processo em que não ocorre variação da entropia e, portanto, é teoricamente o que ocorre de forma mais eficiente. Tomando como exemplo os pontos 2 e 8, e aplicando a eficiência isoentrópica definida em Cengel e Boles (2015) para uma expansão na turbina e uma compressão em uma bomba, as entalpias são definidas de acordo com as Equações (48) e (49), respectivamente.

$$h_2 = h_1 - \eta_{t,iso}(h_1 - h_{2,iso}) \quad (48)$$

$$h_8 = h_7 - \frac{h_7 - h_{8,iso}}{\eta_{b,iso}} \quad (49)$$

onde, $h_{2,iso}$ e $h_{8,iso}$ são definidos utilizando-se a pressão dos respectivos pontos, e a entalpia do ponto imediatamente anterior.

A Figura 3.2 apresenta o esquema da usina híbrida CSP-Biomassa, denominado de Esquema B. A modificação deste modelo, ao ser comparado com o Esquema A da Figura 3.1, encontra-se no sistema de superaquecimento e reaquecimento de vapor, os quais, neste caso, possuem como fonte energética a combustão direta de biomassa, igualmente ao que foi definido para o sistema de *backup*.

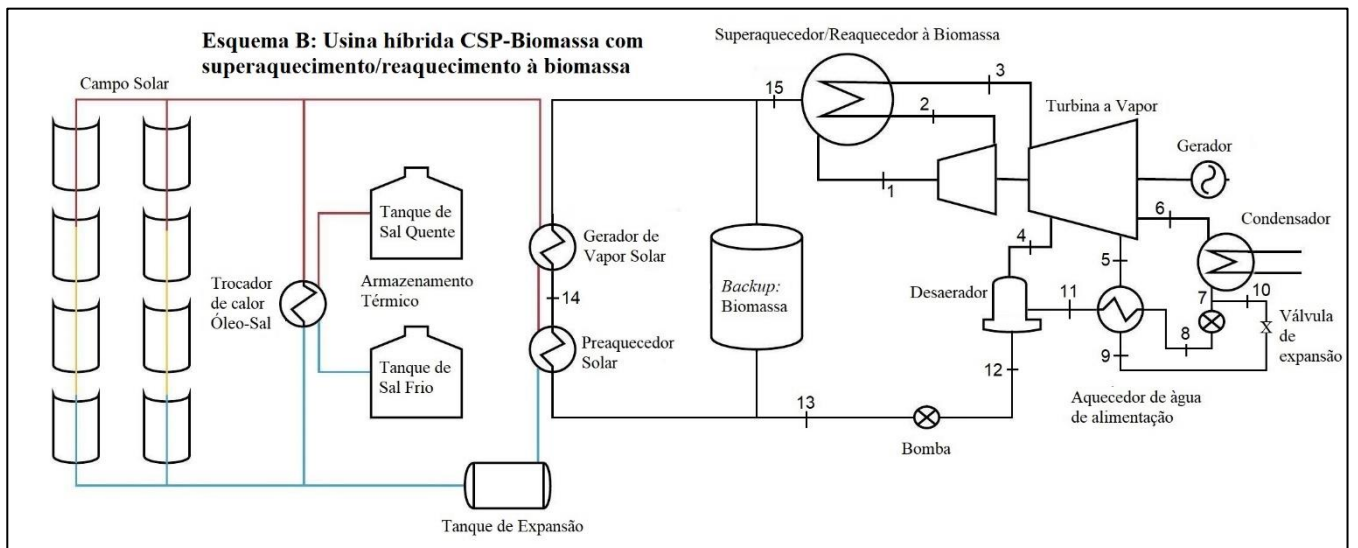


Figura 3.2 – Esquema B: Usina híbrida CSP-Biomassa (Fonte: Autor)

Esta configuração permite que o vapor alcance às temperaturas máximas especificadas pelo fabricante da turbina, tanto na entrada da mesma quanto no reaquecimento, o que não seria possível de se alcançar com o aquecimento ocorrendo exclusivamente mediante a troca térmica entre o óleo do campo solar e o vapor do ciclo de potência, como no Esquema A, pois estes óleos térmicos limitam a operação do ciclo de potência em uma temperatura máxima de 380 °C, valor bem distante da capacidade tecnológica da turbina. Além disso, o Esquema B permite que o campo solar trabalhe em menores temperaturas, acarretando em maior eficiência do sistema coletor.

Contudo, pelos mesmos motivos mencionados para a definição da pressão de entrada, iremos definir como temperatura de entrada para o Esquema B, uma temperatura em torno de 94% da temperatura máxima, ou seja, de 550 °C. Os principais parâmetros de projeto para o ciclo proposto no Esquema B encontram-se na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Parâmetros de projeto para o ciclo de potência do Esquema B (Fonte: Autor)

Ciclo de Potência – Esquema B	
Potência Líquida	50 MW
Temperatura na Entrada da Turbina	550 °C
Pressão na Entrada da Turbina	16,2 MPa
Temperatura do Reaquecimento	550°C
Pressão do Reaquecimento	4,05 MPa
Pressão do Condensador	10 kPa
Eficiência Isoentrópica da Turbina	85%
Eficiência Isoentrópica das Bombas	85%
Eficiência do Gerador Elétrico	98%

A Tabela 3.5, originária do EES, apresenta as propriedades termodinâmicas para cada um dos pontos do ciclo de potência do Esquema B, mostrado na Figura 3.2.

Tabela 3.5 - Propriedades termodinâmicas do ciclo de potência do Esquema B (Fonte: Autor)

Propriedades Termodinâmicas – Esquema B					
	h_B [kJ/kg]	P_B [kPa]	s_B [kJ/kg°C]	T_B [°C]	Título (x)
Estado 1	3436	16200	6,472	550,0	Não se aplica
Estado 2	3090	4050	6,572	349,6	Não se aplica
Estado 3	3559	4050	7,227	550,0	Não se aplica
Estado 4	3132	810	7,355	336,1	Não se aplica
Estado 5	2816	162	7,484	172,1	Não se aplica
Estado 6	2439	10	7,693	45,8	93,93%
Estado 7	191,8	10	0,6493	45,8	0%
Estado 8	192,8	810	0,6497	45,9	Não se aplica
Estado 9	477	162	1,459	113,7	0%
Estado 10	477	10	1,543	45,8	11,92%
Estado 11	477	810	1,458	113,6	Não se aplica
Estado 12	723,5	810	2,051	171,0	0%
Estado 13	743,6	16200	2,058	173,6	Não se aplica
Estado 14	1658	16200	3,757	348,4	0%
Estado 15	2574	16200	5,232	348,4	100%

Os cálculos do trabalho líquido, das transferências de calor e da eficiência do para o ciclo de potência de ambos os esquemas foram realizados segundo a Primeira Lei e Segunda Lei da termodinâmica. Para os cálculos em ponto de projeto, considerou-se a turbina operando em regime permanente. Aplicou-se também as hipóteses de uma turbina adiabática, com variações de energia cinética e potencial desprezíveis. Tomando a turbina como volume de controle, temos a Equação (50) para o cálculo da vazão mássica de água no sistema, baseada na potência nominal de projeto, pré-definida para a turbina:

$$\dot{m}_{a,projeto} = \frac{\dot{W}_{CP,projeto}}{[(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) + (1 - Z)(h_4 - h_5) + (1 - Z - Z')(h_5 - h_6)]\eta_{ge}} \quad (50)$$

Onde, Z e Z' representam as frações mássicas do sistema que são encaminhadas ao desaerador e ao pré-aquecedor de baixa pressão, respectivamente. O termo η_{ge} refere-se à eficiência do gerador elétrico. As frações de vazão mássica que são extraídas em cada um dos estágios da turbina são determinadas pela aplicação do balanço de energia no desaerador

e no preaquecedor de baixa pressão. Analisando cada um destes componentes, partindo do desaerador, temos as Equações (51) e (52) para a determinação das frações mássicas:

$$Z = \frac{h_{12} - h_{11}}{h_4 - h_{11}} \quad (51)$$

$$Z' = \frac{(1 - Z)(h_8 - h_{11})}{h_9 - h_5} \quad (52)$$

O balanço de energia através da primeira lei da termodinâmica para os trocadores de calor água-óleo do Esquema A, nos fornece a quantidade energia na forma de calor, necessária nos procedimentos de aquecimento, vaporização e superaquecimento do vapor d'água. Em ponto de projeto, estes componentes atuam também em regime permanente. Considerou-se também que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis nestes dispositivos. As Equações (53) a (56) representam a transferência de calor no preaquecedor solar, no gerador de vapor solar, no superaquecedor solar e no reauecedor solar, respectivamente.

$$\dot{Q}_{PS} = \dot{m}_{a,projeto}(h_{14} - h_{13}) \quad (53)$$

$$\dot{Q}_{GVS} = \dot{m}_{a,projeto}(h_{15} - h_{14}) \quad (54)$$

$$\dot{Q}_{SS} = \dot{m}_{a,projeto}(h_1 - h_{15}) \quad (55)$$

$$\dot{Q}_{RS} = \dot{m}_{a,projeto}(h_3 - h_2) \quad (56)$$

Com isto, pode-se determinar a eficiência do ciclo Rankine do Esquema A através da Equação (57).

$$\eta_{ciclo,A} = \frac{\dot{W}_{CP,projeto}}{\dot{Q}_{CP,projeto}} = \frac{\dot{W}_{CP,projeto}}{\dot{Q}_{PS} + \dot{Q}_{GVS} + \dot{Q}_{SS} + \dot{Q}_{RS}} \quad (57)$$

Para o Esquema B, os equacionamentos das transferências de calor ocorrem de forma análoga. Para o preaquecedor solar e gerador de vapor solar do Esquema B, as equações que

forneem a transferência de calor são as mesmas (Equação (53) e (54), respectivamente), com a aplicação das propriedades termodinâmicas para os estados físicos do Esquema B. Pelo fato do modelo da Figura 3.2 apresentar o superaquecimento e o reaquecimento em um único componente, o fornecimento de calor para estes processos, denominado $\dot{Q}_{\text{SRB}}$, encontra-se na Equação (58).

$$\dot{Q}_{\text{SRB}} = \dot{m}_{\text{a,projeto}}[(h_1 - h_{15}) + (h_3 - h_2)] \quad (58)$$

Com isto, pode-se determinar a eficiência do ciclo Rankine do Esquema B através da Equação (59).

$$\eta_{\text{ciclo,B}} = \frac{\dot{W}_{\text{CP,projeto}}}{\dot{Q}_{\text{CP,projeto}}} = \frac{\dot{W}_{\text{CP,projeto}}}{\dot{Q}_{\text{PS}} + \dot{Q}_{\text{GVS}} + \dot{Q}_{\text{SRB}}} \quad (59)$$

Com o intuito de realizar uma avaliação dos ganhos oriundos da adoção do superaquecimento e reaquecimento com biomassa, a Tabela 3.6 mostra os valores para as transferências de calor, vazões mássicas, além das eficiências dos ciclos para os Esquemas A e B. Pode-se observar uma redução de 24,2% da vazão mássica do sistema, além de um aumento de 4,05% da eficiência do ciclo de potência, com a implementação do superaquecimento e reaquecimento utilizando-se da combustão direta de biomassa. A carga térmica requerida do campo solar em ponto de projeto, $\dot{Q}_{\text{Solar,Req}}$, sofreu uma redução massiva, de 47,75%.

Tabela 3.6 – Resultados das simulações do ciclo de potência dos Esquemas A e B (Fonte: Autor)

Parâmetros	Esquema A	Esquema B
$\dot{W}_{CP,projeto}$	50,00 MW	50,00 MW
$\dot{m}_{a,projeto}$	50,25 kg/s	38,09 kg/s
$\dot{Q}_{PS}$	45,92 MW	34,81 MW
$\dot{Q}_{GVS}$	46,05 MW	34,91 MW
$\dot{Q}_{SS}$	14,75 MW	Não se aplica
$\dot{Q}_{RS}$	26,71 MW	Não se aplica
$\dot{Q}_{SRB}$	Não se aplica	50,71 MW
$\dot{Q}_{Solar,Req}$	133,42 MW	69,72 MW
η_{ciclo}	37,47%	41,52%

As Figuras 3.3 e 3.4 mostram os diagramas T-S para o Esquema A e B, respectivamente, obtidos através dos cálculos descritos nessa seção, implementados no EES.

