



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO GERMANO MARQUES DE SOUSA PONTE

**VIABILIDADE TÉCNICA E FINANCEIRA DE USINA SOLAR TÉRMICA DE 1 MW
COM MÓDULO RANKINE ORGÂNICO: ESTUDO DE CASO PARA O NORDESTE
BRASILEIRO**

FORTALEZA

2019

JOÃO GERMANO MARQUES DE SOUSA PONTE

VIABILIDADE TÉCNICA E FINANCEIRA DE USINA SOLAR TÉRMICA DE 1 MW COM
MÓDULO RANKINE ORGÂNICO: ESTUDO DE CASO PARA O NORDESTE
BRASILEIRO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica
do Centro de Tecnologia da Universidade
Federal do Ceará, como requisito parcial à
obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Alexandre
Costa Rocha

FORTALEZA

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

P857v Ponte, João Germano Marques de Sousa.

Viabilidade técnica e financeira de usina solar térmica de 1 mw com módulo rankine orgânico: estudo de caso para o Nordeste brasileiro / João Germano Marques de Sousa Ponte. – 2019.
50 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2019.

Orientação: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha.

1. Termossolar. 2. Viabilidade Técnico-Financeira. 3. Rankine Orgânico. 4. Nordeste. I. Título.

CDD 620.1

JOÃO GERMANO MARQUES DE SOUSA PONTE

VIABILIDADE TÉCNICA E FINANCEIRA DE USINA SOLAR TÉRMICA DE 1 MW COM
MÓDULO RANKINE ORGÂNICO: ESTUDO DE CASO PARA O NORDESTE
BRASILEIRO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica
do Centro de Tecnologia da Universidade
Federal do Ceará, como requisito parcial à
obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em:

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Profa. Dra. Carla Freitas de Andrade
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. André Valente Bueno
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Àqueles que desejam, não só passar por este mundo, como deixar algo de positivo antes de partir.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha por me orientar no meu trabalho de conclusão de curso e por ser o tutor do meu tempo de bolsista no PET.

À minha mãe Ana Bina Teresa por todos os ensinamentos ao longo da minha vida e por nunca me permitir duvidar da minha própria capacidade. À minha irmã Fernanda por se manter sempre como uma parceira incontestável ao meu lado. Ao meu pai João Frederico por todo o suporte nessa minha caminhada. Vocês três formaram o que, hoje, é a minha essência e sempre vou ser grato por isso.

Aos meus grandes amigos de graduação Caio, Gaúcho, Igor, Isabela, Ítalo, Iury, Joel, Lucas, Luis Ricardo, Mônica, Rafael e Tales que ajudaram a tornar toda essa experiência mais completa e feliz. Aos meus amigos do Falange Coral que marcaram as minhas histórias mais antigas e ainda marcam as de hoje Arthur, Bruno, Diego, Eugênio, Gustavo, Luiz, Matheus, Toin e Vicente. À Clara que foi uma grande fonte de apoio e companheirismo nessa caminhada. Às minhas amigas Sara e Paula em quem sempre encontrei ótimas companhias.

A todos os meus colegas de curso e companheiros de PET, LEECA, LAERO e Diferencial Jr que, de diferentes maneiras, compuseram bem os meus anos na UFC.

A todos os meus professores que da UFC, em especial o Prof. Dr. Clodoaldo pelos ensinamentos nos tempos de LEECA, a Profa. Dra. Carla e o Prof. Dr. Claus que me guiaram nos tempos de LAERO e a Profa. Dra. Maria Alexandra que foi grande exemplo de humildade e competência além de ter sempre se colocado à disposição em diversas situações.

Aos meus amigos de Enel Geração Fortaleza por todo o aprendizado neste tempo de tanto crescimento pessoal e profissional, em especial os meus companheiros de Operação Thiago, Adriano, Italo, Luis e Ivan. Por todo o apoio para ir aonde o meu potencial permite e por me ensinarem tantas coisas que "na universidade não se ensina".

“Embora seja sempre bom acreditar em si mesmo,
uma ajudinha dos outros pode ser uma grande
benção.”

(Tio Iroh)

RESUMO

No presente trabalho, realizou-se a simulação de uma usina termossolar de 1 MWe de coletores parabólicos que utiliza o ciclo Rankine Orgânico para a conversão da energia térmica em energia elétrica. Os dados solares utilizados são provenientes de uma estação meteorológica da cidade de Fortaleza no Ceará, estado do Nordeste brasileiro. Foi simulado um ano de operação com base em dados horários de irradiância. Foram consideradas 10 configurações diferentes para a planta, variando a quantidade de coletores solares e o emprego ou não de um sistema de armazenamento térmico. Ao final, os resultados técnicos e financeiros obtidos para cada configuração foram comparados e uma configuração ótima para os parâmetros e considerações adotados foi definida. Com uma geração anual de 4995,60 MWh, uma eficiência total de 12,54% e um tempo de retorno de investimento de 33,4 anos (considerando o PLD como valor de venda da energia), a melhor configuração alcançada foi de 100 coletores com um armazenamento de 53 MWh. Além disso, foram comparados os investimentos dos diferentes componentes da usina, identificando o campo solar como o componente mais caro, o qual representa 77,7% do investimento inicial da configuração proposta.

Palavras-chave: Termossolar. Viabilidade Técnico-Financeira. Rankine Orgânico. Nordeste.

ABSTRACT

In this study, a 1 MWe parabolic trough concentrating solar power plant using an Organic Rankine Cycle to convert thermal power into electrical was simulated. The solar data used is from Fortaleza, the capital city of Ceará, a state in the northeast region of Brazil. The simulation was year-round and used hourly acquired data. 10 different configurations differing in number of collectors and use or not of thermal energy storage were considered and, by the end of the study, according to the technical and financial results, one best configuration was defined. With an annual energy generation of 4995,60 MWh, a 12,54% total efficiency and a payback of 33,4 years, the best defined configuration was the one with 100 collector assemblies and 53 MWh storage system. Besides that, the cost of the various components were compared to define the most expensive to the power plant, being the collectors acquisition the biggest cost, which represents 77,7% of the total initial cost.

Keywords: Concentrating Solar Power. Viability. Organic Rankine Cycle. Brazilian Northeast.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – A Estrutura do Sol.	17
Figura 2 – Relações Sol-Terra.	18
Figura 3 – Radiações Direta e Difusa.	19
Figura 4 – Ângulos Solares.	20
Figura 5 – Conversão de Energia Solar Térmica.	22
Figura 6 – Campo solar da SEGS IV.	23
Figura 7 – Coletor Solar Parabólico.	23
Figura 8 – Coletor Parabólico Esquemático.	24
Figura 9 – Limpeza dos coletores parabólicos na usina Shams I.	25
Figura 10 – Tubo Receptor.	26
Figura 11 – Fluxo de Calor no Tubo Receptor.	26
Figura 12 – Ciclo Rankine.	28
Figura 13 – Diagrama temperatura-entropia de um Ciclo Rankine Ideal.	28
Figura 14 – Curva de Carga do SIN em 14/06/2018.	30
Figura 15 – Sistema de Armazenamento.	31
Figura 16 – Fluxo de Informações do Campo Solar.	33
Figura 17 – $IAM \times \theta$	34
Figura 18 – Sombreamento.	35
Figura 19 – Perda na Ponta do HCE.	36
Figura 20 – Curvas de Energia da Usina	46
Figura 21 – Geração em 24h com e sem armazenamento	46
Figura 22 – Geração de Energia com e sem Armazenamento.	47
Figura 23 – Gasto e Receita após 25 anos.	47
Figura 24 – Payback das Diferentes Configurações.	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características das SEGS I a IX	22
Tabela 2 – Características dos coletores LS-2 e LS-3	24
Tabela 3 – Dados de Projeto do Módulo de Geração Rankine Orgânico	32
Tabela 4 – Parâmetros ópticos típicos e valores de correção para o campo solar	37
Tabela 5 – Entradas utilizadas no modelo de análise de transferência de calor do HCE .	39
Tabela 6 – Coeficientes para a perda de calor do receptor: Vácuo no Envelope	40
Tabela 7 – Coeficientes para a perda de calor do receptor: Ar no Envelope	40
Tabela 8 – Coeficientes para a perda de calor do receptor: Hidrogênio no Envelope . .	40
Tabela 9 – Resultados técnicos após 1 ano de operação - 5 configurações com e sem armazenamento	45
Tabela 10 – Resultados financeiros após 1 ano de operação - 5 configurações com e sem armazenamento	45

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>HCE</i>	<i>Heating Collecting Element</i> /Elemento Coletor de Calor
<i>HTF</i>	<i>Heating Transfer Fluid</i> /Fluido de Transmissão de Calor
<i>SEGS</i>	<i>Solar Energy Generating Systems</i> /Sistemas de Geração de Energia Solar
PLD	Preço de Liquidação das Diferenças

LISTA DE SÍMBOLOS

G_{SC}	Constante Solar
G_{on}	Radiação extraterrestre incidente no plano normal à radiação no n-ésimo dia do ano
n	n-ésimo dia do ano
L_{st}	Longitude do meridiano do fuso horário local
L_{loc}	Longitude do local considerado
ϕ	Latitude
δ	Declinação
β	Inclinação do coletor
γ	Ângulo de azimute
ω	Ângulo horário
θ	Ângulo de incidência
θ_z	Ângulo zenital
α_s	Ângulo de altitude solar
γ_s	Ângulo de azimute solar
$NaNO_2$	Nitrito de sódio
KNO_3	Nitrato de potássio
$NANO_3$	Nitrato de sódio
Q_{abs}	Radiação solar absorvida pelos tubos receptores
DNI	Insolação direta normal ao plano horizontal
IAM	Modificador do ângulo de incidência
η_{field}	Eficiência do campo solar
η_{HCE}	Eficiência do tubo coletor
$SFAvail$	Fração operante do campo solar
W	Abertura do coletor
f	Comprimento focal dos coletores
L_{SCA}	Comprimento de um coletor solar

<i>ColFrac</i>	Fração do tipo de coletor no campo
<i>TrkTwstErr</i>	Erro de rastreamento relacionado ao tipo do coletor
<i>GeoAcc</i>	Precisão geométrica do espelho do coletor
<i>MirRef</i>	Refletividade do espelho
<i>MirCln</i>	Limpeza do espelho
<i>HCEfrac</i>	Fração do tipo de HCE no campo
<i>HCEdust</i>	Perdas devido a sombreamento do HCE por poeira
<i>BelShad</i>	Perda devido a sombreamento do fim do HCE devido a baixas
<i>EnvTrans</i>	Transmissividade do envelope de vidro
<i>HCEabs</i>	Absortividade da superfície seletiva do HCE
<i>HCEmisc</i>	Fator para ajustar outras perdas do HCE
<i>T</i>	Temperatura
<i>HeatLoss</i>	Perda de calor da superfície do receptor por unidade de comprimento
<i>HeatLoss</i>	Perda de calor da superfície do receptor por unidade de área
ΔT	Diferença entre a temperatura média do campo e a temperatura ambiente
<i>Q_{collected}</i>	Energia líquida coletada pelo campo solar
<i>h</i>	Entalpia específica
Δh	Variação da entalpia específica do fluido da entrada até a saída do camposolar
<i>V_{HTF}</i>	Vazão volumétrica do fluido transmissor de calor
ρ	Massa específica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	OBJETIVOS	16
2.1	Objetivo geral	16
2.2	Objetivos específicos	16
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
3.1	Energia Solar	17
3.1.1	<i>O Sol</i>	17
3.1.2	<i>A Constante Solar</i>	18
3.1.3	<i>A Radiação Solar na Terra</i>	18
3.1.4	<i>Horário Solar</i>	19
3.1.5	<i>A Direção da Radiação Direta</i>	20
3.2	Geração de Energia Solar Térmica	21
3.3	Coletores Solares Parabólicos	23
3.3.1	<i>Elemento Coletor de Calor</i>	25
3.4	Módulo de Geração	27
3.4.1	<i>Ciclo Rankine</i>	27
3.4.2	<i>Ciclo Rankine Orgânico</i>	29
3.5	Sistema de Armazenamento Térmico	29
3.5.1	<i>Sistema de Armazenamento Térmico Sensível</i>	30
4	METODOLOGIA	32
4.1	Módulo de Geração	32
4.2	Modelo do Campo Solar	33
4.2.1	<i>Absorção da Radiação</i>	33
4.2.2	<i>Modificador do Ângulo de Incidência (IAM)</i>	34
4.2.3	<i>Sombreamento</i>	35
4.2.4	<i>Perda no Fim do HCE</i>	35
4.2.5	<i>Eficiência do Campo Solar e do HCE</i>	36
4.2.6	<i>Perda de Calor no Receptor</i>	38
4.2.7	<i>Perda de Calor na Tubulação</i>	41
4.2.8	<i>Ganho de Energia no HTF e Aumento de Temperatura</i>	41

4.2.9	<i>Controle de Partida e Vazão do Campo Solar</i>	42
4.3	Sistema de Armazenamento Térmico	43
4.4	Configurações Consideradas	43
4.5	Pessoas Atendidas e CO₂ Evitado	43
4.6	Análise Econômica	43
4.6.1	<i>Investimento da Planta Solar</i>	44
4.6.2	<i>Investimento do Sistema de Armazenamento Térmico</i>	44
4.6.3	<i>Investimento do Módulo de Geração ORC</i>	44
4.6.4	<i>Receita</i>	44
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	45
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	49
	REFERÊNCIAS	50

1 INTRODUÇÃO

O contexto mundial atual, no que tange à geração de energia, é de transição. Por motivos estratégicos, econômicos e ambientais, países de todo o mundo estão procurando investir cada vez mais em geração de energia elétrica por meio de fontes renováveis como eólica e solar. Em 2018, eram 179 os países que possuíam metas nacionais, estaduais ou provinciais de geração renovável. Além disso, 57 países traçaram metas de produzirem 100% da sua eletricidade por meio dessas fontes.

Quando analisados os números relacionados à capacidade instalada de geração renovável, essa tendência mundial se confirma. Entre 2016 e 2017, a capacidade de geração renovável cresceu em 178 GW. As gerações hidrelétrica, solar fotovoltaica e eólica cresceram 19, 99 e 52 GW respectivamente (REN21, 2018). As três fontes citadas já estão firmadas como protagonistas para os próximos anos. Contudo, outras fontes merecem atenção e podem ganhar importância em muitos países. São algumas delas: solar térmica, geotérmica e térmica utilizando biocombustíveis.

O Brasil está alinhado com a tendência mundial, tendo 85,9% de geração renovável dividida em 67,5% de hidrelétrica, 8,8% de eólica, 8,5% de biomassa e 1,1% de solar fotovoltaica. Além disso, o potencial do país para a evolução nessas fontes é bastante elevado e as projeções de crescimento são positivas (ONS, 2018).

Apesar dos benefícios já conhecidos, a geração eólica e solar trazem, também, um grande desafio para os operadores do sistema. Essas fontes geram uma grande instabilidade na disponibilidade da rede, já que variam largamente com a disponibilidade dos seus recursos fonte. Assim, tanto o armazenamento de energia quanto as usinas geradoras térmicas têm ganhado visibilidade como meios de estabilização do sistema. Em meio a esse cenário, a geração solar térmica, por ser usualmente empregada com o uso de sistemas de armazenamento, pode desempenhar um papel importante na composição da matriz energética mundial, embora tenha-se configurado apenas 4,8 GW de capacidade instalada desta tecnologia em todo o mundo em 2017, com um crescimento de 0,1 GW com relação ao ano anterior (REN21, 2018).

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem como principal objetivo analisar a viabilidade de investimento em uma usina solar térmica de pequeno porte que opere a baixas temperaturas através da geração a partir de um módulo que produza energia por meio de um ciclo Rankine Orgânico.

2.2 Objetivos específicos

- Modelar a usina de forma a obter resultados de geração anual;
- Comparar configurações diferentes em tamanho do campo solar e na presença ou não de armazenamento térmico;
- Definir uma configuração ótima dentre as consideradas;
- Definir o tempo de retorno de investimento da configuração escolhida;
- Identificar os pontos de maior gasto de acordo com o modelo adotado.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

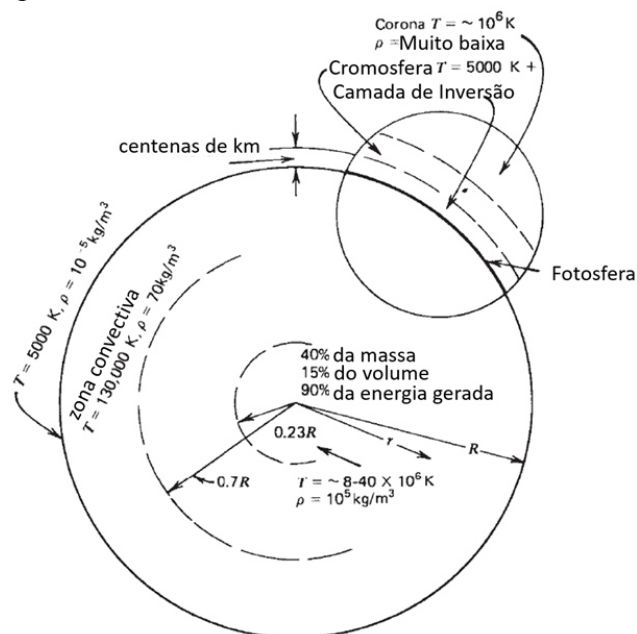
3.1 Energia Solar

A radiação solar é uma fonte renovável de energia, ou seja, uma exploração demasiada desse recurso não implicaria na sua escassez. Contudo, a sua disponibilidade não é constante, haja vista que em dias nublados ou durante a noite, não há energia solar disponível para exploração em processos industriais. A energia solar se apresenta na forma de calor e luz e, para os processos estudados neste trabalho, o foco será no aproveitamento da energia térmica dessa fonte como principal insumo.

3.1.1 O Sol

Uma esfera de matéria gasosa extremamente quente, possui um diâmetro de $1,39 \times 10^9$ m e está a uma distância média de $1,5 \times 10^{11}$ m da Terra, tendo uma temperatura de corpo negro de 5777 K. Na prática, o Sol é um reator de fusão contínuo com os seus gases constituintes retidos por forças gravitacionais. À medida que se distancia do centro, a temperatura e a densidade dos gases que compõem o Sol tendem a cair. Cerca de 90% da energia é gerada na região de 0 a $0,23R$ (sendo R o raio do Sol), a qual contém cerca de 40% de toda a sua massa (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

Figura 1 – A Estrutura do Sol.

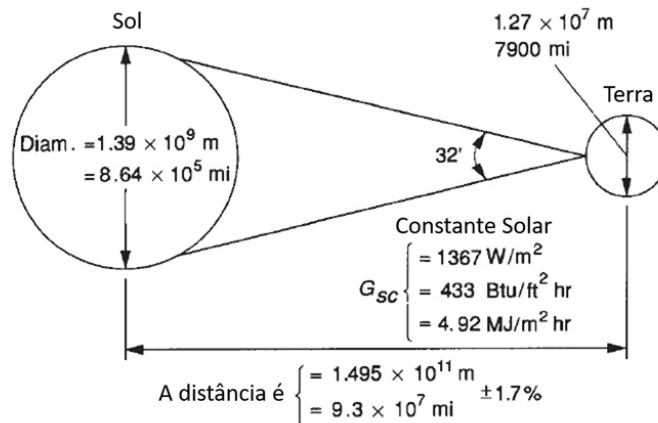


Fonte: Duffie e Beckman (2006).

3.1.2 A Constante Solar

Devido à excentricidade da órbita terrestre, a distância entre o planeta Terra e o Sol varia em cerca de 1,7%, sendo a sua distância média de cerca de $1,495 \times 10^{11}$ m projetando um ângulo de 32' na superfície da Terra. A radiação emitida pelo Sol e a sua interação com a Terra resultam em uma intensidade quase fixa de radiação solar fora da atmosfera terrestre. A constante solar G_{SC} é a energia do Sol por unidade de tempo em uma área de superfície perpendicular à direção de propagação da radiação, a uma distância média entre Sol e Terra fora da atmosfera terrestre. O valor adotado para esta constante foi de 1367 W/m^2 (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

Figura 2 – Relações Sol-Terra.



Fonte: Duffie e Beckman (2006).