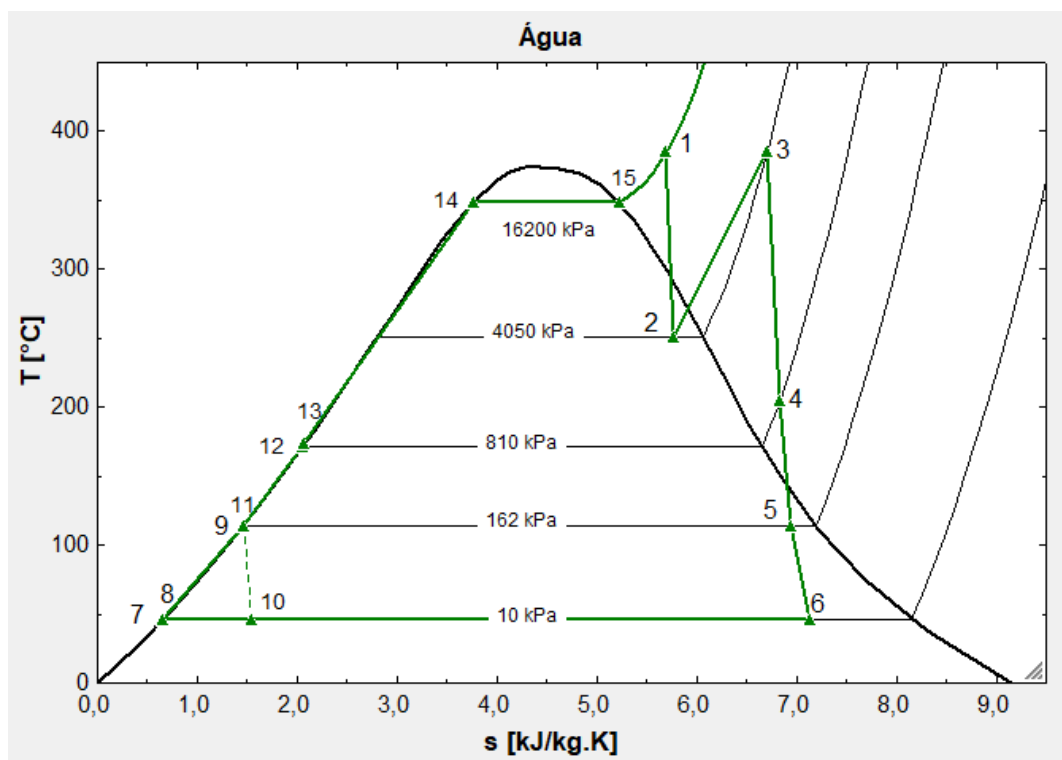


Figura 3.3 – Diagrama T-S para o ciclo Rankine do Esquema A (Fonte: Autor)

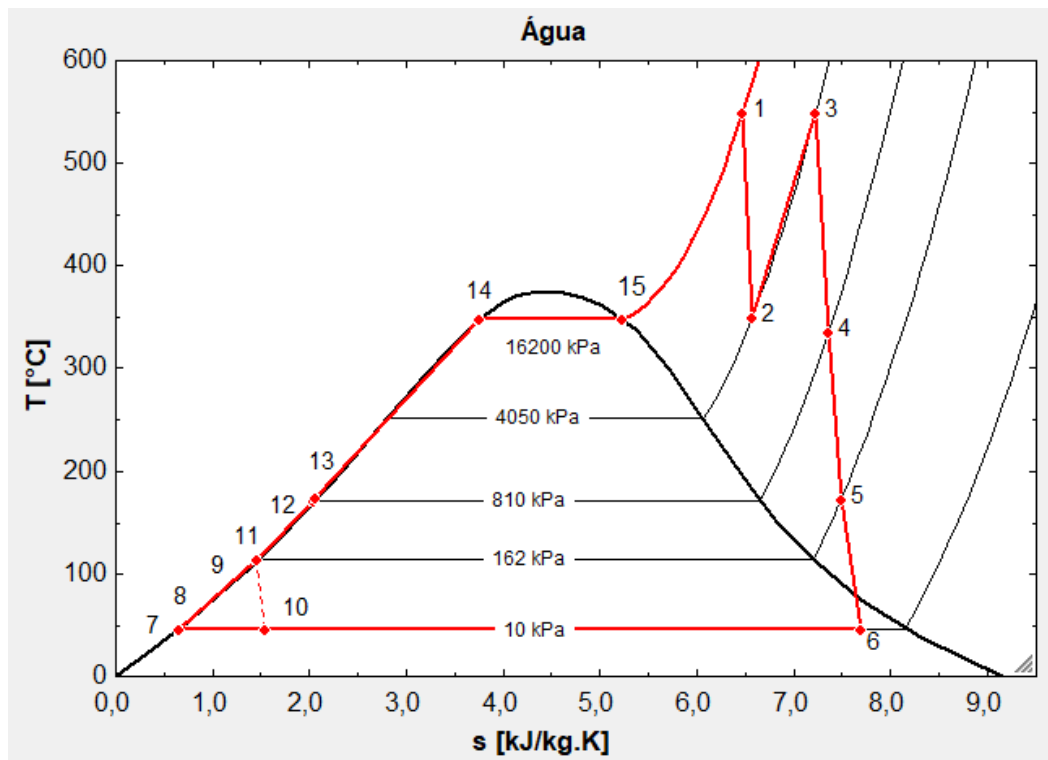


Figura 3.4 - Diagrama T-S para o ciclo Rankine do Esquema B (Fonte: Autor)

É possível observar através da análise dos diagramas que, com o superaquecimento ocorrendo em temperaturas mais elevadas, como no Esquema B, todas as entradas dos diferentes estágios da turbina ocorrem ainda no estado de vapor superaquecido, evitando a entrada de uma parcela de líquido na turbina, situação que ocorre no ciclo do Esquema A nos pontos 2 e 5. A entrada exclusivamente de vapor na turbina provê melhores condições de trabalho para a mesma.

É importante destacar na Figura 3.4 que o processo 15-1, referente ao superaquecimento de vapor, e o processo 2-3, referente ao reaquecimento do vapor, são realizados através da combustão direta de biomassa, e, por isso, é possível alcançar temperaturas de vapor em torno de 550 °C.

O gráfico da Figura 3.5 ilustra o ganho de eficiência envolvendo as variações de temperatura e pressão de entrada da turbina. É possível observar o ganho de eficiência envolvendo o superaquecimento com biomassa, tendo em vista o salto de temperatura de

380 °C, caso o superaquecimento fosse realizado com óleo térmico oriundo do campo solar, para 550 °C com o uso de um superaquecimento com biomassa.

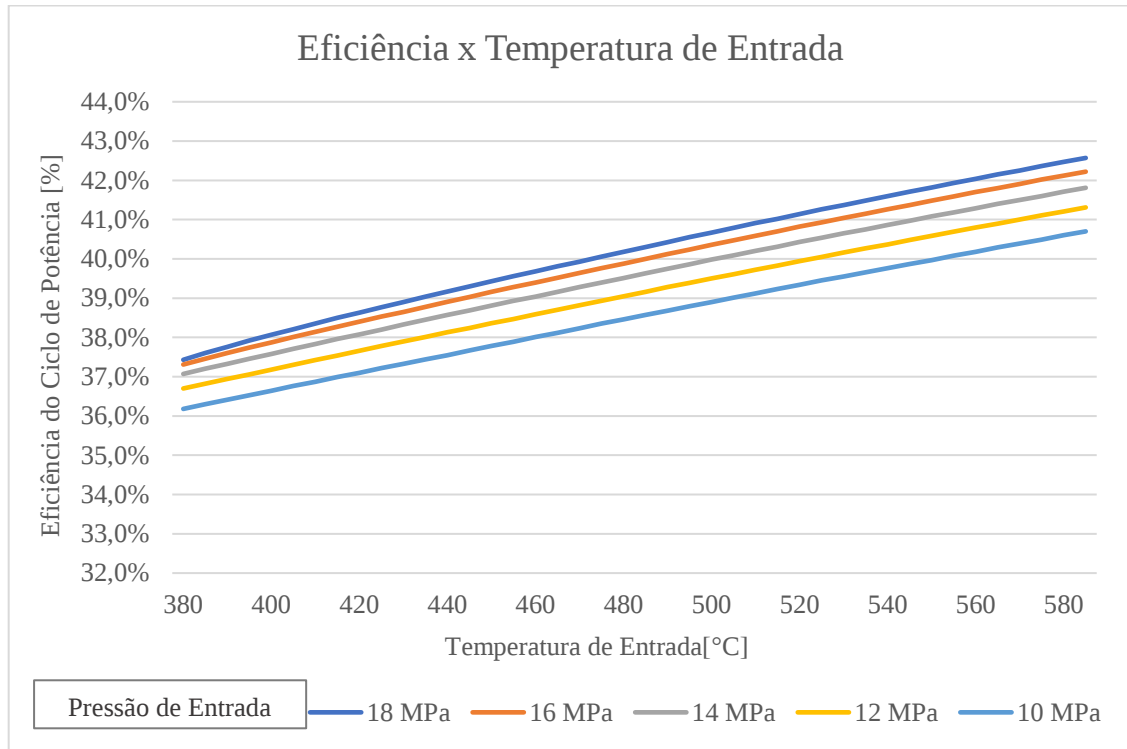


Figura 3.5 – Variação de eficiência do ciclo de potência com a temperatura e pressão de entrada da turbina (Fonte: Autor)

Um outro ponto importante da implementação do superaquecimento/reaquecimento com biomassa do Esquema B, é que o sistema de armazenamento térmico pode trabalhar, assim como o campo solar, em temperaturas mais amenas, tendo em vista que ambos são utilizados apenas durante os estágios de preaquecimento e geração de vapor do ciclo de potência.

Uma análise acerca da pressão de reaquecimento e sua influência na eficiência do sistema também foi realizada. Elevando a pressão de reaquecimento para a máxima permitida pelo fabricante da turbina (4,5 MPa), houveram variações praticamente desprezíveis na eficiência, de 0,1% para o Esquema A, e de 0,02% para o Esquema B. Logo, podemos concluir que a pressão de reaquecimento não possui uma forte influência na eficiência dos ciclos de potência aqui descritos.

3.2.1 Atuação do sistema de *Backup*

O sistema de *backup* tem o papel fundamental de estabilizar a geração de potência da turbina, compensando as variações que são intrínsecas à incidência de radiação solar ao longo do dia. Além disso, o *backup* também tem a função de fornecer energia ao ciclo de potência no período em que não há incidência de irradiância solar, e após o descarregamento do sistema de armazenamento térmico.

Para realizar-se o equacionamento do *backup* de biomassa, é necessário calcular a fração de vapor d'água que é encaminhada ao *backup*, em uma análise transiente. A fração de vapor d'água encaminhada à caldeira do respectivo sistema varia em função da irradiância captada e aproveitada pelos coletores (durante o período ocorrência da incidência solar) ou pela quantidade de calor disponível durante o descarregamento do sistema de armazenamento, as quais definem, por sua vez, a vazão mássica de água requerida nos trocadores de calor água-óleo.

Para o Esquema A, na Equação (60), observa-se a dependência temporal, devido a característica transiente da irradiância solar. Contudo, na Equação (61), a vazão mássica da caldeira de *backup* não mais varia com o tempo, pois a descarga de energia do sistema de armazenamento (através do escoamento do sal fundido) ocorre de forma constante, até o descarregamento completo do tanque.

$$\dot{m}_{a,backup}(t) = \dot{m}_{a,projeto} - \frac{\dot{Q}_{sol,CP}(t)}{(h_1 - h_{13}) + (h_3 - h_2)}, \quad t_{NS} \leq t \leq t_{PS} \quad (60)$$

$$\dot{m}_{a,backup} = \dot{m}_{a,projeto} - \frac{\dot{Q}_{TES,desc}}{(h_1 - h_{13}) + (h_3 - h_2)}, \quad t > t_{PS} \quad (61)$$

Assim, temos que a carga térmica no *backup* de biomassa do Esquema A pode ser calculada pela Equação (62).

$$\dot{Q}_{backup,A}(t) = \dot{m}_{a,backup}(t)[(h_1 - h_{13}) + (h_3 - h_2)] \quad (62)$$

Para o Esquema B, o raciocínio e equacionamento são semelhantes, com a pequena mudança na diferença das entalpias. Como o superaquecimento/reaquecimento é realizado em um dispositivo à parte, no *backup* é apenas realizado os processos de preaquecimento e geração de vapor, que durante o período com incidência de radiação solar e descarregamento da TES, são realizados pelos trocadores de calor água-óleo. Logo, nas Equações (63) a (64) encontram-se a determinação da vazão mássica de vapor no *backup*, bem como o cálculo da transferência de calor requerida no mesmo, Equação (65), para o Esquema B.

$$\dot{m}_{a,backup}(t) = \dot{m}_{a,projeto} - \frac{\dot{Q}_{sol,CP}(t)}{(h_{15} - h_{13})}, \quad t_{NS} \leq t \leq t_{PS} \quad (63)$$

$$\dot{m}_{a,backup} = \dot{m}_{a,projeto} - \frac{\dot{Q}_{TES,desc}}{(h_{15} - h_{13})}, \quad t > t_{PS} \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{backup,B}(t) = \dot{m}_{a,backup}(t)[h_{15} - h_{13}] \quad (65)$$

3.3 MODELAGEM DO CAMPO SOLAR

Para o presente trabalho, foi definido como fluido de trabalho dos coletores, o óleo sintético Therminol VP-1 ®. Na Tabela 3.7 temos as propriedades para o mesmo. Este óleo apresenta temperatura máxima de trabalho em torno de 393 °C, possibilitando tanto o vapor quanto o sal fundido do TES alcançarem temperaturas até 390 °C (BATUECAS et al., 2017).