3.1.3 A Radiação Solar na Terra

Devido às variações na distância entre os dois corpos, o fluxo de radiação extraterrestre varia em ordens de 3,3%. Essa variação pode ser expressa como dependente do dia do ano através da Equação 3.1:

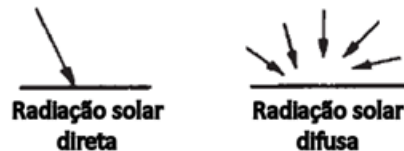
$$G_{on} = G_{SC} \cdot [1,000110 + 0,034221 \cdot \cos(B) + 0,001280 \cdot \sin(B) + 0,000719 \cdot \cos(2B) + 0,000077 \cdot \sin(2B)] \quad (3.1)$$

G_{on} é a radiação extraterrestre incidente no plano normal à radiação no n-ésimo dia do ano, e B é dado pela Equação 3.2:

$$B = (n - 1) \cdot \frac{360}{365} \quad (3.2)$$

Ao penetrar a atmosfera, parte da radiação solar tem o seu curso desviado por diversos fatores como poeira, gases, superfícies, umidade, etc. Essa radiação que sofreu desvios é chamada de radiação difusa. A parcela que não sofre esse efeito é chamada de radiação direta, a qual segue em direção considerada retilínea até a superfície terrestre.

Figura 3 – Radiações Direta e Difusa.



Fonte: Duffie e Beckman (2006).

No presente estudo, foi levada em conta apenas a radiação direta para os cálculos e estimativas da energia térmica disponível, haja vista que os coletores solares trabalham visando o aproveitamento desta parcela. Embora a radiação difusa possua a sua contribuição, ela é desprezível para os propósitos aqui adotados. O termo utilizado para se referir à energia incidente por unidade de área na superfície é a irradiação, e será o principal dado de campo para os cálculos da planta solar.

3.1.4 Horário Solar

Além do conceito usual de horário, neste estudo foi utilizado o horário solar, o qual se baseia na movimentação angular aparente do Sol pelo céu, com o meio-dia referenciando o momento em que o Sol cruza o meridiano do observador. Esse conceito é utilizado em todas as relações Sol-ângulo e não coincide com o horário local usual. Contudo, pode-se obtê-lo aplicando duas correções. Primeiramente, há uma compensação a ser aplicada pela diferença de longitude entre o local do observador e o meridiano utilizado para determinar o fuso horário aplicado àquela região. O Sol leva 4 minutos para percorrer 1 grau de longitude. Em segundo lugar, há a correção feita através da equação do tempo, que leva em conta as perturbações na rotação da Terra que afeta o horário que o Sol cruza o meridiano do observador (DUFFIE; BECKMAN, 2006). A diferença entre o horário local e o horário solar pode ser expressa, em minutos, pela Equação 3.3:

$$\text{Horario}_{solar} - \text{horario}_{local} = 4 \cdot (L_{st} - L_{loc}) - E \quad (3.3)$$

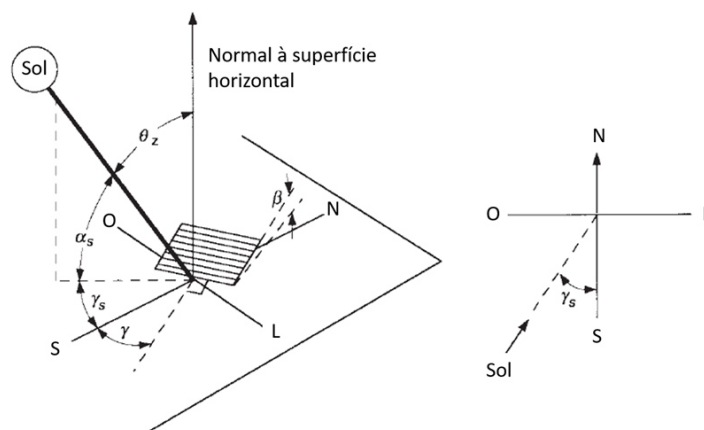
L_{st} é o meridiano do fuso horário local e, L_{loc} é a longitude do local analisado. E é a equação do tempo que é expressa pela Equação 3.4:

$$E = 229,2 \cdot [0,000075 + 0,001868 \cdot \cos(B) - 0,032077 \cdot \sin(B) - 0,014615 \cdot \cos(2B) - 0,04089 \cdot \sin(2B)] \quad (3.4)$$

3.1.5 A Direção da Radiação Direta

A posição do Sol relativa a um plano de qualquer orientação relativa à Terra pode ser descrita em termos de diversos ângulos. Alguns destes ângulos estão representados na Figura 4 e serão posteriormente descritos:

Figura 4 – Ângulos Solares.



Fonte: Duffie e Beckman (2006).

- ϕ Latitude: A localização a norte ou a sul do equador, sendo o deslocamento para norte considerado positivo e o deslocamento para o sul considerado negativo. Este ângulo pode variar de -90° a 90° .
- δ Declinação: Posição do Sol quando é meio-dia solar com relação ao equador, sendo norte positivo e sul negativo. A declinação pode variar de $-23,45^\circ$ a $23,45^\circ$. O ângulo de Declinação é calculado pela Equação 3.5

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \quad (3.5)$$

onde,

n =número do dia do ano variando de 1 a 365.

- β Inclinação do Plano: Ângulo entre a superfície em questão e a horizontal. β varia de 0° a 180°
- γ Ângulo de Azimute: O desvio da projeção no plano horizontal da normal à superfície do meridiano local, com zero sendo virado para o sul, oeste positivo e leste negativo, variando de -180° a 180° .
- ω Ângulo Horário: O posicionamento a leste ou oeste do meridiano local devido à rotação da Terra em seu próprio eixo a 15 graus por hora, sendo negativo até meio dia e positivo após esse horário. O ângulo Horário é calculado pela Equação 3.6

$$\cos(\omega) = (\text{Horario}_{solar} - 12) \cdot \frac{15^\circ}{hr} \quad (3.6)$$

- θ Ângulo de incidência: é o ângulo entre a radiação direta na superfície e a normal desta. O ângulo de incidência em um plano que gira ao redor de um eixo norte-sul para seguir a movimentação leste-oeste do Sol é calculado pela Equação 3.7

$$\theta = \sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \cdot \text{sen}^2(\omega)} \quad (3.7)$$

- θ_z Ângulo zenital: é o ângulo entre a vertical e a linha que leva ao Sol, isso é, o ângulo de incidência em uma superfície na horizontal. O ângulo zenital é calculado por:

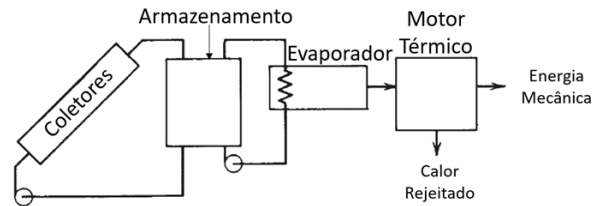
$$\theta_z = \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\omega) + \text{sen}(\delta) \cdot \text{sen}(\phi) \quad (3.8)$$

- α_s Ângulo de altitude solar: ângulo entre a horizontal e a linha que leva ao sol, ou seja, o complementar do ângulo zenital;
- γ_s Ângulo de azimute solar: desvio a leste ou oeste do sol com relação ao meridiano local, com zero sendo virado para o sul, oeste positivo e leste negativo, variando de -180° a 180° .

3.2 Geração de Energia Solar Térmica

Dentre os possíveis substitutos da geração térmica tradicional, a geração solar térmica tem se apresentado como uma das tecnologias mais promissoras (GIOSTRI MARCO BINOTTI, 2012). Esse processo de geração é fundamentalmente similar a outros processos térmicos. No processo básico de geração termossolar, a energia advinda do Sol é absorvida em coletores, armazenada (caso aplicável) e utilizada em um módulo de geração para a conversão dessa energia térmica em energia mecânica e então em elétrica.

Figura 5 – Conversão de Energia Solar Térmica.



Fonte: Duffie e Beckman (2006).

Existem diversos exemplos de aplicação desta tecnologia para a geração de energia elétrica. Um dos mais notórios são as nove plantas *Solar Energy Generating Systems/Sistemas de Geração de Energia Solar (SEGS)* construídas no deserto de Mojave no sudeste da Califórnia, EUA. Elas são baseadas em coletores parabólicos de grande porte fornecendo calor para um ciclo de potência a vapor. A primeira planta foi construída em 1985 e aplicava uma turbina de 13,8 MW, com temperatura de projeto de 307 graus centígrados (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Na Tabela 1, estão listados os principais dados das nove unidades SEGS:

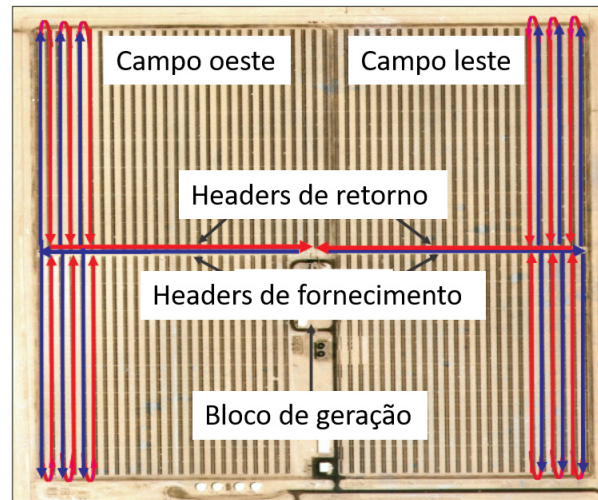
Tabela 1 – Características das SEGS I a IX

Plant	First Year	Turbine Size (MWe)	Solar Temperature (°C)	Field Area (m ²)	Turbine Efficiency		Annual Output (MWh)
					Solar	Gas	
I	1985	13,8	307	82.960	31,5	-	30.100
II	1986	30	316	190.338	29,4	37,3	80.500
III	1987	30	349	230.300	30,6	37,3	91.311
IV	1987	30	349	230.300	30,6	37,3	91.311
V	1988	30	349	250.560	30,6	37,3	99.182
VI	1989	30	390	188.000	37,5	39,5	90.850
VII	1989	30	390	194.280	37,5	39,5	92.646
VIII	1990	80	390	464.340	37,6	37,6	252.842
IX	1991	80	390	483.960	37,6	37,6	256.125

Fonte: (DUFFIE; BECKMAN, 2006)

O layout do campo solar da SEGS IV é mostrado na Figura 6. Nele, os tubos de baixa temperatura distribuem o fluido pelos 50 voltas de coletores. Após o aquecimento, o fluido retorna pelos tubos de alta temperatura de onde é bombeado para o bloco de geração. Cada volta consiste de duas fileiras de 8 coletores parabólicos:

Figura 6 – Campo solar da SEGS IV.



Fonte: PATNODE (2006).

Um problema deste tipo de sistema recai sobre o fato de que a eficiência do campo solar cai à medida que a temperatura do fluido termodinâmico aumenta, enquanto que a eficiência do motor térmico é aprimorada (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Além disso, o óleo condutor costuma ser um limitante para a temperatura de trabalho (GIOSTRI MARCO BINOTTI, 2012).

3.3 Coletores Solares Parabólicos

Coletores solares são mecanismos utilizados para captar a energia térmica dos raios solares e transmiti-la para um fluido térmico, o qual pode ser água, algum óleo, ou até sais fundidos. Dentre os vários tipos de coletores existentes, este trabalho utilizará os parâmetros do tipo parabólico. Na Figura 7, este tipo de coletor solar está representado:

Figura 7 – Coletor Solar Parabólico.

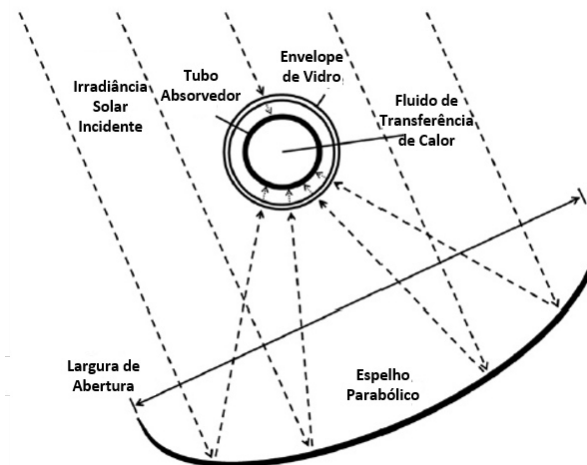


Fonte: ALTERNATIVE ENERGY TUTORIALS ().

O coletor parabólico costuma ser utilizado com um sistema de movimentação que

segue a trajetória leste-oeste do Sol enquanto fixo, em uma inclinação no sentido norte-sul, de forma a compensar a latitude local. Os dois principais componentes desse equipamento são: os espelhos direcionadores e o tubo absorvedor com superfície seletiva por onde passa o fluido de transferência de calor. A Figura 8 mostra o direcionamento da radiação para o tubo absorvedor:

Figura 8 – Coletor Parabólico Esquemático.



Fonte: M.Powell (2011).

No caso das usinas SEGS no deserto Mojave, três modelos diferentes de coletores foram utilizados: LS-1 na SEGS I, LS-2 nas SEGS II a VII e LS-3 em parte da VII e nas plantas subsequentes. Os coletores são feitos de vidros prateados de baixo teor de ferro dobrados em forma de parábola. Na parte de trás deles, são aplicados revestimentos, e nenhuma degradação mensurável foi observada. Os coletores são montados em estruturas de treliça, com a posição de largas matrizes de módulos ajustados por atuadores hidráulicos. Na Tabela 2, as características dos coletores LS-2 e LS-3:

Tabela 2 – Características dos coletores LS-2 e LS-3

Parâmetro	LS-2	LS-3
Área, m ²	235	545
Seguimentos de Espelho	120	224
Abertura, m	5,0	5,76
Comprimento, m	47,1	95,2
Taxa de Concentração	71	3082
Distância entre filas, m	12,5-15	17,3
Eficiência óptica	0,74-0,76	0,80

Fonte: (DUFFIE; BECKMAN, 2006)

A refletância dos espelhos é de 0,94 quando limpos. Por esse motivo, a manutenção da limpeza dos coletores é crítica para a operação de qualquer usina solar térmica. Dessa

forma, diversos métodos são desenvolvidos para a atividade de limpeza dos espelhos. Como, normalmente, a quantidade de coletores é muito elevada, a limpeza deve ser feita da maneira mais rápida possível. Na usina Shams I, no deserto próximo de Abu Dhabi, são utilizados caminhões com braços robóticos para essa tarefa. Com apenas 5 desses veículos, é possível limpar os 258.048 espelhos da planta a cada três dias. (DAVELEVITAN, 2013)

Figura 9 – Limpeza dos coletores parabólicos na usina Shams I.

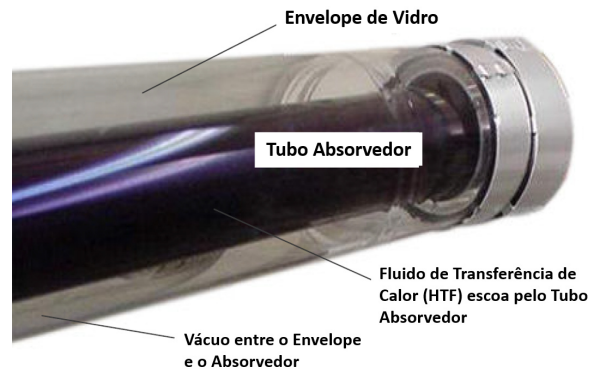


Fonte: DaveLevitan (2013).

3.3.1 *Elemento Coletor de Calor*

Ao centro dos espelhos refletores, tem-se o elemento coletor de calor, ao qual refere-se comumente por *Heating Collecting Element/Elemento Coletor de Calor (HCE)*. Nele, o fluido condutor escoava enquanto recebe calor absorvido dos raios solares. A montagem desse tipo de elemento visa maximizar a absorção de calor por meio de radiação e minimizar a perda do mesmo por convecção e radiação. O receptor consiste de um tubo absorvedor de superfície seletiva preta, potencializando a absorção do calor por radiação, envolvido por uma cobertura de vidro e um vácuo entre eles, como esquematizado na Figura 10:

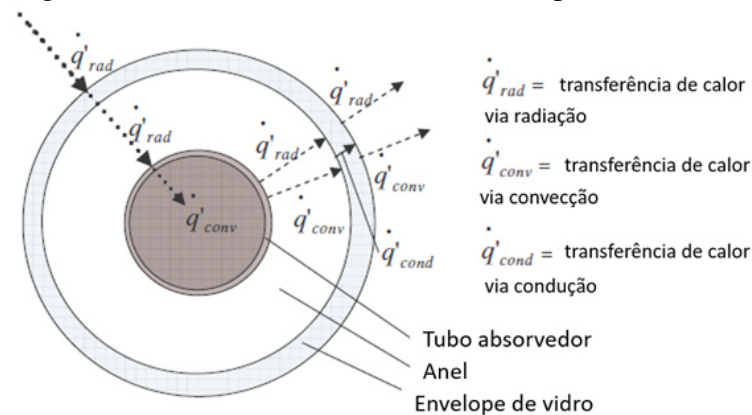
Figura 10 – Tubo Receptor.



Fonte: PATNODE (2006).

A radiação direta incide no tubo receptor ou é concentrada pelo coletor para ele. Parte desta energia é absorvida pelo fluido de transferência de calor, mas outra parte será perdida para o ambiente. Na Figura 11 tem-se uma modelagem dos fluxos de calor presentes neste equipamento.

Figura 11 – Fluxo de Calor no Tubo Receptor.



Fonte: PATNODE (2006).

Com o tempo, o tubo receptor pode sofrer perda de vácuo por dois motivos principais. O primeiro motivo é pela infiltração de ar devido a trincas no envelope de vidro causadas pela dilatação e contração deste conforme a mudança de temperatura. O segundo motivo é pela presença de hidrogênio advindo do fluido de transferência de calor através do tubo absorvedor (PATNODE, 2006). A perda de vácuo resulta numa maior perda de calor por convecção. Reparos e trocas destes equipamentos devem ser feitos de tempos em tempos com o fim de manter a eficiência da planta solar.

3.4 Módulo de Geração

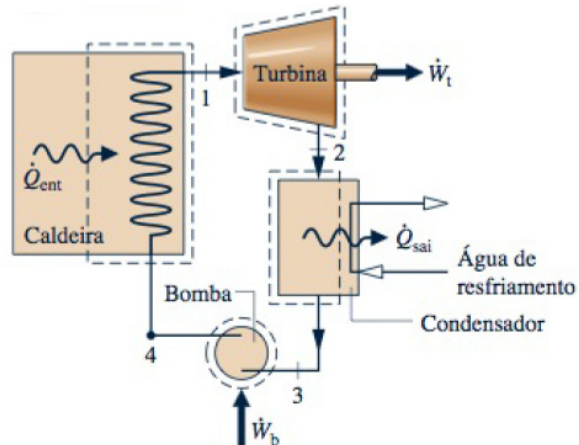
Neste trabalho, o módulo de geração irá converter a energia térmica fornecida pelo campo solar em energia elétrica através de um ciclo que opera seguindo o ciclo idealizado chamado de Rankine Orgânico. Esta idealização nada mais é que um ciclo Rankine convencional mas que, ao invés de operar com água como fluido de trabalho, ele utiliza um fluido orgânico.

3.4.1 Ciclo Rankine

Este é um ciclo de potência a vapor idealizado que utiliza a energia térmica para geração de eletricidade. Nele, o fluido de trabalho é a água. O ciclo pode ser esquematizado pelos seus 4 principais componentes e os processos que neles ocorrem:

1. Turbina: Nela, o vapor superaquecido e a altas pressões que vem da caldeira é expandido em um processo idealizado como adiabático até uma pressão relativamente baixa. A taxa de trabalho por unidade de massa produzida nessa etapa pode ser aproximada pela diferença de entalpia específica do fluido na entrada e na saída do equipamento.(MORAN *et al.*, 2013)
2. Condensador: Nesta etapa, o fluido de trabalho cede calor para a água de resfriamento, terminando de condensar. O calor rejeitado nessa etapa do ciclo pode ser estimado de maneira análoga à potência da turbina.(MORAN *et al.*, 2013)
3. Bomba de Alimentação: Este equipamento eleva a pressão do condensado e o envia para a Caldeira. O trabalho por unidade de massa fornecido no bombeamento pode ser calculado de maneira idealizada ela diferença de entalpia específica entre a saída e a entrada da bomba.(MORAN *et al.*, 2013)
4. Caldeira: Para finalizar o ciclo, o fluido pressurizado será aquecido até se tornar vapor na Caldeira e ser enviado de volta à turbina. O calor fornecido pela Caldeira pode ser estimado de maneira análoga ao trabalho da bomba de alimentação.(MORAN *et al.*, 2013)

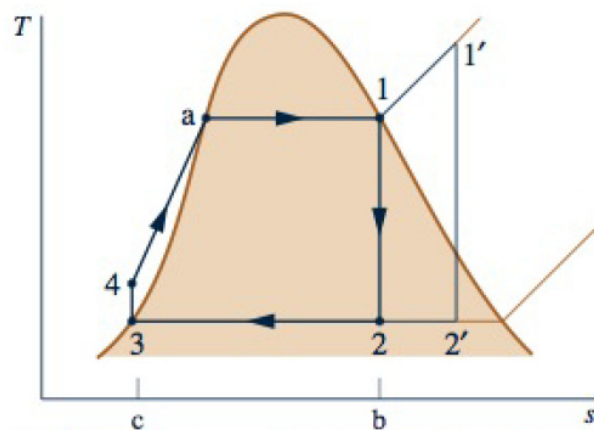
Figura 12 – Ciclo Rankine.