Tabela 3.7 - Propriedades do óleo Therminol VP-1 ® (Fonte: Adaptado de BATUECAS et al., 2017)

Temperatura de Fusão	13 °C
Máxima Temperatura de Operação	393 °C
Custo	3,96 \$/kg
Densidade (300°C)	784 kg/m ³
Viscosidade Dinâmica (300°C)	0,41 mPa.s
Cp (300°C)	2,36 kJ/kg°C

A Solutia™, fabricante do óleo Therminol ® VP-1, fornece em seu catálogo a equação em função da temperatura para a capacidade calorífica do fluido, que segue a Equação (66), com a temperatura inserida em graus Celsius.

$$C_p(T) = (2,414 \times 10^{-3})T + (5,9591 \times 10^{-6})T^2 - (2,9879 \times 10^{-8})T^3 + (4,4172 \times 10^{-11})T^4 + 1,498 \quad (66)$$

Já para fluido de trabalho do sistema de armazenamento, após pesquisa nas literaturas foi definido o uso da mistura ternária Hitec ® Solar Salt, a qual é composta de 40 % em peso de NaNO_2 , 53% em peso de KNO_3 e 7% em peso de NaNO_3 (KALICHEVSKY; PAYNE; FREDERICK, 1945 *apud* BATUECAS et al. 2017) Tal escolha foi função das propriedades do mesmo. Na Tabela 3.8 temos as propriedades para este sal.

Tabela 3.8 - Propriedades do Hitec ® Solar Salt (Fonte: Adaptado de BATUECAS et al., 2017)

Temperatura de Fusão	142 °C
Máxima Temperatura de Operação	593 °C
Custo	0,93 \$/kg
Densidade (300°C)	1640 kg/m ³
Viscosidade Dinâmica (300°C)	3,16 mPa.s
C _p (300°C)	1,56 kJ/kg°C

Diversos estudos citados em Serrano-López, Fradera e Cuesta-López (2013) indicam que é aceito o uso do calor específico de 1,56 kJ/kg °C como um valor constante para os cálculos envolvendo o Hitec ® Solar Salt.

A Tabela 3.9 apresenta um resumo dos principais parâmetros de projeto para os campos solares dos Esquemas A e B, bem como para o sistema de armazenamento térmico de ambos.

Tabela 3.9 – Parâmetros de projeto do campo solar e da TES (Fonte: Autor)

Sistema de Armazenamento Térmico (TES)		
	Esquema A	Esquema B
Horas de Autonomia do Sistema	8 horas	8 horas
Fluido de Trabalho da TES	Hitec® Solar Salt	Hitec® Solar Salt
Temperatura do Tanque Quente (T_{HT})	390 °C	345 °C
Temperatura do Tanque Frio (T_{CT})	185 °C	185 °C
Campo Solar – Coletores de Calhas Parabólicas (PTC)		
	Esquema A	Esquema B
Latitude Local (ϕ)	-7,01°	-7,01°
Fluido de Trabalho do Campo Solar (HTF)	Óleo Therminol VP-1®	Óleo Therminol VP-1®
Temperatura de Entrada do HTF	190 °C	190 °C
Temperatura de Saída do HTF	393 °C	350 °C

Partindo dos dados de latitude e longitude, e dos dados extraídos de satélite para a cidade de Coremas (Tabela 2.2), iniciou-se o processo de conversão destes dados para a base horária. Esta conversão foi realizada em uma planilha Excel®, a qual após a elaboração deste estudo, nos permite realizar a conversão dos dados extraídos do *Power Data Access Viewer* da NASA (2019), bem como de qualquer outra fonte que possa nos fornecer os dados de irradiação global e difusa, para qualquer lugar do globo terrestre em sua determinada latitude e longitude.

Esta análise é válida tanto para o Esquema A como o Esquema B, pois trata-se apenas da análise do potencial de irradiância solar do local, o que independe do sistema adotado. De forma preliminar, foram realizados os cálculos de declinação solar, ângulo de pôr do sol, e a razão entre a irradiação difusa média pela irradiação global média. Os resultados destes cálculos estão expostos na Tabela 3.10.

Tabela 3.10 – Cálculos preliminares (Fonte: Autor)

Mês	Declinação (δ)	Dia Característico (n)	ω_s	$\overline{H_d}/\overline{H}$
-	Grau	-	Grau	-
Jan	-20,9	17	92,695	0,3520
Fev	-13,0	47	91,622	0,3522
Mar	-2,4	75	90,298	0,3705
Abr	9,4	105	88,831	0,3461
Mai	18,8	135	87,601	0,3255
Jun	23,0	161	87,005	0,3347
Jul	21,2	198	87,267	0,3212
Ago	13,5	228	88,313	0,2735
Set	2,2	258	89,727	0,2641
Out	-9,6	288	91,192	0,2762
Nov	-18,9	318	92,416	0,2896
Dez	-23,0	344	93,001	0,3115

Em seguida, realizaram-se os cálculos de todos os ângulos solares, para uma superfície horizontal, e a conversão dos dados médios mensais para irradiância em base horária, segundo a metodologia descrita no Capítulo anterior.

Posteriormente, realizaram-se os cálculos dos ângulos de inclinação, de incidência e a irradiância em base horária para os dispositivos com *tracker*, tanto de um eixo (leste-oeste e norte-sul) como de dois eixos, com um passo de tempo de 1 minuto ao longo do dia, obtendo-se assim, a distribuição de irradiância ao longo de um dia típico para todos estes sistemas.

A Tabela 3.11 apresenta um resumo dos cálculos realizados para os sistemas supracitados. A primeira coluna é referente aos valores de DNI em superfície horizontal extraídos da base de dados da NASA (2019). A segunda coluna trata-se da média mensal dos cálculos da DNI em superfície horizontal após a conversão destes dados médios para termos de irradiância em base horária (W/m^2). Observa-se que o erro médio, ou seja, a diferença entre os dados convertidos e os extraídos da base de dados da Nasa foi de apenas 0,44%. Observa-se também a coerência entre os resultados para o *tracker* de dois eixos, devido a seus valores terem sido iguais aos de DNI, já que a DNI seria aquela quantia de irradiação registrada por um pireliômetro, o qual é um dispositivo que rastreia o sol segundo

dois eixos. É importante destacar também os maiores valores médios obtidos por um *tracker* Norte-Sul em comparação a um *tracker* Leste-Oeste.

Tabela 3.11 – Resumo dos cálculos de irradiação direta em médias mensais (Fonte: Autor)

Irradiação Direta e Conversão Para os Sistemas Rastreadores - Médias Mensais								
	DNI (NASA) [MJ/m²]	DNI [MJ/m²]	Erro (%)	Radiação Global Horizontal [MJ/m²]	Direta em Superfície Horizontal [MJ/m²]	Tracker de dois eixos [MJ/m²]	Tracker Norte-Sul [MJ/m²]	Tracker Leste-Oeste [MJ/m²]
Janeiro	20,66	20,49	0,85%	21,72	14,02	20,49	19,68	15,52
Fevereiro	20,52	20,33	0,94%	22,11	14,26	20,33	20,12	14,79
Março	18,76	18,47	1,51%	20,81	13,04	18,45	18,44	13,08
Abril	19,01	18,83	0,91%	19,60	12,76	18,83	18,23	13,70
Maiο	19,40	19,27	0,67%	18,20	12,22	19,27	17,63	14,74
Junho	18,47	18,27	1,09%	16,84	11,15	18,24	16,09	14,33
Julho	19,40	19,25	0,79%	17,66	11,94	19,22	17,24	14,91
Agosto	23,08	23,10	0,09%	20,88	15,12	23,10	21,91	17,01
Setembro	24,80	24,91	0,42%	23,38	17,15	24,91	24,70	17,45
Outubro	25,42	25,43	0,07%	24,57	17,73	25,43	25,33	18,08
Novembro	24,77	24,81	0,18%	23,93	16,95	24,81	24,06	18,47
Dezembro	23,44	23,42	0,07%	22,94	15,74	23,38	22,20	17,87
Média Anual	21,48	21,38	0,44%	21,05	14,34	21,37	20,47	15,83

É possível observar também, comparando a radiação global obtida da plataforma NASA (Tabela 2.2) com a radiação global horizontal média mensal obtida após a conversão em base horária (Tabela 3.11), um erro médio de apenas 0,82%, o que comprova a eficácia do procedimento de conversão em base horária com a metodologia descrita na Seção 2.6 do presente trabalho.

Após a conversão dos dados retirados de satélite para a base horária, e da correção dos dados de irradiância direta normal para um sistema seguidor de um eixo, pode-se iniciar o processo de modelagem do campo solar.

Em primeiro lugar, constatou-se que o posicionamento do coletor segundo o eixo Norte-Sul (que rastreia o sol de leste à oeste) é mais vantajoso, pois proporciona uma incidência mais uniforme ao longo do dia. A Figura 3.6 apresenta a distribuição de irradiância direta normal, para um coletor posicionado ao longo do eixo norte-sul, e para um coletor

posicionado ao longo do eixo leste-oeste, no mês de outubro na cidade de Coremas. Já a Figura 3.7 apresenta a distribuição da irradiância direta normal para um dispositivo seguidor Norte-Sul e Leste-Oeste para o mês de julho. Analisando os gráficos, é possível observar que no mês de outubro, ambos os sistemas oferecem uma irradiância máxima com valores aproximadamente iguais. Já no mês de julho, a irradiância máxima coletada em um *tracker* Leste-Oeste é nitidamente mais elevada. Contudo, o tracker Leste-Oeste apresenta uma distribuição menos uniforme ao longo do dia, logo, é preferível a adoção do sistema dotado de *tracker* posicionado no eixo Norte-Sul, pois, em valores médios, este sistema capta um montante maior de energia para uma mesma área, como constatado na Tabela 3.11 acima.

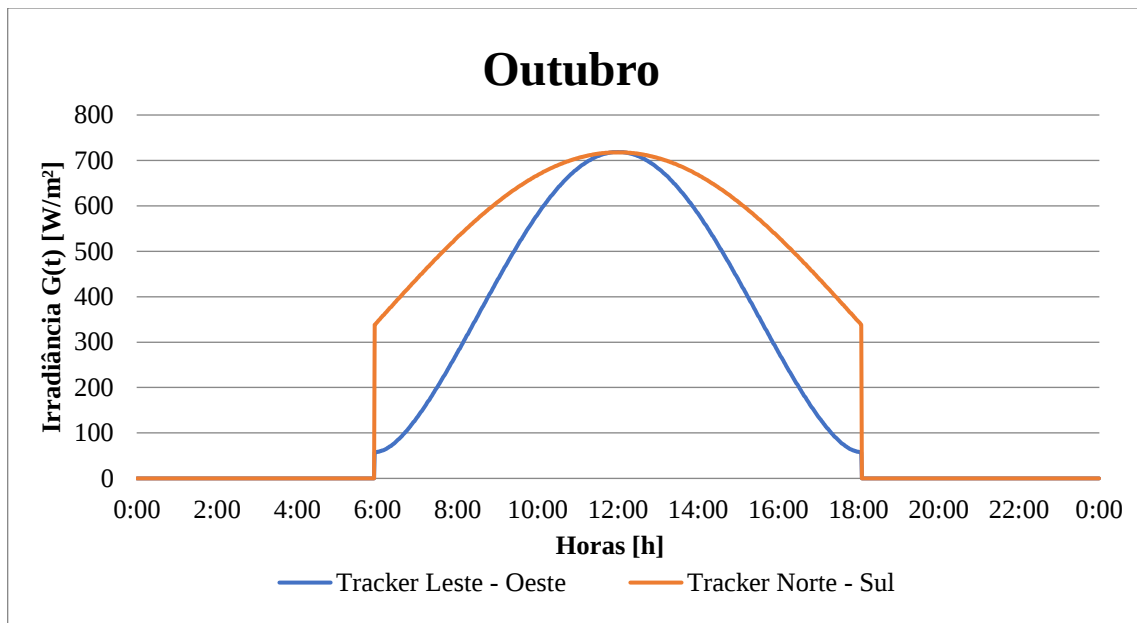


Figura 3.6 – Distribuição da irradiância direta normal incidente em um coletor com *tracker* de um eixo, referente ao mês de outubro (Fonte: Autor)

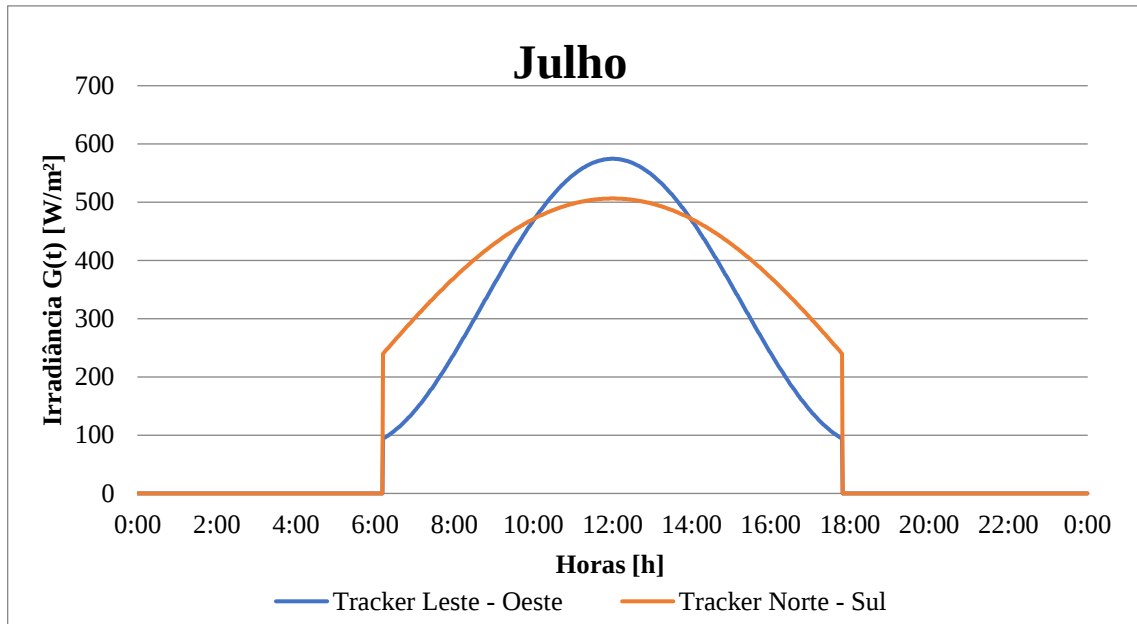


Figura 3.7 - Distribuição da irradiância direta normal incidente em um coletor com *tracker* de um eixo, referente ao mês de julho (Fonte: Autor)

Lovegrove e Stein (2012) recomendam que a irradiância de projeto seja a irradiância calculada ao meio dia solar, em um dia de céu limpo de verão. As irradiâncias ao meio dia solar para os meses do ano na cidade de Coremas, para um *tracker* Norte-Sul, encontram-se no gráfico da Figura 3.8. Foi então definida a irradiância de projeto, G_{projeto} , com o valor de 717,9 W/m², que ocorre ao meio dia solar no mês de outubro.