Fonte: Moran *et al.* (2013).

O Ciclo Rankine idealizado é aquele em que o fluido de trabalho passa por todos os seus componentes sem a presença de irreversibilidades. Dessa forma, não haverá perda de pressão na caldeira ou no condensador e, nem a perda de calor para a vizinhança na bomba ou na turbina, o processo nesses dois componentes poderá ser considerado isentrópico. Tal ciclo é representado pelo diagrama temperatura-entropia abaixo e as suas etapas, compostas por processos internamente reversíveis, são descritas posteriormente (MORAN *et al.*, 2013):

Figura 13 – Diagrama temperatura-entropia de um Ciclo Rankine Ideal.



Fonte: Moran *et al.* (2013).

- Processo 1-2: Este processo consiste da expansão isentrópica do vapor saturado através da turbina até a pressão do condensador.
- Processo 2-3: O fluido cede calor ao fluir a pressão constante no condensador, saindo em forma de líquido saturado.
- Processo 3-4: O líquido saturado é comprimido isentropicamente até o estado de líquido

comprimido.

- Processo 4-1: Calor é transferido para o fluido de trabalho enquanto ele flui a pressão constante pela caldeira para completar o ciclo.

3.4.2 *Ciclo Rankine Orgânico*

Embora o ciclo Rankine tenha sido a base da geração termelétrica com vapor, tal método não é viável para a utilização de calor em baixas temperaturas, sendo utilizado, normalmente, em temperaturas acima de 500°C. Dessa forma, em meio a um cenário energético voltado para a máxima eficiência dos meios de geração, o ciclo Rankine Orgânico é considerado uma alternativa viável para o aproveitamento de calor em baixas temperaturas para a geração de eletricidade. Tal tecnologia pode ser aplicada com diversas fontes de calor como biomassa, calor rejeitado em processo e energia termossolar. As etapas do ciclo são as mesmas, mas o fluido de trabalho, um óleo orgânico, é aplicado ao invés da água desmineralizada. Este fluido é capaz de trabalhar em temperatura em torno de 300°C e pressões menores que as utilizadas no Rankine convencional e ainda manter uma boa eficiência na geração de energia. (IMRAN FREDRIK HAGLIND, 2017)

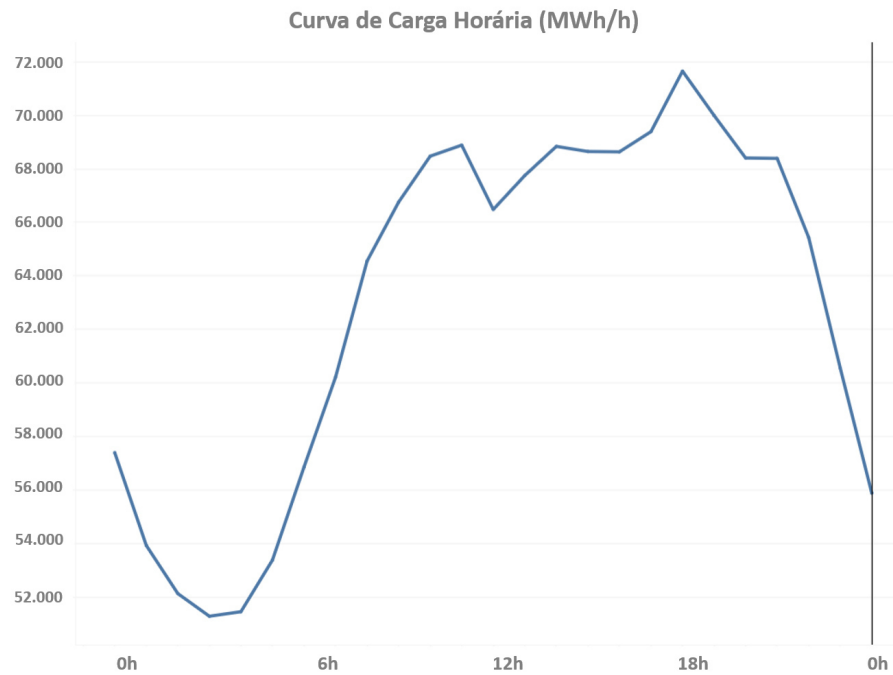
3.5 Sistema de Armazenamento Térmico

Um dos maiores obstáculos enfrentados pela geração de energia renovável é a intermitência das suas fontes primárias. No caso da solar térmica, durante a noite (quando ocorre o pico de demanda de energia elétrica) ou em horários nublados, há uma indisponibilidade de energia térmica para que o ciclo possa funcionar. Ademais, em horários de elevada incidência solar, parte da energia incidente pode deixar de ser aproveitada por conta de limitações da planta geradora. Dessa forma, o sistema de armazenamento térmico se apresenta como uma alternativa para a estabilização e o aumento de eficiência do ciclo, tornando-o ainda mais competitivo quando comparado à geração por meio da queima de combustíveis fósseis (MEDRANO ANTONI GIL, 2009).

A curva de carga do sistema elétrico costuma ter seu horário de pico no período da noite, o que torna mais atrativo ainda o emprego de um sistema de armazenamento em aplicações de geração solar térmica. Na Figura 14, a curva de carga do Sistema Integrado Nacional (SIN) está exemplificada para o dia 14 de junho de 2018. Nela, fica claro que o pico de carga do sistema

ocorre entre 18 e 20h:

Figura 14 – Curva de Carga do SIN em 14/06/2018.

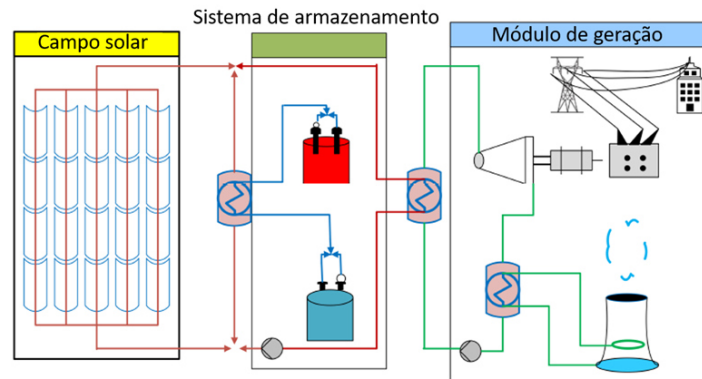


Fonte: OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA (2018).

3.5.1 Sistema de Armazenamento Térmico Sensível

A maioria das usinas termossolares construídas no século XXI utilizam o armazenamento de calor sensível, mais especificamente com sais fundidos. Uma mistura de sais em estado líquido acumula calor em forma de temperatura de acordo com a necessidade da usina. A maior preocupação desse tipo de armazenamento é a temperatura de solidificação dos sais, que costuma ser bem elevada. Contudo, durante os anos 80, foi desenvolvida na planta solar de Themis, na França, a mistura $\text{NaNO}_2/\text{KNO}_3/\text{NaNO}_3$, a qual tem uma temperatura de solidificação de 142°C . Essa mistura tem sido utilizada largamente no meio industrial e atende à faixa de temperatura do presente trabalho (PY NAJIM SADIKI, 2016). A Figura 15 exemplifica esse tipo de aplicação.

Figura 15 – Sistema de Armazenamento.



Fonte: P. Mohammad Abdul Baseer e Zubair (2018).

O armazenamento utilizando sais é mais viável que utilizando o próprio fluido do campo solar devido à maior capacitância térmica dos sais. Assim, os tanques e o volume de fluido utilizado poderão ser menores. Contudo, há a necessidade de empregar trocadores de calor entre o *Heating Transfer Fluid*/Fluido de Transmissão de Calor (*HTF*) e os sais fundidos. (ALVA YAXUE LIN, 2017)

4 METODOLOGIA

A metodologia desse trabalho se baseou em dados ambientais empíricos de irradiação em W/m^2 e de temperatura em $^{\circ}C$ aferidos em intervalos de uma hora durante um ano, resultando em 8760 registros de dados. Os dados são originários de uma estação meteorológica do aeroporto Pinto Martins de Fortaleza ($3.78^{\circ}S, 38.53^{\circ}O$). A primeira etapa da modelagem ocorreu no software Engineering Equation Solver (EES) onde foi possível obter as grandezas necessárias na saída do campo solar. Após isso, esses dados foram utilizados em uma planilha para a modelagem do sistema de armazenamento. Com os resultados da segunda etapa, foi possível definir os resultados finais ao longo de um ano completo de operação da usina. Nas sessões subsequentes, estão apresentadas todas as etapas do modelo utilizado e as considerações feitas para tornar viável a sua solução.

4.1 Módulo de Geração

Ponto de partida para o projeto, ele é quem determina, de início, a condição que deverá ser atendida pelo campo solar. Assim, foi adotado um modelo específico da fabricante Turboden, o qual possui potência bruta de 1000 kW e demanda 4043 kW de energia térmica para o seu funcionamento em carga base, resultando em uma eficiência de 24,7%. Essa energia deverá ser entregue pelo fluido do campo solar a uma temperatura de $305^{\circ}C$ que retornará do evaporador a $204^{\circ}C$. Esses e outros dados são fornecidos na Tabela 3:

Tabela 3 – Dados de Projeto do Módulo de Geração Rankine Orgânico

Entrada - Óleo Térmico	
Temperatura Nominal (entrada/saída)	Energia Térmica na Entrada
305/209 $^{\circ}C$	4043kW
Saída - Água de Resfriamento	
Temperatura da Água de Resfriamento (entrada/saída)	Energia Térmica Rejeitada
25/35 $^{\circ}C$	3040kW
Grandezas Elétricas	
Potência Elétrica Bruta	Eficiência Elétrica Bruta
1000kW	24,7%
Potência Elétrica Líquida	Eficiência Elétrica Líquida
964kW	23,8%

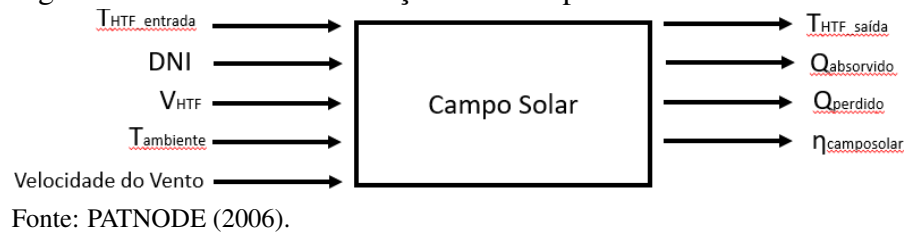
No presente estudo, é assumido que o sistema de resfriamento, seja a seco ou com uso de uma torre de resfriamento, atende às especificações do Módulo ORC utilizado e não será

abordado em maiores detalhes.

4.2 Modelo do Campo Solar

Nesta sessão, está apresentada a metodologia utilizada para modelar o campo solar da usina, a qual foi retirada de PATNODE (2006). Através dela, com a temperatura ambiente, irradiação, data e hora, será calculada a energia absorvida pelo fluido de transferência de calor. O consumo de energia por auxiliares do campo solar foi desprezado. Na Figura 16, está ilustrado o fluxo de entradas e saídas pelo modelo do campo solar.

Figura 16 – Fluxo de Informações do Campo Solar.



4.2.1 Absorção da Radiação

A equação utilizada para calcular a radiação absorvida é:

$$Q_{abs} = DNI \cdot \cos(\theta) \cdot IAM \cdot RowShadow \cdot EndLoss \cdot \eta_{field} \cdot \eta_{HCE} \cdot SFAvail \quad (4.1)$$

onde,

Q_{abs} =radiação solar absorvida pelos tubos receptores [W/m²]

DNI=insolação direta normal ao plano horizontal [W/m²]

θ =ângulo de incidência [graus]

IAM=modificador do ângulo de incidência [-]

RowShadow=fator de performance que leva em conta o sombreamento entre fileiras de coletores no começo da manhã ou final da tarde [-]

EndLoss=fator de performance que leva em conta a perda de calor no fim dos tubos receptores [-]

η_{field} =eficiência do campo solar que leva em conta perdas por imperfeições nos espelhos dos coletores [-]

η_{HCE} =eficiência do tubo coletor que leva em conta perdas por imperfeições neles [-]

SFAvail=fração do campo solar que está operante e seguindo o Sol[-]

Alguns desses fatores serão discutidos em detalhe nas sessões seguintes.

4.2.2 Modificador do Ângulo de Incidência (IAM)

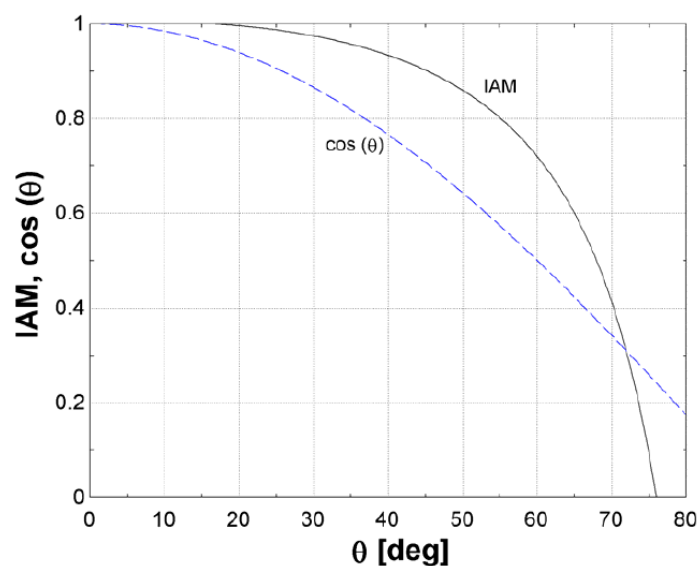
Além das perdas devido ao ângulo de incidência, serão consideradas outras perdas que podem ser relacionadas a este ângulo. Elas ocorrem devido a reflexões e absorções adicionais pelos espelhos devido ao aumento do ângulo de incidência. A modelagem aqui adotada para este fator é resultado de dados empíricos para os coletores do tipo LS-2 e o cálculo utilizado é

$$K = \cos(\theta) + 0,000884(\theta) - 0,00005369(\theta)^2 \quad (4.2)$$

$$IAM = \frac{K}{\cos(\theta)} \quad (4.3)$$

É importante distinguir a perda por disponibilidade de radiação devido ao ângulo de incidência propriamente dito e as perdas empíricas relacionadas ao ângulo de incidência. Na Figura 17, um gráfico ilustra a relação entre esse ângulo e o IAM

Figura 17 – IAM x θ .



Fonte: PATNODE (2006).

4.2.3 Sombreamento

Referido na equação do calor absorvido como "RowShadow", esse fator contribui para a perda de desempenho do coletor solar e está diretamente ligado à configuração espacial deste. No começo da manhã e no final da tarde, a baixa altitude solar faz com que a primeira fila de coletores a receber a sua radiação produza uma sombra nos coletores subsequentes, impedindo a absorção de radiação por parte destes. À medida que o tempo passa e a altitude do Sol aumenta, os coletores remanescentes vão recebendo a luz solar até estarem todos livres desse sombreamento. Na Figura 18 esse efeito é ilustrado.

Figura 18 – Sombreamento.



Fonte: PATNODE (2006).

Esse fator pode ser definido como a razão entre a abertura efetiva e a abertura real do coletor. A abertura efetiva é aquela porção da abertura que recebe radiação solar, ou seja, não está coberta por sombra. A Equação 4.4 é utilizada para o cálculo desse fator.

$$RowShadow = \frac{W_{eff}}{W} = \frac{L_{spacing}}{W} \cdot \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \quad (4.4)$$

onde,

RowShadow=fator de sombreamento [-]

W_{eff} =abertura efetiva do coletor [m]

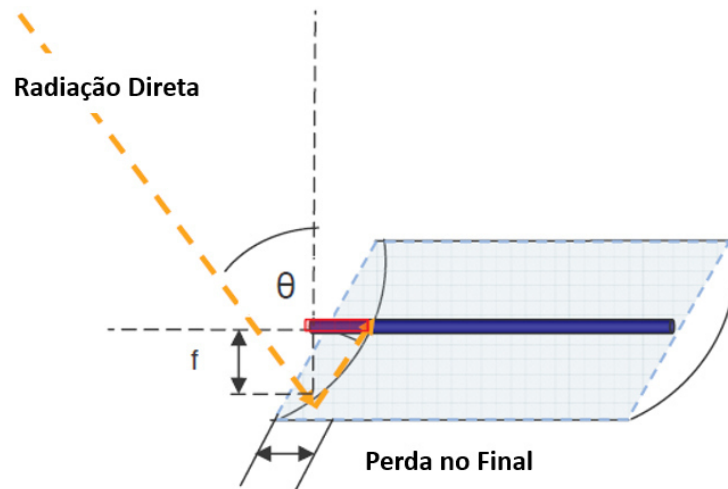
$L_{spacing}$ =espaçamento entre as fileiras de coletores [m]

W=abertura do coletor [m]

4.2.4 Perda no Fim do HCE

A ponta do HCE tem uma perda pois, em certos ângulos de incidência, há uma ausência de raios refletidos pelo espelho que atingiriam essa porção da superfície seletiva. Essa perda é função do comprimento focal do coletor, do comprimento do coletor e do ângulo de incidência.

Figura 19 – Perda na Ponta do HCE.



Fonte: PATNODE (2006).

$$EndLoss = 1 - \frac{f \cdot \tan(\theta)}{L_{SCA}} \quad (4.5)$$

onde,

EndLoss=fator de perda no fim do HCE [-]

f=comprimento focal dos coletores (5 m na SEGS VI e no presente estudo)

θ =ângulo de incidência [graus]

L_{SCA} =comprimento de um coletor solar (50 m na SEGS VI e no presente estudo)

4.2.5 Eficiência do Campo Solar e do HCE

Os últimos fatores de perda a serem considerados são as eficiências do Campo Solar e do HCE. Essa perda ocorre devido às imperfeições nos espelhos coletores, às sujeiras nos equipamentos, à refletividade do vidro do HCE, dentre outros. À medida que o tempo passa, falhas e defeitos podem ocorrer nos coletores solares, demandando a sua substituição e, consequentemente, a troca por modelos mais recentes. Dado isso, o modelo aqui utilizado leva em conta as eficiências de cada modelo empregado e entrega um resultado geral do campo solar e dos HCE. As equações do modelo são 4.6 e 4.7:

$$\eta_{field} = \sum_{i=1}^{NumCol} ColFrac_i \cdot TrkTwstErr_i \cdot GeoAcc_i \cdot MirRef_i \cdot MirCln_i \quad (4.6)$$

onde,

NumCol=número de tipos de coletores no campo

ColFrac=fração do tipo de coletor no campo

TrkTwstErr=erro de rastreamento de rotação associado ao tipo do coletor

GeoAcc=precisão geométrica do espelho do coletor

MirRef=refletividade do espelho

MirCln=limpeza do espelho

$$\eta_{HCE} = \sum_{i=1}^{NumHCE} HCEfrac_i \cdot HCEdust_i \cdot BelShad_i \cdot EnvTrans_i \cdot HCEabs_i \cdot HCEmisc_i \quad (4.7)$$

onde,

NumHCE=número de tipos de HCE no campo

HCEfrac=fração do tipo de HCE no campo

HCEdust=perdas devido ao sombreamento do HCE por poeira

BelShad=perda devido a sombreamento do fim do HCE

EnvTrans=transmissividade do envelope de vidro

HCEabs=absortividade da superfície seletiva de HCE

HCEmisc=fator para ajustar outras perdas do HCE

Valores típicos utilizados para esses fatores estão listados na Tabela 4

Tabela 4 – Parâmetros ópticos típicos e valores de correção para o campo solar

Nome	Valor	Nome	Valor
TrkTwstErr	0,99	HCEdust	0,98
GeoAcc	0,98	BelShad	0,97
MirRef	0,93	EnvTrans	0,96
MirCln	0,95	HCEabs	0,95
		HCEmisc	0,96

Com os valores fornecidos, a eficiência do campo solar é calculada em 0,857 e a eficiência do HCE em 0,832, os quais, juntos, resultam num fator de correção de 0,713.