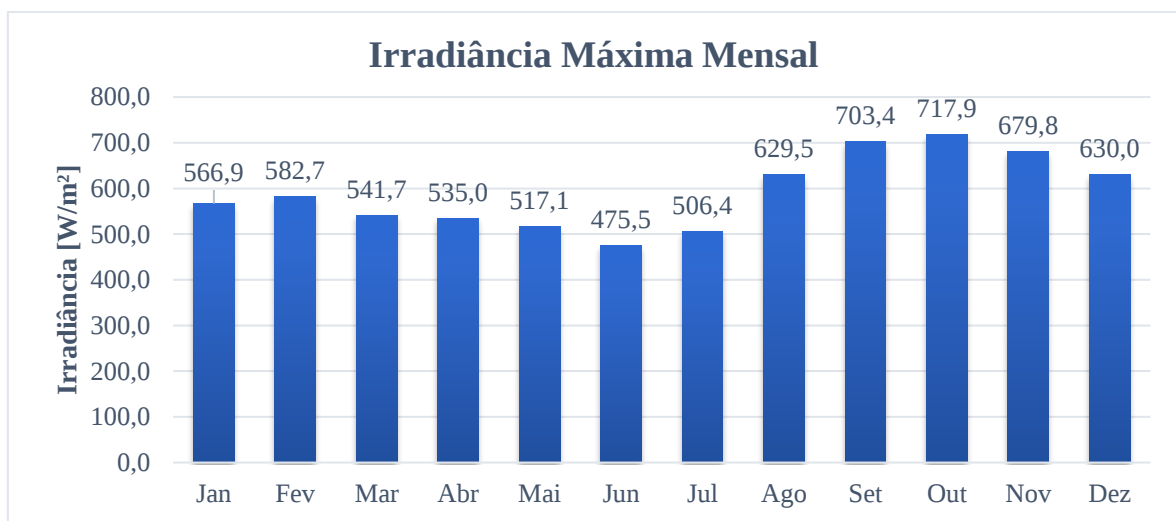


Figura 3.8 – Irradiância máxima mensal para a cidade de Coremas em um coletor com *tracker* Norte-Sul (Fonte: Autor)

Após a definição do sistema de rastreamento e da irradiância de projeto, inicia-se o processo de avaliação das perdas que ocorrem nos coletores de calhas parabólicas.

Lovegrove e Stein (2012) dissertam que as perdas óticas em coletores parabólicos estão associadas a 4 fatores principais: refletividade da superfície refletora do coletor (ρ), fator de interceptação (Y_c), transmissividade da cobertura de vidro (τ) e absortividade do revestimento seletivo do coletor (α). As perdas óticas são bastante relevantes, representando cerca de 25% das perdas totais. O produto destes 4 fatores, quando o ângulo de incidência é 0° resulta na eficiência ótica de pico do coletor de calhas parabólicas, calculado pela Equação (67). Normalmente, esta eficiência ótica de pico varia de 74% a 79% para coletores de calhas parabólicos limpos e de boa qualidade.

$$\eta_{opt,0^\circ} = (\rho \times Y_c \times \tau \times \alpha)_{\theta=0^\circ} \quad (67)$$

O ângulo de incidência da irradiação solar direta, θ , afeta os 4 parâmetros óticos mencionados acima, além de influenciar na variação de área útil de superfície coletora. Este efeito é quantificado pelo fator modificador do ângulo de incidência, $K(\theta)$, o qual inclui todas as perdas óticas e geométricas em um coletor de calhas parabólicas devido à ângulos de incidência maiores do que 0° (PADILLA, 2011). O produto entre a eficiência ótica de pico e o modificador do ângulo de incidência resulta no percentual de radiação solar direta incidente no coletor que é de fato absorvida pelo tubo absorvedor, ou seja, na eficiência ótica para ângulos de incidência diferentes de 0° , como mostrado na Equação (68).

$$\eta_{opt, \theta \neq 0^\circ} = \eta_{opt,0^\circ} K(\theta) \quad (68)$$

O fator $K(\theta)$ é usualmente dado por meio de uma equação polinomial, sendo igual a 1 para $\theta = 0^\circ$. Cada coletor possui uma equação específica para o modificador do ângulo de incidência, a qual pode ser obtida por meio de testes. Coletores parabólicos com sistema de rastreamento solar, possuem ângulo de incidência bastante próximos de 0° ao longo de sua operação diária. Logo, o fator modificador do ângulo de incidência para estes coletores é sempre próximo de 1 (VALENZUELA; LÓPEZ-MARTÍN; ZARZA, 2014).

Uma equação polinomial específica para o fator modificador do ângulo de incidência para o coletor SkyTrough não está disponível na literatura. Contudo, os estudos de Padilla

(2011), Lovegrove e Stein (2012) trazem diversas equações para outros coletores. Observa-se na Figura 3.9 que a discrepância deste fator entre os diversos coletores é bastante pequena. Assim, iremos considerar um fator médio, $\bar{K}(\theta)$, entre estas curvas para o presente estudo.

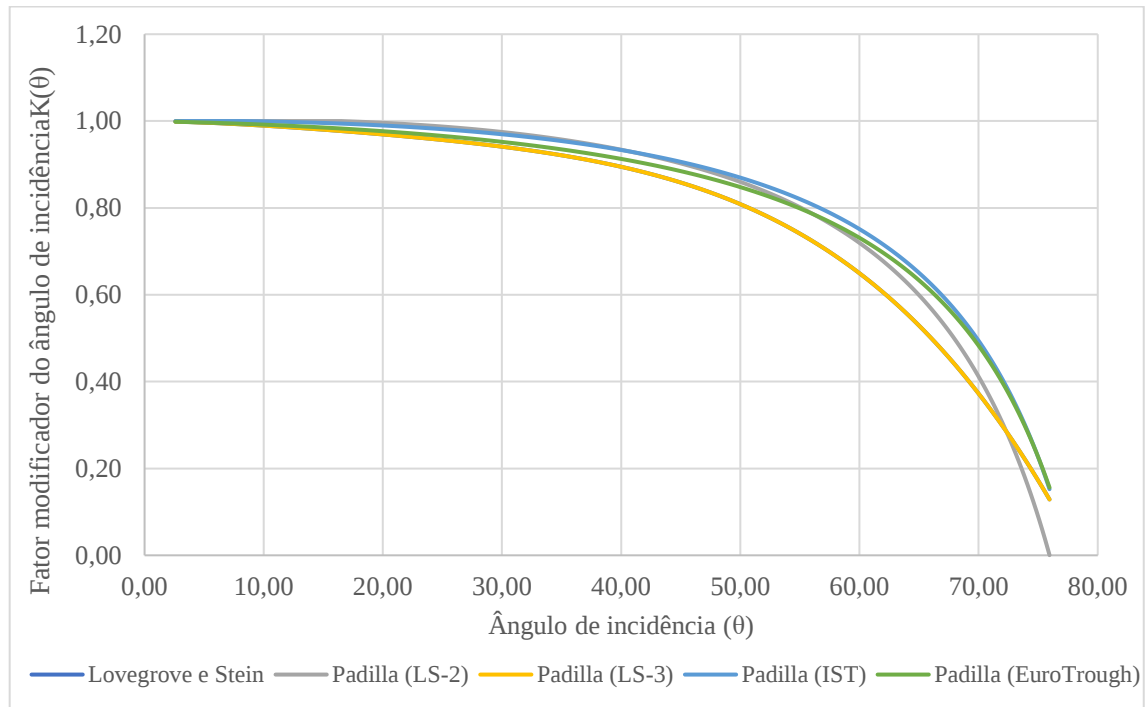


Figura 3.9 - Fator modificador do ângulo de incidência (Fonte: LOVEGROVE; STEIN, 2012; PADILLA, 2011)

Como a eficiência ótica dos coletores são dependentes apenas de características construtivas e do ângulo de incidência, ambos os Esquemas A e B possuem coletores com mesma eficiência ótica.

A eficiência térmica é função de diversos parâmetros, como a temperatura de trabalho do coletor, temperatura ambiente e velocidade do vento. Estes parâmetros atuam diretamente nas perdas por convecção, radiação e condução a qual um coletor está sujeito. Uma análise aprofundada acerca das perdas térmicas foge ao escopo deste trabalho.

Contudo, com o intuito de realizar-se uma aproximação para a eficiência térmica do coletor, fez-se uso dos resultados dos estudos de Kutscher, Burkholder e Stynes (2010). Em tal estudo, foram realizados testes à céu aberto e em laboratório de um coletor SkyTrough, que utiliza um tubo absorvedor Schott PTR-80. Partindo dos dados apresentados em seu

estudo, Kutscher, Burkholder e Stynes (2010) mostram que curvas de diferentes DNI podem ser aproximadas em uma única curva para representar os efeitos das perdas térmicas com a temperatura de operação, como mostra a curva da Figura 3.10. esta curva é dada pela Equação.

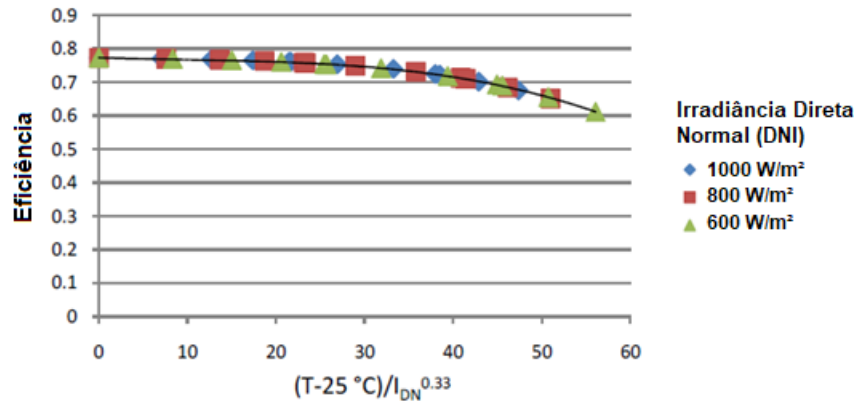


Figura 3.10 - Eficiência do coletor SkyTrough, combinando a eficiência ótica com as perdas térmicas, com as três curvas de irradiância unidas (KUTSCHER; BURKHOLDER; STYNES, 2012)

Esta curva é dada pela Equação (69), onde x e $\bar{T}_{HTF}$ são dados pelas Equações (70) e (71), respectivamente:

$$\eta_{térmica} = -1,26 \times 10^{-6} x^3 + 3,02 \times 10^{-5} x^2 - 6,24 \times 10^{-4} x + \eta_o \quad (69)$$

$$x = \frac{\bar{T}_{HTF} - T_{amb}}{G_{design}^{0,33}} \quad (70)$$

$$\bar{T}_{HTF} = \frac{T_{in,HTF} + T_{out,HTF}}{2} \quad (71)$$

Kutscher, Burkholder e Stynes (2012) verificaram que a eficiência global de um coletor é muito mais dependente da temperatura de operação do que da temperatura ambiente. Uma variação de 25 °C para 40 °C, ou de 25 °C para 0 °C na temperatura ambiente, resulta em uma variação de apenas 0,2% na eficiência do coletor. A temperatura do céu resulta em uma variação ainda menor, de aproximadamente 0,1% na eficiência para 30 °C de oscilação de temperatura. A velocidade do vento é o fator que causa uma variação um pouco maior.

Velocidades de 10 m/s podem causar uma redução de 0,4% na eficiência obtida nos testes de laboratório (velocidade do vento nula).