4.2.6 Perda de Calor no Receptor

À medida que a temperatura do fluido aumenta no interior do HCE, a perda de calor para o ambiente aumenta devido à maior diferença de temperatura entre o interior do receptor e o ar exterior. Assim, essa perda pode ser relacionada à temperatura do fluido de transferência de calor. Forristall (2003) desenvolveu uma análise de transferência de calor da situação utilizando soluções simultâneas de equações das taxas de transferência. O programa desenvolvido por Forristall (2003) é usado para determinar quais variáveis de entrada são mais influentes na estimativa da perda de calor do HCE e estabelece uma equação de trabalho para essa perda como função destas variáveis.

Com o intuito de reduzir o esforço computacional, diversas simplificações devem ser feitas no modelo adotado, o que requer a identificação dos mecanismos dominantes que contribuem para a perda de calor para o ambiente. Primeiramente, deve-se ter em mente que o balanço de energia deve ficar equilibrado, o que sugere que a transferência de calor da superfície mais externa do HCE será influenciada pela radiação que o atinge. Outro fator é a vazão mássica do óleo, haja vista que o seu aumento resulta no aumento do coeficiente convectivo e, conseqüentemente, da perda por convecção. A velocidade do vento também influencia a perda convectiva de maneira diretamente proporcional, contudo, essa influencia é desprezível, exceto no caso de ausência do envelope de vidro. Enquanto menor a temperatura ambiente, maior a diferença de temperatura com relação à temperatura do HCE, o que resulta num aumento da perda de calor. As influências da temperatura ambiente e da vazão do fluido são muito pequenas, quando comparadas com as da temperatura do HCE e com a irradiância direta. Dessa forma, a perda de calor no receptor será modelada como função destes dois últimos fatores.

Para expressar a perda em questão com apenas uma equação, é aplicada uma análise de regressão linear às perdas de calor calculada para o HCE por unidade de comprimento (W/m) para uma faixa de temperaturas do fluido e níveis de irradiância. A análise foi aplicada para um tubo UVAC com superfície seletiva e a uma temperatura ambiente de 25°C e com uma vazão volumétrica de 140 gal/min. Assim, a equação para a perda de calor do HCE como função da irradiância direta e da temperatura do fluido fica:

$$HeatLoss = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + DNI.(b_0 + b_1.T^2) \quad (4.8)$$

onde,

HeatLoss=perda de calor da superfície do receptor por unidade de comprimento [W/m]

T=temperatura do fluido no coletor [°C]

DNI=irradiância normal direta [W/m²]

a,b=coeficientes (ver tabelas 6 a 8)

Todos os HCE são construídos com vácuo no interior do envelope de vidro. Contudo, a experiência tem mostrado que o vácuo pode ser comprometido com o tempo devido à infiltração de ar através do vidro ou por conta de surgimento de gás hidrogênio vindo do HTF. Com essa perda de vácuo, a troca de calor por convecção com o ambiente aumenta consideravelmente. O modelo de análise de transferência de calor é usado para escrever as correlações para as seguintes condições de vácuo:

- Caso 1: o vácuo está bem preservado e apenas uma pequena quantidade de ar existe no interior do envelope a uma pressão de 0,0001 torr;
- Caso 2: o vácuo está completamente quebrado e ar existe no interior do envelope a uma pressão de 760 torr;
- Caso 3: o vácuo está comprometido pela presença de hidrogênio no envelope a uma pressão de 1 torr.

As entradas do modelo de análise estão listadas na Tabela 5

Tabela 5 – Entradas utilizadas no modelo de análise de transferência de calor do HCE

Condições Ambientais		Propriedades de Modelagem	
Velocidade do Vento	0 [mph]	Tipo de Escoamento do HTF	Escoamento em Tubo
Temperatura Ambiente	25 [°C]		
Ângulo de Incidência	0 [°]		
Propriedades do HCE e do Coletor		Propriedades do HTF	
Modelo do Coletor	LS-2	Vazão de HTF	140 [gal/min]
Material de Absorção	321H	HTF	Therminol VP-1
Superfície Seletiva Absorvedora	Solel UVAC Cemet		

Os coeficientes para a Equação 4.9, assim como os seus desvios padrão e a raiz da soma dos quadrados dos desvios são mostrados para as três condições de vácuo mencionadas nas Tabelas 6 a 8.

Tabela 6 – Coeficientes para a perda de calor do receptor: Vácuo no Envelope

Parâmetro	Valor	Desvio Padrão
a0	-9,463033E+00	8,463850E-01
a1	3,029616E-01	1,454877E-02
a2	6,929243E-06	7,305717E-05
a3	6,929243E-06	1,070953E-07
b0	7,649610E-02	5,293835E-04
b1	1,128818E-07	6,394787E-09
RMS	2,4 [W/m]	

Tabela 7 – Coeficientes para a perda de calor do receptor: Ar no Envelope

Parâmetro	Valor	Desvio Padrão
a0	-2,247372E+01	1,399498E+00
a1	8,374490E-01	8,335284E-03
a2	0,00	—————
a3	4,620143E-06	4,538542E-08
b0	6,983190E-02	1,550570E-03
b1	9,312703E-08	1,872309E-08
RMS	8,1 [W/m]	

Tabela 8 – Coeficientes para a perda de calor do receptor: Hidrogênio no Envelope

Parâmetro	Valor	Desvio Padrão
a0	-3,583342E+01	3,895262E+00
a1	1,461366E+0	6,695686E-02
a2	1,569955E-03	3,362262E-04
a3	4,013432E-06	4,928776E-07
b0	6,926351E-02	2,436347E-03
b1	1,382089E-07	2,943031E-08
RMS	12,7 [W/m]	

O modelo apresentado considera a perda de calor ocorrendo a uma temperatura fixa e constante do fluido no interior do HCE. Como a temperatura do fluido irá variar ao longo do seu trajeto no campo solar em torno de 100°C, essa equação deverá ser integrada da temperatura de entrada até a de saída e dividida pela diferença de temperatura nesses dois pontos:

$$HL_{field} = \frac{a_0 \cdot (T_0 - T_1) + \frac{a_1}{2} \cdot (T_0^2 - T_1^2) + \frac{a_2}{3} \cdot (T_0^3 - T_1^3) + \frac{a_3}{4} \cdot (T_0^4 - T_1^4) + \frac{DNI \cdot (b_0 \cdot (T_0 - T_1) + \frac{b_1}{3} \cdot (T_0^3 - T_1^3))}{(T_0 - T_1) \cdot W}}{(T_0 - T_1) \cdot W} \quad (4.9)$$

onde,

T_0 =temperatura na saída do campo solar [°C]

T_1 =temperatura na entrada do campo solar [°C]

W=largura do coletor solar (5 m para o LS-2)

O termo da largura do coletor é incluído no denominador com o intuito de representar a perda em W/m^2 .

4.2.7 Perda de Calor na Tubulação

A perda de calor da tubulação chegando e saindo dos conjuntos de coletores pode ser calculada pela Equação empírica 4.10:

$$SfPipeHl = 0,01693.\Delta T - 0,0001683.\Delta T^2 + 6,78.10^{-7}.\Delta T^3 \quad (4.10)$$

onde,

$SfPipeHl$ = é a perda de calor do encanamento [W/m^2]

ΔT = é a diferença entre a temperatura média do campo solar e a temperatura ambiente [$^{\circ}C$]

Essa perda é geralmente pequena, e gira em torno de $10W/m^2$ ou menos durante a operação do campo solar. (PATNODE, 2006)

4.2.8 Ganho de Energia no HTF e Aumento de Temperatura

A energia líquida coletada pelo campo solar em W/m^2 é a diferença entre a energia absorvida e as perdas. Assim, a Equação 4.11 representa essa grandeza:

$$Q_{collected} = Q_{absorbed} - (RecHl + SfPipeHl) \quad (4.11)$$

Foi assumido que o campo solar opera em regime permanente com mudanças desprezíveis nas energias potencial e cinética do fluido ao longo de seu curso. A energia total absorvida é multiplicada pela área total do campo solar e dividida pelo fluxo de massa para obter a variação de entalpia do HTF entre a entrada e a saída do conjunto de coletores:

$$\Delta h_{field} = \frac{Q_{collected} \cdot W \cdot L_{SCA} \cdot N_{SCA}}{V_{HTF} \cdot \rho(T_1)} \quad (4.12)$$

onde,

Δh_{field} = mudança na entalpia do HTF da entrada até a saída do campo solar [J/kg]

N_{SCA} = número de montagens de coletores no campo solar [-]

V_{HTF} = vazão volumétrica do HTF na entrada do campo solar [m^3/s]

$\rho(T_1)$ =densidade do HTF na entrada do campo solar [kg/m^3]

No presente trabalho, o fluido de transferência de calor utilizado é o Therminol VP-1. A densidade deste pode ser representada pela Equação 4.13:

$$\rho(T) = 1074 - 0,6367.T - 0,0007762.T^2 \quad (4.13)$$

onde,

ρ está em [kg/m^3] e T em [$^{\circ}\text{C}$].