O aumento de temperatura de operação do campo solar, apesar de acarretar em ganho de eficiência no ciclo de potência, implica também em maiores perdas térmicas, acarretando no decaimento da eficiência dos coletores (KUTSCHER; BURKHOLDER; STYNES, 2012). Logo, o Esquema A, por apresentar temperaturas de operação do campo solar mais elevadas, devido à realização do superaquecimento do vapor ocorrer no superaquecedor solar, o coletor possui uma menor eficiência térmica, ao ser comparado com o sistema coletor do Esquema B.

As perdas de calor no escoamento do HTF ao longo do tubo absorvedor e do sal fundido nos tanques de armazenamento térmico são consideravelmente pequenas, devido a eficiência do sistema isolante. Tais perdas normalmente são da ordem de 1% (ORTEGA; BURGATELA; TÉLLEX, 2008 *apud* ZHANG et al., 2013).

A eficiência global do coletor, pode então ser calculada pelo produto da eficiência térmica e eficiência ótica, como exposto na Equação (72).

$$\eta_{\text{PTC}} = \eta_{\text{opt}, \theta \neq 0^\circ} \eta_{\text{térmica}} \quad (72)$$

A Tabela 3.12 ilustra os valores de eficiência ótica, térmica e global dos coletores para os Esquemas A e B.

Tabela 3.12 – Eficiência do sistema coletor de calhas parabólicas dos Esquemas A e B
(Fonte: Autor)

Eficiência do Sistema Coletor de Calhas Parabólicas		
	Esquema A	Esquema B
$\eta_{\text{opt}, \theta \neq 0^\circ}$	75,4%	75,4%
$\bar{T}_{\text{HTF}}$	292,5 °C	270,0 °C
$\eta_{\text{térmica}}$	72,7%	73,28%
η_{PTC}	54,85%	55,25%

A eficiência solar-elétrica, dada pela Equação (73) é definida como o produto das eficiências de cada subsistema envolvido na geração de energia (coletor de calhas parabólicas, tubulação de transporte, armazenamento e ciclo de potência), onde, tais subsistemas têm sua eficiência genericamente definida como a razão entre energia de saída e energia de entrada (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

$$\eta_{S-E} = \eta_{PTC} \cdot \eta_{Transp} \cdot \eta_{Armaz} \cdot \eta_{ciclo} \quad (73)$$

Segundo Islam et al. (2018), as usinas de calhas parabólicas possuem eficiência solar-elétrica em torno de em uma faixa de 14 a 20%. O Esquema A apresentou uma eficiência solar-elétrica de aproximadamente 20,1%, enquanto o Esquema B apresentou uma eficiência solar-elétrica de aproximadamente 22,5%.

É importante ressaltar que nestes cálculos de eficiência global da usina não foram levados em consideração as bombas para escoamento do óleo térmico no campo solar, bem como as bombas que realizam o escoamento do sal fundido no sistema de armazenamento. Estes são importantes componentes que irão consumir uma parcela de energia, causando um impacto negativo na eficiência global de ambas as usinas

A proposta de sistema de armazenamento térmico para o presente trabalho, foi exposta no capítulo anterior. Trata-se de um sistema de armazenamento térmico por calor sensível, indireto, com dois tanques, utilizando sal fundido como fluido de trabalho. Este sistema é definido tanto para o Esquema A como o Esquema B.

No horário em que há a ocorrência da energia solar (intervalo médio de 12 horas entre o nascer do sol e o pôr do sol), a energia captada no sistema coletor é em parte utilizada diretamente para a geração de vapor no ciclo de potência, e o excedente de energia é direcionado para o carregamento da TES. Foi definido como critério de projeto uma autonomia de 8 horas para a TES, o que resulta em um total de aproximadamente 20 horas de geração de potência ao longo do dia, para as condições de projeto. O complemento da geração de energia, para que a usina opere durante todo o dia, é realizado com exclusividade pelo sistema de *backup*. Desta forma, a energia requerida no campo solar, no ponto de projeto, $\dot{Q}_{CS,projeto}$, é calculada pela Equação (74).

$$\dot{Q}_{CS,projeto} = \frac{\dot{Q}_{CP,projeto} (\Delta t_{NP} + \Delta t_{TES})}{\Delta t_{NP}} \quad (74)$$

Assim, é possível determinar, segundo a Equação (75), a área de superfície coletora necessária para alcançar-se o valor de $\dot{Q}_{CS,projeto}$, requerida para a geração de energia durante o tempo de autonomia predefinido do sistema. Esta área de coletores é capaz de gerar energia solar suficiente para o funcionamento do ciclo de potência a vapor, no período em que há a incidência de irradiância solar, e de realizar o carregamento do sistema de abastecimento. Para o Esquema A, o valor calculado para a área de superfície coletora foi de 561.757 m². Já para o Esquema B, a área de superfície coletora foi de 291.403 m².

$$A_{CS} = \frac{\dot{Q}_{CS,projeto}}{G_{projeto} \eta_{PTC}} \quad (75)$$

Com o valor de A_{CS} calculado, podemos avaliar o carregamento da TES em uma análise transiente, por meio do uso do múltiplo solar. Tomando o valor de A_{CS} calculado na Equação (75), e fazendo uso da distribuição de irradiância obtida para um coletor dotado de um sistema rastreador de um eixo (Figura 3.6 e Figura 3.7), pode-se obter a taxa de energia captada no campo solar, $\dot{Q}_{CS}(t)$, através da Equação (76).

$$\dot{Q}_{CS}(t) = A_{CS} \cdot \eta_{PTC} \cdot G(t) \quad (76)$$

Durante o período de ocorrência de irradiância solar, a parte da energia captada no campo solar que é direcionada à operação direta do ciclo de potência, pode ser obtido por meio da Equação (77). A diferença entre $\dot{Q}_{CS}(t)$ e $\dot{Q}_{sol,CP}(t)$ é a quantidade de energia que é direcionada ao aquecimento do sal fundido e carregamento do sistema de armazenamento, como mostrado na Equação (78).

$$\dot{Q}_{sol,CP}(t) = \frac{\dot{Q}_{CS}(t)}{MS} \quad (77)$$

$$\dot{Q}_{TES,carreg}(t) = \dot{Q}_{CS}(t) - \dot{Q}_{sol,CP}(t) \quad (78)$$

As Figuras 3.11 e 3.12 mostram o carregamento da TES ao longo do dia para os Esquemas A e B, respectivamente.

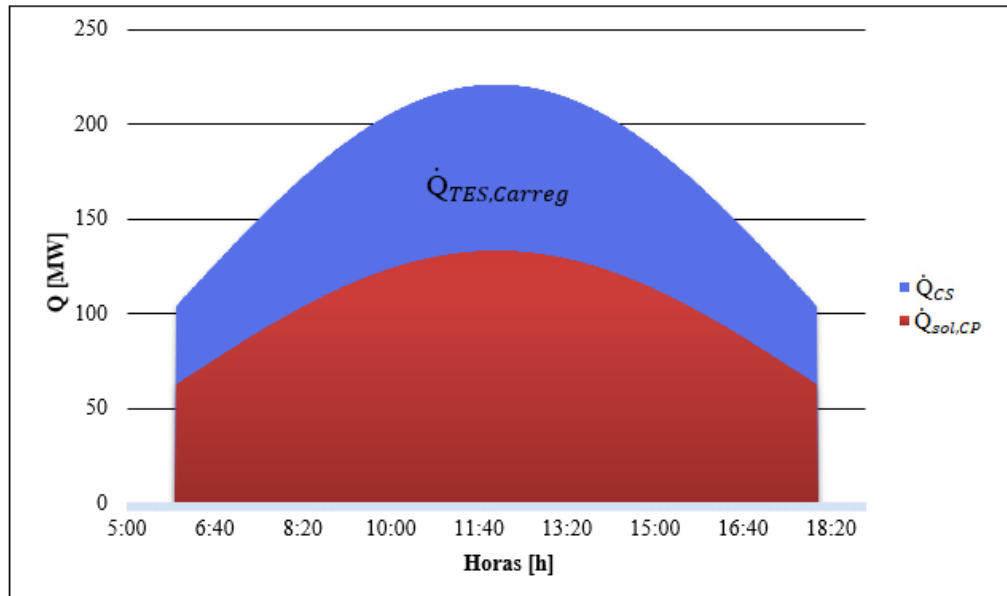


Figura 3.11 – Carregamento do sistema de armazenamento térmico do Esquema A (Fonte: Autor)

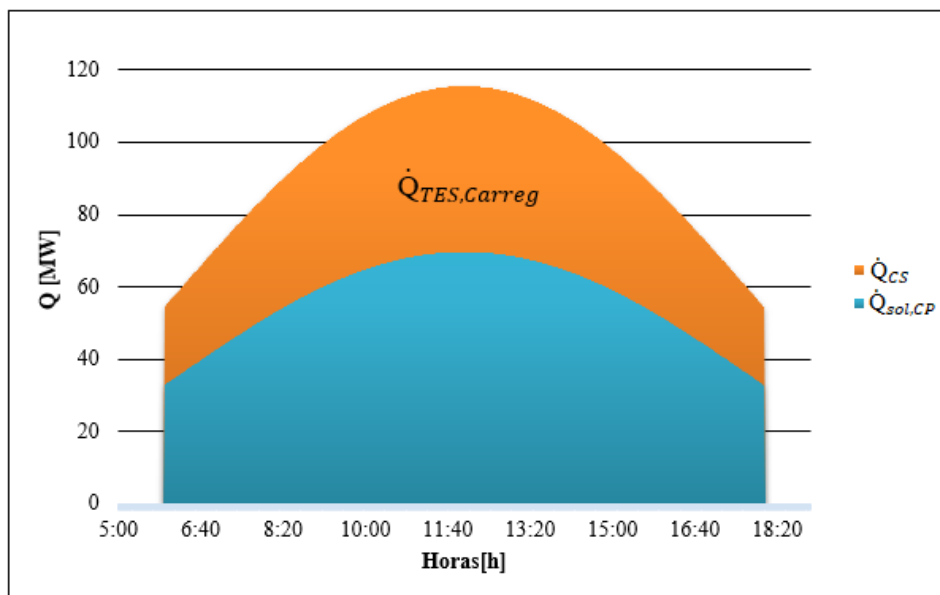


Figura 3.12 - Carregamento do sistema de armazenamento térmico do Esquema B (Fonte: Autor)

O diagrama da Figura 3.13 mostra a operação da usina em um dia típico do mês de outubro para o Esquema A. As áreas nas figuras representam parcela da quantidade de energia fornecida ao ciclo de potência por cada uma das fontes de entrada de energia.

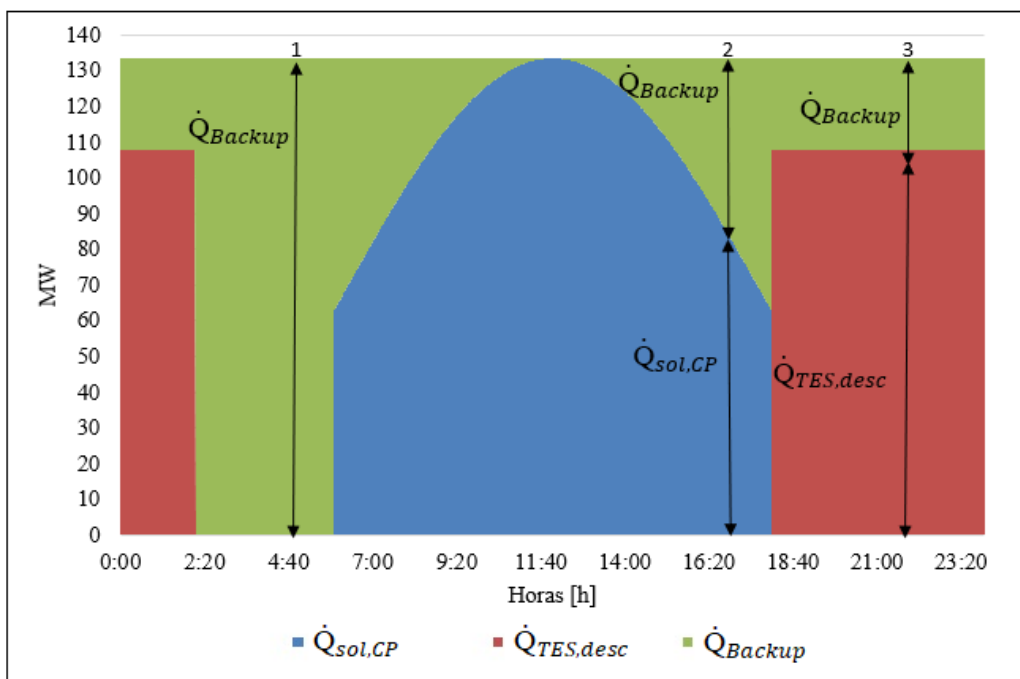


Figura 3.13 – Distribuição do fornecimento de energia ao ciclo de potência em um dia típico do mês de outubro, para o Esquema A (Fonte: Autor)

O ponto de operação 1 da Figura 3.13 mostra um período em que toda a capacidade da usina é abastecida pela energia gerada no sistema de *backup*, tendo em vista que neste horário não há incidência de irradiância solar, e o sistema de armazenamento já esgotou sua capacidade. No ponto de operação 2, o ciclo de potência tem sua carga térmica suprida pela incidência de irradiância no campo solar, complementada pelo sistema de *backup*. Já no ponto 3, as fontes energéticas do ciclo de potência são o descarregamento da TES, complementada também pelo sistema de *backup*.

Já o diagrama da Figura 3.14 mostra a operação da usina do Esquema B, em um dia típico do mês de outubro. Aqui, há um termo a mais, que representa o calor fornecido ao ciclo pelo superaquecedor/reaquecedor à biomassa.

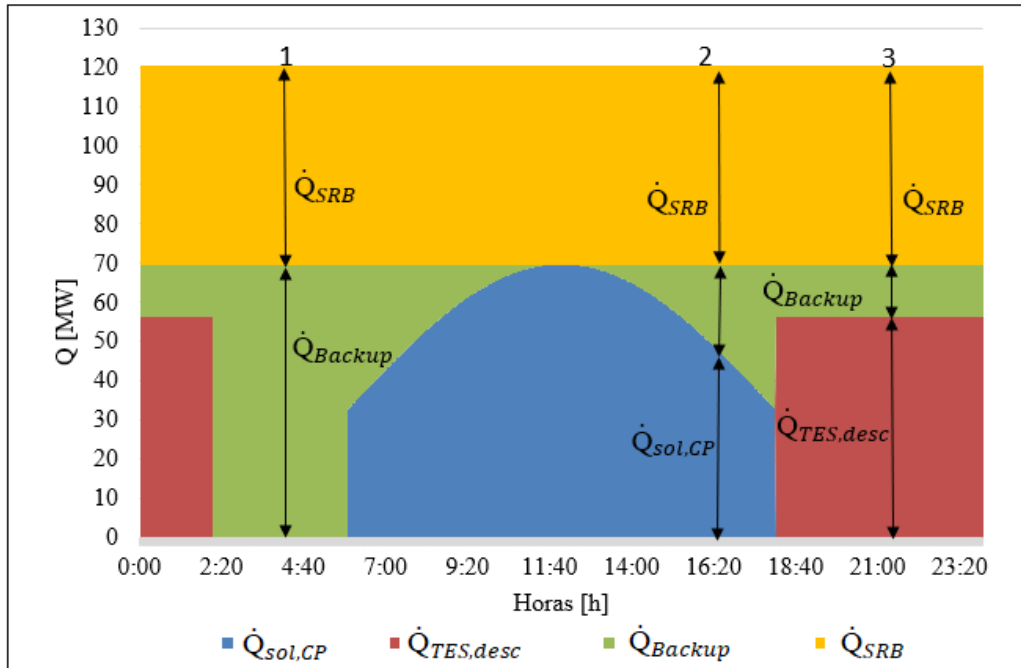


Figura 3.14 - Distribuição do fornecimento de energia ao ciclo de potência em um dia típico do mês de outubro, para o Esquema A (Fonte: Autor)

No ponto de operação 1, o ciclo de potência é abastecido energeticamente exclusivamente pelos sistemas à biomassa (*backup* e *superaquecedor/reaquecedor*), devido ao completo descarregamento do sistema de armazenamento, e a ausência de energia solar. No ponto de operação 2, o ciclo de potência recebe energia oriunda do campo solar, complementada pelo *backup*, e com o uso do *superaquecedor/reaquecedor* de biomassa para ser alcançado o estado de entrada da turbina desejado. Por fim, no ponto de operação 3 o ciclo de potência recebe a energia do descarregamento da TES, complementada pelo *backup*, e com o *superaquecedor/reaquecedor* de biomassa em operação.

Com o intuito de se obter uma estimativa da quantidade de sal fundido que seria necessário para alcançar-se a autonomia determinada do sistema de armazenamento, realizou-se o cálculo em ponto de projeto, baseado na distribuição da irradiância, $\dot{Q}_{TES,carreg}(t)$. Com a integração da equação desta distribuição, pode-se obter uma carga térmica total (E_{arm}) em MJ, e aplica-la na Equação (79), considerando o calor específico à pressão constante de acordo com a Tabela 3.8. A partir destes cálculos, foi obtido uma quantidade de aproximadamente 9.932 toneladas de sal para o Esquema A, e 6.487 toneladas de sal para o Esquema B.

$$M_{\text{sal}} = \frac{E_{\text{arm}}}{C_{P,\text{sal}}(T_{\text{TQ}} - T_{\text{TF}})} \quad (79)$$

Para a determinação do fator de capacidade da planta, também se fez necessário o uso da análise transiente. A Figura 3.15 mostra a potência nominal média gerada pela usina a cada mês. O *backup* permite uma geração de potência contínua ao longo do dia, evitando variações de geração de potência na turbina. Com estes dados, pode-se calcular o fator de capacidade, que resultou em um valor de 82,2%.

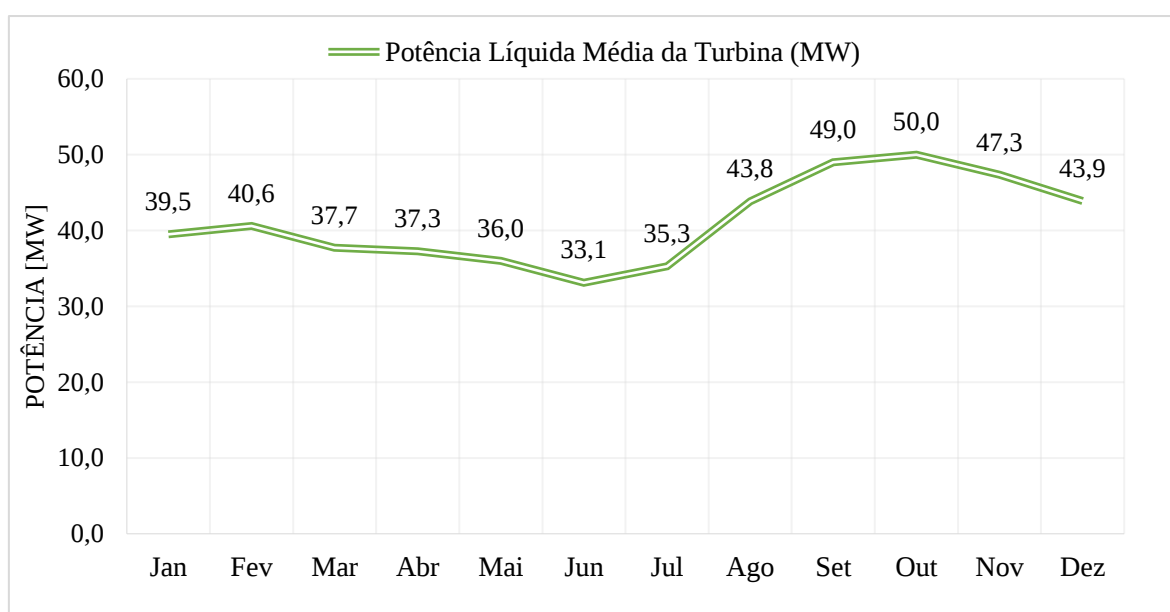


Figura 3.15– Potência líquida média da turbina avaliada mensalmente (Fonte: Autor)

Sem o uso do *backup*, o fator de capacidade, calculado segundo Gauché et al. (2017), seria de apenas 54,7%, o que mostra a importância do sistema de *backup*, além da estabilização na geração de potência.

Com o intuito de validar o modelo de cálculo que foi aplicado no presente trabalho, realizou-se um benchmarking com dados de usinas solares reais, extraídos do NREL (2019). As usinas que foram selecionadas são as que possuem uma quantidade maior de informações acerca de seus parâmetros operacionais (latitude e longitude local, potência nominal, autonomia da TES, irradiação solar média, eficiência do ciclo de potência e área de superfície coletora). Os dados operacionais de tais usinas estão expostos na Tabela 3.13.

Tabela 3.13 – Dados operacionais de usinas CSP de calhas parabólicas (Fonte: NREL, 2019)

Usina Solar	Latitude	Longitude	Potência Líquida (MW)	Eficiência do Ciclo de Potência	Autonomia TES (h)	Área Coletora (m ²)
Andasol	37,23	-3,07	50	38,1 %	7,5	510120
Borges Termosolar	41,53	0,80	22,5	37%	-	183120
SEGS VI	35,01	-117,56	30	37,5%	-	188000
SEGS XI	35,03	-117,35	80	37,6%	-	483960
Ibersol	38,64	-3,97	50	38,9%	-	287760
La Dehesa	38,95	-6,46	50	38,13%	7,5	552750

Utilizamos como parâmetro comparativo a área de superfície coletora. O gráfico da Figura 3.16 apresenta os valores das áreas calculadas, e os erros em tais valores, ao comparamos com os dados reais das usinas que foram expostos na Tabela 3.13.

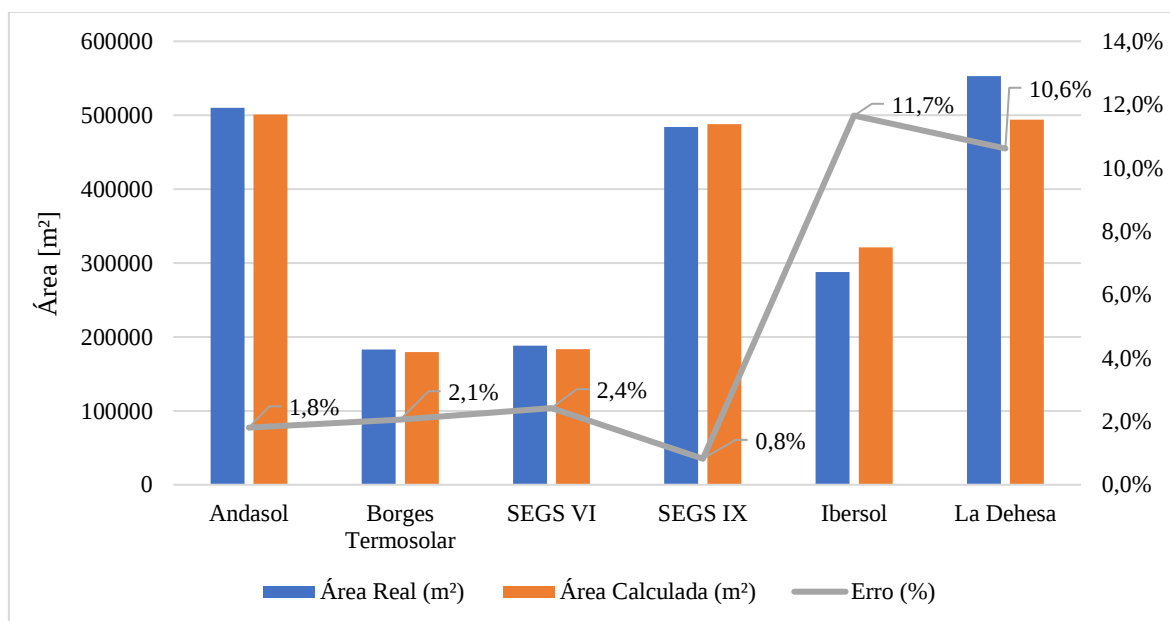


Figura 3.16 – Erro entre área real da usina solar e da área calculada (Fonte: Autor)

O erro médio envolvido nos cálculos segundo a metodologia prescrita foi de 4,9%. Pode-se observar que os cálculos para as usinas Andasol, Borges, SEGS VI e SEGS IX foram bastante precisos, contudo, houveram erros consideráveis nos cálculos das usinas Ibersol, La

Dehesa. Estes erros podem estar associados à diversos fatores como imprecisão dos dados de irradiação global e difusa obtidos através de satélite, e também a diferentes critérios de projeto, no que tange a definição da irradiância de projeto, eficiência dos coletores e do ciclo de potência, bem como o cálculo mais preciso das perdas térmicas ao longo do campo solar e nos tanques de armazenamento.

Para efeitos comparativos, a Tabela 3.14 apresenta um resumo dos principais parâmetros de projeto aqui discutidos, calculados para ambos os esquemas.

Tabela 3.14 – Comparativo de parâmetros de projeto para as usinas segundo os Esquemas A e B (Fonte: Autor)

Resumo - Cálculos do Dimensionamento da Usina		
Parâmetros de Projeto	Esquema A	Esquema B
Temperatura de Entrada da Turbina	385 °C	550 °C
Eficiência do Ciclo de Potência	37,47%	41,52 %
Temperatura média do HTF do Campo solar	292,5 °C	270 °C
Eficiência do coletor (KUTSCHER; BURKHOLDER; STYNES, 2012)	54,85%	55,25%
Múltiplo Solar	1,66	1,66
Área de Superfície Coletora	561757 m ²	291403 m ²
Fator de Capacidade	82,2%	82,2%
Massa de sal no Sistema de Armazenamento térmico	9932 ton	6487 ton
Energia Solar Total	7808,4 GJ	4080,1 GJ
Bioenergia Total	3719,2 GJ	5622,8 GJ

Com a aplicação do Esquema B, pode-se observar um substancial aumento na temperatura de entrada da turbina, o que acarretou em um ganho de eficiência para o ciclo de potência da ordem de 4%. A temperatura média do óleo térmico do campo solar também sofreu uma redução, tendo em vista que o óleo térmico, no sistema com superaquecimento de biomassa, é utilizado apenas no preaquecimento e na geração de vapor, que ocorrem em

temperaturas mais amenas. Essa diminuição de temperatura do óleo térmico acarreta também em um ganho de eficiência do coletor solar, pois as perdas térmicas são atenuadas em temperaturas de trabalho mais baixas. O conjunto destas modificações, resulta em uma diminuição na área de superfície coletora em torno de 48%, bem como uma redução de aproximadamente 35% na massa de sal necessária no sistema de armazenamento, tem-se nesta proposta um ciclo de potência e sistema coletor mais eficiente, além da carga térmica do superaquecimento e reaquecimento do vapor direcionada para o sistema de combustão direta da biomassa. É possível observar também uma redução na carga térmica total requerida de 15,84% com a aplicação do Esquema B.

Os gráficos da Figura 3.17 mostram a proporção de fonte energética para os Esquemas A e B, respectivamente. O Esquema B apresentou uma proporção maior de energia oriunda de biomassa do que solar, enquanto o Esquema A é majoritariamente abastecido por energia solar.

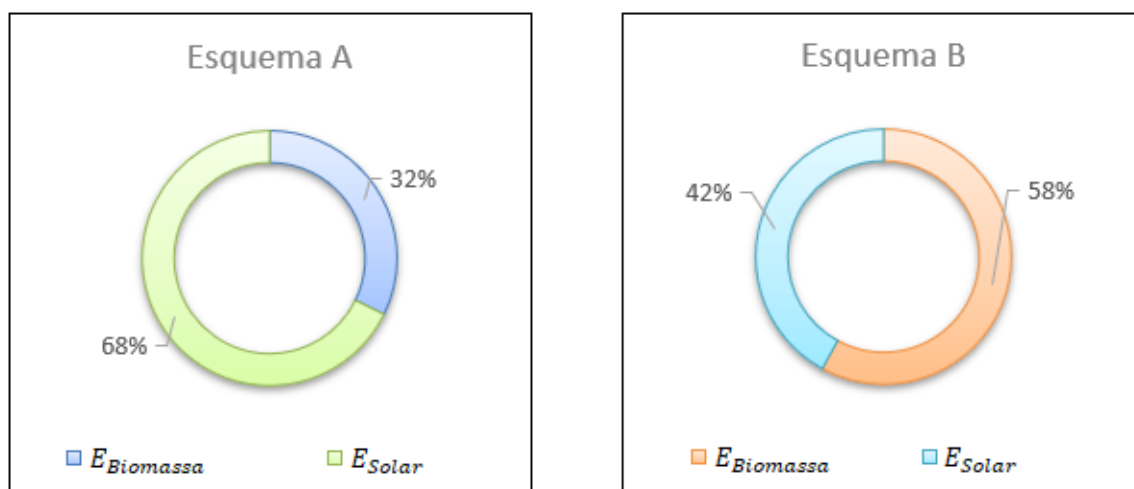


Figura 3.17 – Proporção do fornecimento de energia para a usina nos esquemas A e B
(Fonte: Autor)

CAPÍTULO IV

TESTE EXPERIMENTAL COM BIOMASSA

4.1 CARACTERIZAÇÃO DA BIOMASSA E ESTIMATIVA DE CONSUMO

Testes para caracterização das biomassas das cascas de abacaxi (*Ananas comosus*) e de mandioca (*Manihot esculenta*) foram realizados no Laboratório de Materiais e Química Ambiental do Centro de Energias Alternativas e Renováveis da Universidade Federal da Paraíba.

Foi realizado uma análise imediata com o intuito de determinar-se o teor de umidade, teor de cinzas e o percentual de material volátil das amostras. Também foi realizado uma análise do poder calorífico superior (PCS), utilizando uma bomba calorimétrica IKA C200 seguindo a norma ASTM D5865. Uma balança de umidade AND MF-50 foi utilizada para obtenção do teor de umidade com as amostras *in natura* (base úmida).

Para a obtenção do teor de cinzas, segundo a norma ASTM E1755, é necessário tratar a biomassa em base seca. As amostras passaram inicialmente por um processo de secagem em uma estufa com circulação de ar a 105°C. Posteriormente, passaram por um processo de moagem, seguido de peneiramento em uma peneira granulométrica de 100 *mesh*. A amostra foi inserida no Forno Mufla, sendo aquecida da temperatura ambiente até 250 °C, a uma taxa de 10 °C por minuto, permanecendo nesta temperatura por 30 minutos. Em seguida, a temperatura do forno foi elevada a 575 °C (na mesma taxa de aquecimento), na qual a amostra permaneceu por 2 horas. Ao fim deste processo, as amostras foram colocadas no

dessecador para resfriamento e pesadas em uma balança de precisão, para posterior realização dos cálculos.

Para obtenção do teor de materiais voláteis, segundo a norma ASTM E872, também é necessário tratar a biomassa em base seca. As novas amostras passaram então pelo mesmo processo de secagem, moagem e peneiramento, descritos anteriormente. O Forno Mufla é aquecido até 950 °C, onde as amostras são inseridas no forno por 2 minutos com porta aberta, e passam 5 minutos dentro do forno com porta fechada. Ao fim deste processo, as amostras são colocadas no dessecador para resfriamento e pesadas em uma balança de precisão para posterior realização dos cálculos.

A Tabela 4.1 apresenta os resultados da análise imediata, bem como da análise do PCS para as amostras, com o respectivo cálculo das médias aritméticas e desvios padrões.

Tabela 4.1 - Resultados da análise imediata e do PCS para as amostras de casca de abacaxi e mandioca (Fonte: Autor)

Análise Imediata (ASTM E1755/E872)				
Parâmetros	Casca de Abacaxi		Casca de Mandioca	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
Teor de Umidade	78,83%	5,08%	63,95%	4,35%
Cinzas	5,00%	0,05%	24,50%	0,49%
Material Volátil	74,22%	0,38%	64,23%	0,36%
PCS (MJ/kg)	16,33	0,12%	13,21	0,01%

A casca da mandioca apresentou um alto percentual de cinzas e uma menor quantidade de material volátil do que a casca do abacaxi, além de um menor PCS. Estes fatores fazem com que a mandioca possua um menor potencial energético.

Para a obtenção do poder calorífico inferior (PCI), recorreu-se à uma revisão bibliográfica. A Tabela 4.2 apresenta os valores para os parâmetros da análise imediata, além do poder calorífico superior e inferior encontrados na literatura, em referência às biomassas de abacaxi e mandioca.

Tabela 4.2 - Revisão bibliográfica da análise imediata e poder calorífico do abacaxi e da mandioca (Fonte: Autor)

	PCS (MJ/kg)	PCI (MJ/kg)	Umidade (%)	Cinzas (%)	Material Volátil (%)	Hidrogênio (%)	Referências
Casca de Abacaxi	17,67	-	-	5,86	73,88	-	ALBUQUERQUE; GOMES; ANDERSEN, 2018
	17,77	17,44	5,64	4,62	88,94	6,07	SANTOS, 2018
	15,25	-	78,87*	5,43	76,58	-	RASUL et al., 2017
	15,2	14,85	-	-	-	6,4	NANDA et al., 2016
	16,36 - 16,45	-	7,9 - 8,1	14 - 16	86,4 - 86,6	-	GARCÍA et al., 2012
Bagaço de Abacaxi	18,18	-	-	3,80	77,52	-	ALBUQUERQUE; GOMES; ANDERSEN, 2018
	23,27	-	76,47*	13,05	75,91	-	RASUL et al., 2017
Coroa do Abacaxi	17,59	17,28	3,64	6,92	88,16	5,81	(SANTOS, 2018)
	18,93	18,62	8,96	5,22	78,84	5,81	BRAGA et al., 2015
Mandioca	17,21	16,86	9,62	2,91	85,87	6,44	VEIGA et al., 2016
	19,71	19,37	11,93	5,03	78,83	6,33	PATTIYA, 2011 apud VEIGA et al., 2016
	18,40 - 18,70	18,07 - 18,34	8,5 - 9,6	3,50 - 4,50	77,80 - 78,90	6,10 - 6,20	DÍAZ-RAMÍREZ et al., 2012
	21,7	20,0 ^a	-	7,3	81,9	7,6	SIRIJANUSORN; SRIPRATEEP; PATTIYA, 2013
	20,0	18,5 ^a	-	4,1	77,8	6,7	HILTEN et al., 2009

* - Obtido em base úmida.

a - Valor fornecido diretamente no trabalho.

O PCI em todos os trabalhos mostrados na Tabela 4.2 foi calculado segundo Oliveira (2014), de acordo com a Equação (80).

$$PCI = PCS - 600 \left(\frac{9.H\%}{100} \right) \quad (80)$$

É possível observar que o PCS para a casca do abacaxi nas referências se assemelha ao determinado no presente trabalho. Contudo, o PCI para a casca do abacaxi só pode ser determinado em duas referências, as quais obtiveram por análise elementar o teor de hidrogênio desta biomassa. O PCI médio para a casca do abacaxi foi de 16,14 MJ/kg.

Acerca da biomassa de mandioca, os valores tiveram uma dispersão maior com relação aos testes realizados. Tal discrepância pode estar relacionada à qual parte da biomassa de mandioca foi analisada, tendo em vista que no presente trabalho foi apenas realizado a análise da casca da mandioca.

Apesar de vários estudos terem sido realizados acerca da combustão de resíduos agrícolas, nenhum estudo sobre a combustão direta dos resíduos de mandioca foi realizado até o presente momento (RODRIGUES et al., 2018).

Com base nos resultados da análise imediata e de poder calorífico, e também na revisão bibliográfica realizada, iremos considerar a biomassa de abacaxi como fonte energética para o presente trabalho.

Para obter uma estimativa do consumo de biomassa em ponto de projeto, calculou-se a energia total requerida no *backup*, para o Esquema A, e no *backup* somado ao superaquecedor/reaquecedor à biomassa para o Esquema B, através da integração no tempo da distribuição de calor instantâneo ao longo do dia. Com a carga térmica determinada e o valor do PCI, calculou-se a quantidade de biomassa necessária para suprir o sistema através da Equação (81) e (82) para os esquemas A e B, respectivamente.

$$M_{\text{bio,A}} = \frac{E_{\text{backup}}}{\text{PCI}_{\text{bio}}} \quad (81)$$

$$M_{\text{bio,B}} = \frac{E_{\text{backup}} + E_{\text{SRB}}}{\text{PCI}_{\text{bio}}} \quad (82)$$

Com esta análise, obteve-se uma estimativa de um consumo de 230 toneladas por dia de biomassa de casca de abacaxi para operação em um dia típico do mês de projeto no Esquema A, e um consumo de aproximadamente 348 toneladas por dia para o projeto do Esquema B.

Levando em consideração a quantidade considerável de biomassa de abacaxi requerida para o funcionamento da usina nas condições de projeto, associada ao fato de que o abacaxi ser produzido em maior quantidade na região litorânea do estado, fica claro que o uso desta única biomassa como fonte de energia para estes sistemas é inviável. Deve-se utilizar então outras biomassas no sistema de combustão direta, tornando a usina mais flexível e viável de ser implementada.

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO

O presente trabalho demonstrou a modelagem termodinâmica de uma usina híbrida CSP-biomassa, com armazenamento térmico, e a viabilidade técnica de sua instalação na região semiárida do estado da Paraíba. A região possui bons índices de DNI, e uma distribuição ao longo do ano não muito variável, tornando a região propícia para o aproveitamento de energia solar. Buscou-se realizar um estudo comparativo entre uma usina CSP típica, segundo o modelo da Usina Andasol, e uma usina híbrida que realize o superaquecimento/reaquecimento através da combustão direta de biomassa.

Pode-se observar que a hibridização do sistema cumpriu seus objetivos de trazer maior eficiência para o sistema de coletores de calhas parabólicas, fazendo-os trabalhar em temperaturas mais baixas, além de aumentar a eficiência do ciclo Rankine, tendo em vista que com o superaquecimento e reaquecimento à biomassa, é possível atingir temperaturas bem elevadas, limitadas apenas pelas características tecnológicas da turbina. A biomassa também foi utilizada no sistema de *backup*, o qual permitiu uma geração de potência estável na turbina, que é uma condição operacional mais favorável para este equipamento, além de causar um aumento no fator de capacidade da usina.

Através de uma análise transiente, foi possível realizar uma estimativa do consumo de biomassa da usina, além de permitir os cálculos do fator de capacidade, e também do sistema de armazenamento térmico.

Maiores eficiências do campo solar e do ciclo de potência, além da redução da carga térmica do campo solar, permitiram uma redução na área de superfície coletora de aproximadamente 48%, além da redução da massa de sal fundido requerida no sistema de

armazenamento por volta de 35%. Contudo, o preço a se pagar por esta modificação é um aumento de 51% no consumo de biomassa, tornando assim, a usina majoritariamente abastecida por biomassa.

Todos estes fatores fazem com que a usina possua uma melhor eficiência global de operação, ao ser comparada com uma usina que realize o superaquecimento e o reaquecimento com o óleo térmico aquecido pelo campo solar.

Com o intuito de validar os cálculos da modelagem do campo solar, os mesmos cálculos foram aplicados para a determinação da área de superfície coletora em localidades nas quais existem usinas CSP, segundo a base de dados do NREL. Foi possível observar um erro médio de 4,9% na implementação da metodologia descrita para tais localidades. Logo, pode-se concluir que a metodologia de projeto adotada acarreta em uma boa aproximação dos projetos reais.

Para trabalhos futuros, sugere-se realizar uma análise da viabilidade do uso de um condensador evaporativo para geração de água, devido à necessidade regional de água potável e, assim, obter-se um sistema de cogeração, e também analisar a viabilidade do uso de condensadores a ar, causando assim uma diminuição no consumo de água da usina.

Também sugere-se realizar uma análise mais profunda, tomando como base os conceitos de transferência de calor, acerca das perdas em cada componente do sistema, segundo as condições específicas da localidade.

Sugere-se ainda, a realização de uma análise da vegetação e agricultura local, além da caracterização destas, para utilizar na usina uma biomassa mais propícia da região, que acarrete em uma diminuição dos custos logísticos e de estocagem da biomassa. Seria interessante também realizar-se uma análise econômica e termoeconômica acerca do investimento desta usina.

REFERÊNCIAS

AESA. **Agência Executiva de Gestão das Águas do Estado da Paraíba**. Últimos volumes informados dos açudes. Disponível em: <http://www.aesa.pb.gov.br/aesa-website/monitoramento/ultimos-volumes/>. Acessado em maio de 2019.

ALBUQUERQUE, J. G.; GOMES, B. F. M. L.; ANDERSEN, S. L. F. Resíduos sólidos do processamento do abacaxi (ananas comosus L. Merrill) como potencial fonte alternativa de energia. , p. 100–103, 2018.

ANDRADE GUERRA, J. B. S. O. DE; DUTRA, L.; SCHWINDEN, N. B. C.; ANDRADE, S. F. DE. Future scenarios and trends in energy generation in Brazil: Supply and demand and mitigation forecasts. **Journal of Cleaner Production**, v. 103, p. 197–210, 2015.

BATUECAS, E.; MAYO, C.; DÍAZ, R.; PÉREZ, F. J. Life Cycle Assessment of heat transfer fluids in parabolic trough concentrating solar power technology. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 171, n. June, p. 91–97, 2017.

BONK, A.; SAU, S.; URANGA, N.; HERNAIZ, M.; BAUER, T. Advanced heat transfer fluids for direct molten salt line-focusing CSP plants. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 67, p. 69–87, 2018.

BRAGA, R. M.; QUEIROGA, T. S.; CALIXTO, G. Q.; ALMEIDA, H. N.; MELO, D. M. A.; MELO, M. A. F.; FREITAS, J. C. O.; CURBELO, F. D. S. The energetic characterization of pineapple crown leaves. **Environmental Science and Pollution Research**, v. 22, n. 23, p. 18987–18993, 2015.

BREYER, C.; KNIES, G. Global Energy Supply Potential of Concentrating. **SolarPACES 2009**, p. 15–18, 2009.

CAILLAT, S.; VAKKILAINEN, E. Large-scale biomass combustion plants: An overview. . **Biomass Combustion Science, Technology and Engineering**. Elsevier, 2013. 189–224

p.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Thermodynamics: an engineering approach, 8th edition pp. 502-505. , 2015. New York: McGraw-Hill Education.

DEMIR, M. E.; DINCER, I. Development and analysis of a new integrated solar energy system with thermal storage for fresh water and power production. **International Journal of Energy Research**, v. 42, n. 9, p. 2864–2874, 2018.

DÍAZ-RAMÍREZ, M.; BOMAN, C.; SEBASTIÁN, F.; ROYO, J.; XIONG, S.; BOSTRÖM, D. Ash characterization and transformation behavior of the fixed-bed combustion of novel crops: poplar, brassica, and cassava fuels. **Energy & Fuels**, v. 26, n. 6, p. 3218–3229, 2012.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. John Wiley & Sons, 2013.

FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; ZARZA, E.; VALENZUELA, L.; PÉREZ, M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 7, p. 1695–1721, 2010.

FERREIRA, L. R. A.; OTTO, R. B.; SILVA, F. P.; SOUZA, S. N. M. DE; SOUZA, S. S. DE; ANDO JUNIOR, O. H. Review of the energy potential of the residual biomass for the distributed generation in Brazil. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 94, n. April 2017, p. 440–455, 2018.

FORRISTALL, R. **Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver**. National Renewable Energy Lab., Golden, CO.(US), 2003.

FUQIANG, W.; ZIMING, C.; JIANYU, T.; YUAN, Y.; YONG, S.; LINHUA, L. Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 79, n. February, p. 1314–1328, 2017.

GARCÍA, R.; PIZARRO, C.; LAVÍN, A. G.; BUENO, J. L. Characterization of Spanish biomass wastes for energy use. **Bioresource Technology**, v. 103, n. 1, p. 249–258, 2012.

GAUCHÉ, P.; RUDMAN, J.; MABASO, M.; LANDMAN, W. A.; BACKSTRÖM, T. W. VON; BRENT, A. C. System value and progress of CSP. **Solar Energy**, v. 152, p. 106–139,

2017.

GEBREEGZIABHER, T.; OYEDUN, A. O.; HUI, C. W. Optimum biomass drying for combustion - A modeling approach. **Energy**, v. 53, p. 67–73, 2013.

GIGLIO, A.; LANZINI, A.; LEONE, P.; RODRÍGUEZ GARCÍA, M. M.; ZARZA MOYA, E. Direct steam generation in parabolic-trough collectors: A review about the technology and a thermo-economic analysis of a hybrid system. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 74, n. January, p. 453–473, 2017.

GÜNTHER, M.; JOEMANN, M.; CSAMBOR, S. Parabolic trough technology. **Advanced CSP Teaching Materials**, 2011.

HILTEN, R. N.; BIBENS, B. P.; KASTNER, J. R.; DAS, K. C. In-line esterification of pyrolysis vapor with ethanol improves bio-oil quality. **Energy & Fuels**, v. 24, n. 1, p. 673–682, 2009.

HOSTE, G.; SCHUKNECHT, N. Thermal Efficiency Analysis of SkyFuel's Advanced, Large-aperture, Parabolic Trough Collector. **Energy Procedia**, v. 69, p. 96–105, 2015.

ISLAM, M. T.; HUDA, N.; ABDULLAH, A. B.; SAIDUR, R. A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, n. April, p. 987–1018, 2018.

KABIR, E.; KUMAR, P.; KUMAR, S.; ADELODUN, A. A.; KIM, K. H. Solar energy: Potential and future prospects. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, n. August 2017, p. 894–900, 2018.

KALOGIROU, S. A. **Solar energy engineering: processes and systems**. Academic Press, 2013.

KUTSCHER, C.; BURKHOLDER, F.; KATHLEEN STYNES, J. Generation of a parabolic trough collector efficiency curve from separate measurements of outdoor optical efficiency and indoor receiver heat loss. **Journal of solar energy engineering**, v. 134, n. 1, 2012.

LOO, S. VAN; KOPPEJAN, J. **The handbook of biomass combustion and co-firing**. Earthscan, 2012.

LOVEGROVE, K.; STEIN, W. **Concentrating solar power technology: principles, developments and applications**. Elsevier, 2012.

MANDØ, M. Direct combustion of biomass. . **Biomass Combustion Science, Technology and Engineering**. Elsevier, 2013. 61–83 p.

MANIKANDAN, G. K.; INIYAN, S.; GOIC, R. Enhancing the optical and thermal efficiency of a parabolic trough collector – A review. **Applied Energy**, v. 235, n. August 2018, p. 1524–1540, 2019.

MARAFON, A. C.; SANTIAGO, A. D.; AMARAL, A. F. C.; BIERHALS, A. N.; PAIVA, H. L.; GUIMARAES, V. DOS S. Uso da Biomassa para a geração de energia. **Embrapa Tabuleiros Costeiros-Docmentos (INFOTECA-E)**, 2016.

MCKENDRY, P. Energy production from biomass (part 1): Overview of biomass. **Bioresource Technology**, v. 83, n. 1, p. 37–46, 2002.

MEYER, R.; SCHLECHT, M.; CHHATBAR, K. Solar resources for concentrating solar power (CSP) systems. . **Concentrating Solar Power Technology**. 2012. 68-e2 p.

MIRANDA, R. L. DE; MARTINS, E. M.; LOPES, K. A potencialidade energética da biomassa no Brasil. **Desenvolvimento Socioeconômico em Debate**, v. 5, n. 1, p. 94, 2019.

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**, v. 83, n. 12, p. 2165–2176, 2009.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, John Wiley & sons. **Inc: London**, 2006.

NANDA, S.; ISEN, J.; DALAI, A. K.; KOZINSKI, J. A. Gasification of fruit wastes and agro-food residues in supercritical water. **Energy Conversion and Management**, v. 110, p. 296–306, 2016.

OLIVEIRA, S. Avaliação Energética Da Biomassa Do Bagaço De Cana De Açúcar Em Diferentes Indústrias Sucroenergéticas. , 2014. Dissertação de Mestrado Profissional. Instituto Tecnológico de Aeronáutica

PADILLA, R. V. **Simplified methodology for designing parabolic trough solar power plants**. University of South Florida, 2011.

PELAY, U.; LUO, L.; FAN, Y.; STITOU, D.; ROOD, M. Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 79,

n. March, p. 82–100, 2017.

PETERSEIM, J. H.; TADROS, A.; HELLWIG, U.; WHITE, S. Increasing the efficiency of parabolic trough plants using thermal oil through external superheating with biomass. **Energy Conversion and Management**, v. 77, p. 784–793, 2014.

PLATZER, W.; HILDEBRANDT, C. Absorber materials for solar thermal receivers in concentrating solar power (CSP) systems. . **Concentrating Solar Power Technology**. 2012. 469–494 p.

RASUL, M. G.; ANWAR, T. BIN; ZAMAN, S.; BUBLI, S. Y.; KABIR, K. B.; AHMED, S. CHARACTERIZATION OF LOCAL BIOMASS AND MUNICIPAL SOLID WASTE TO ASSESS THE POTENTIAL AS FUELS AND CHEMICALS. , 2017.

RENDEIRO, G. **Combustão e gasificação de biomassa sólida**. Ministério de Minas e Energia (MME), 2008.

RODRIGUES, A. L. P.; CRUZ, G.; SOUZA, M. E. P.; GOMES, W. C. Application of cassava harvest residues (*Manihot esculenta* Crantz) in biochemical and thermochemical conversion process for bioenergy purposes: A literature review. **African Journal of Biotechnology**, v. 17, n. 3, p. 37–50, 2018.

SANTOS, M. L. G. **Processo pirolítico da biomassa residual do abacaxi**. 2018. Universidade de Ribeirão Preto, 2018.

SATTLER, J.; HOFFSCHMIDT, B.; GÜNTHER, M.; JOEMANN, M.; AJIB, S.; ANTHRAKIDIS, A.; BOURA, C. T.; FABER, C.; GÖTTSCHE, J.; LAING, D. **Thermal Energy Storage**. Technical report, Deutsches Zentrum für Luft-und Raumfahrt-DLR, 2015.

SIRIJANUSORN, S.; SRIPRATEEP, K.; PATTIYA, A. Pyrolysis of cassava rhizome in a counter-rotating twin screw reactor unit. **Bioresource Technology**, v. 139, p. 343–348, 2013.

SONNTAG, R. E.; WYLEN, G. J. VAN; BORGNAKKE, C. **Fundamentals of thermodynamics**. Wiley, 2008.

STEKLI, J.; IRWIN, L.; PITCHUMANI, R. Technical challenges and opportunities for concentrating solar power with thermal energy storage. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications**, v. 5, n. 2, p. 21011, 2013.

SUTTER, F.; FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; WETTE, J.; RECHE-NAVARRO, T. J.; MARTÍNEZ-ARCOS, L. Acceptance criteria for accelerated aging testing of silvered-glass mirrors for concentrated solar power technologies. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 193, n. September 2018, p. 361–371, 2019.

VALENZUELA, L.; LÓPEZ-MARTÍN, R.; ZARZA, E. Optical and thermal performance of large-size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments: A test method and a case study. **Energy**, v. 70, p. 456–464, 2014.

VEIGA, J. P. S.; VALLE, T. L.; FELTRAN, J. C.; BIZZO, W. A. Characterization and productivity of cassava waste and its use as an energy source. **Renewable Energy**, v. 93, p. 691–699, 2016.

VIGNAROOBAN, K.; XU, X.; ARVAY, A.; HSU, K.; KANNAN, A. M. Heat transfer fluids for concentrating solar power systems - A review. **Applied Energy**, v. 146, p. 383–396, 2015.

WELFLE, A. Balancing growing global bioenergy resource demands - Brazil's biomass potential and the availability of resource for trade. **Biomass and Bioenergy**, v. 105, n. 2017, p. 83–95, 2017.

XU, X.; VIGNAROOBAN, K.; XU, B.; HSU, K.; KANNAN, A. M. Prospects and problems of concentrating solar power technologies for power generation in the desert regions. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 53, p. 1106–1131, 2016.

ZHANG, H. L.; BAEYENS, J.; DEGRÈVE, J.; CACÈRES, G. Concentrated solar power plants: Review and design methodology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 466–481, 2013.