Além da equação da densidade, o Therminol VP-1 pode ter a sua entalpia em J/kg determinada a partir da temperatura em $^{\circ}\text{C}$ vice versa de acordo com as Equações 4.14 e 4.15:

$$h(T) = 1000.(-18,34 + 1,498.T + 0,001377.T^2) \quad (4.14)$$

$$T(h) = -1,58E(-10).h^2 + 0,0006072.h + 13,37 \quad (4.15)$$

4.2.9 Controle de Partida e Vazão do Campo Solar

Durante a noite ou em períodos de baixa insolação, se torna desvantajoso manter o HTF circulando pelos coletores da planta solar, já que este estaria apenas cedendo energia em forma de calor para o ambiente. Dessa forma, foi assumido que, nestes momentos, a vazão de fluido seria nula. O critério de partida adotado foi o calor absorvido nos coletores ser superior a $75 \text{ W}/\text{m}^2$. Outro controle necessário para a operação da usina é o de vazão de HTF durante o seu funcionamento. Caso a vazão fosse mantida constante, a temperatura de saída do fluido ao final dos loops de coletores iria variar bastante conforme a irradiância e, como o módulo de geração específica a temperatura com a qual o óleo deve entrar no evaporador, é necessário utilizar a vazão volumétrica como ferramenta de controle da temperatura atingida pelo Therminol VP-1. A temperatura desejada foi fixada em 310°C , cinco a mais que a temperatura especificada pelo módulo rankine orgânico para suportar possíveis perdas não previstas, e a vazão da bomba irá variar de forma a corrigir a temperatura de saída para o valor desejado.

4.3 Sistema de Armazenamento Térmico

A perda de calor por meio do sistema de armazenamento foi considerada desprezível. No atual modelo de cálculo, todo o excedente de energia térmica vinda do campo solar é armazenado no tanque quente (até atingir o seu limite de armazenamento) e, sempre que há redução na produção de energia térmica, o tanque fornece a quantidade faltante para manter o ciclo funcionando em carga base, sob a condição de ainda ter energia suficiente armazenada.

4.4 Configurações Consideradas

Com o intuito de definir uma configuração ótima para a usina, foram consideradas 10 diferentes possibilidades. Todas incluíam o mesmo módulo de geração de 1.000 kW brutos. As configurações diferiam apenas na quantidade de coletores, na presença ou não de sistema de armazenamento térmico e na sua capacidade de armazenamento. A partir daí, foi possível definir uma configuração ótima com base em resultados técnicos e financeiros.

4.5 Pessoas Atendidas e CO₂ Evitado

Para cada configuração, foi estipulado a quantidade de pessoas que a energia gerada anualmente seria capaz de atender, além do gás carbônico que deixou de ser emitido, supondo a substituição dessa energia sendo gerada por uma termelétrica. Baseado no Ministério de Minas e Energia (2017), adotou-se o consumo médio de 1404 kWh por pessoa por ano. Para a emissão evitada, considerou-se uma usina térmica de ciclo combinado com gás natural como combustível operando próximo a 50% de eficiência, a qual emitiria cerca de 404,55 toneladas de CO₂ por GWh produzido.

4.6 Análise Econômica

Para definir o valor total do investimento, cada um dos 5 cenários propostos foi analisado. Para tal, considerou-se separadamente os principais componentes da usina: Campo Solar, Sistema de Armazenamento Térmico e Módulo de Geração (já incluso o sistema de resfriamento). Além disso, foi levada em conta a variação do preço da energia elétrica de acordo com o período do dia, assumindo o PLD (Preço de Liquidação das Diferenças) como valor de referência para a análise. Como o PLD é dado em reais, utilizou-se uma cotação de 4 reais para

o dólar americano na conversão da moeda.

4.6.1 Investimento da Planta Solar

Com base em Welch (2018), foi assumido um preço de US\$255/m² de coletores solares, além de um custo de manutenção de US\$3,72/m² anuais de acordo com III Matthew Joseph Prilliman (2017).

4.6.2 Investimento do Sistema de Armazenamento Térmico

Com base em Glatzmaier (2011), o valor por *kWh* de armazenamento assumido foi de US\$26,22. O custo de manutenção desse sistema foi desprezado.

4.6.3 Investimento do Módulo de Geração ORC

O valor assumido para a aquisição do módulo de geração foi de US\$1.000 por kW de potência, além de um custo anual de manutenção de US\$2,50 por MWh gerado.

4.6.4 Receita

O cálculo da receita, como mencionado anteriormente, se baseou nos valores de PLD horários para definir o valor da energia gerada no momento. Para isso, os patamares de carga de 2014 foram retirados de CCEE (2014) e os valores mensais médios de cada patamar no ano de 2018 foram adquiridos em CCEE (2018). Dessa forma, a energia gerada em cada hora foi multiplicada pelo Preço de Liquidação das Diferenças (PLD) correspondente e, ao final do ano, foi feito o somatório desse valor.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados técnicos após um ano de geração das 5 diferentes configurações propostas estão representados na Tabela 9 e os resultados financeiros estão na Tabela 10:

Tabela 9 – Resultados técnicos após 1 ano de operação - 5 configurações com e sem armazenamento

Com TES					
Configuração	Energia Gerada (MWh)	Eficiência Planta Solar	Eficiência Usina	CO2 Evitado* (ton)	Pessoas Atendidas
50/11MWh	2464,35	53,76%	12,37%	996,95	1755
75/31MWh	3733,72	53,76%	12,49%	1510,48	2659
100/53MWh	4995,60	53,76%	12,54%	2020,97	3558
125/61MWh	6015,41	53,76%	12,08%	2433,53	4284
150/65MWh	6684,64	53,76%	11,18%	2704,27	4761
Sem TES					
Configuração	Energia Gerada (MWh)	Eficiência Planta Solar	Eficiência Usina	CO2 Evitado* (ton)	Pessoas Atendidas
50	2152,79	53,76%	10,81%	870,91	1533
75	2524,23	53,76%	8,45%	1021,18	1798
100	2704,67	53,76%	6,79%	1094,17	1926
125	2812,83	53,76%	5,65%	1137,93	2003
150	2882,63	53,76%	4,82%	1166,71	2053

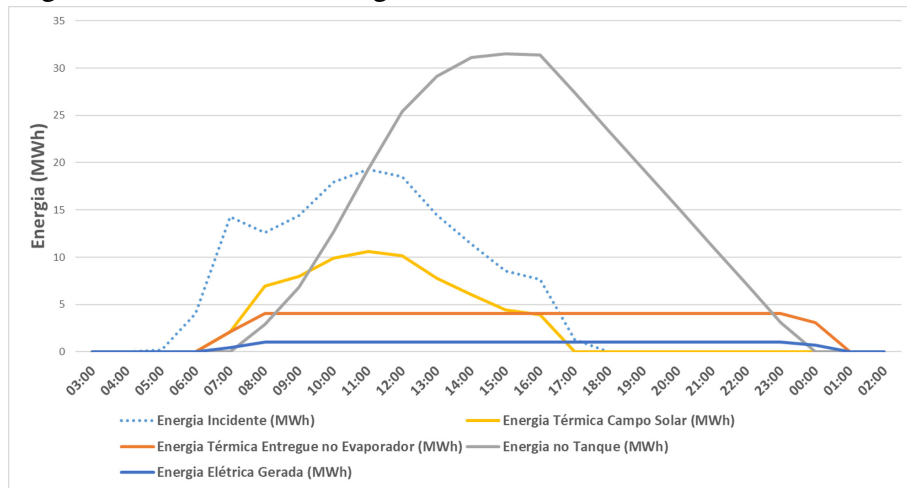
Tabela 10 – Resultados financeiros após 1 ano de operação - 5 configurações com e sem armazenamento

Com TES				
Configuração	Investimento Inicial (US\$)	Manutenção Anual (US\$)	Receita Anual (US\$)	Payback (anos)
50/11MWh	4.475.920,00	52.660,87	182.945,26	34,4
75/31MWh	6.594.070,00	79.084,30	276.296,50	33,4
100/53MWh	8.764.660,00	105.489,00	368.207,12	33,4
125/61MWh	10.568.170,00	131.288,52	437.932,02	34,5
150/65MWh	12.266.800,00	156.211,61	478.813,89	38,0
Sem TES				
Configuração	Investimento Inicial (US\$)	Manutenção Anual (US\$)	Receita Anual (US\$)	Payback (anos)
50	4.187.500,00	51.881,99	157.712,30	39,6
75	5.781.250,00	76.060,58	182.062,07	54,5
100	7.375.000,00	99.761,67	193.261,45	78,9
125	8.968.750,00	123.282,07	199.925,44	117,0
150	10.562.500,00	146.706,58	204.385,52	183,1

Conforme os resultados apresentados, a configuração mais viável financeiramente é a de 100 coletores com sistema de armazenamento de 53 MWh, haja vista que ela apresenta o menor tempo de payback.

A Figura 20 representa os diferentes fluxos de energia térmica e elétrica da usina de configuração escolhida, durante um dia específico de operação. Nela, é mostrada desde a energia incidente no campo solar até a energia elétrica produzida no módulo de geração, além da energia armazenada nos tanques do sistema de armazenamento.

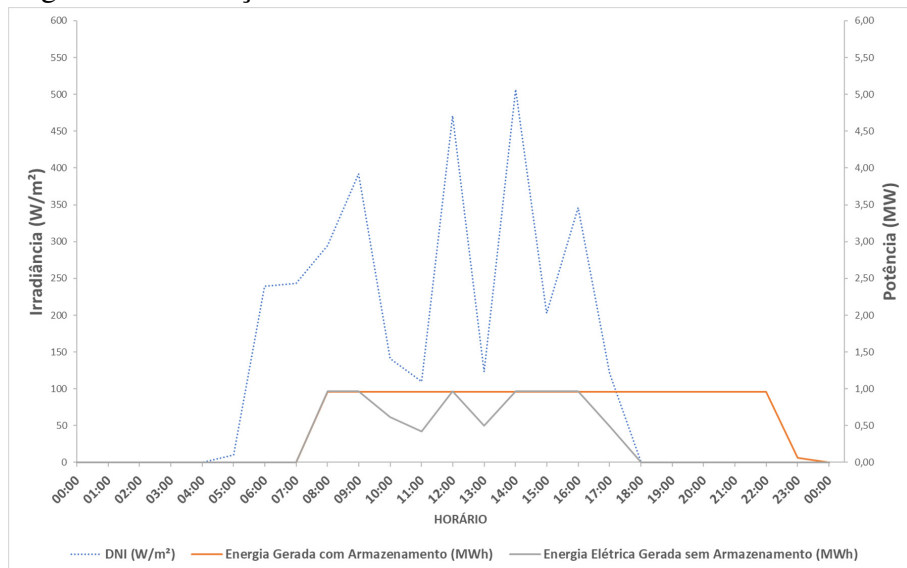
Figura 20 – Curvas de Energia da Usina



Fonte: Autor.

Na Figura 21, está ilustrada a diferença de operação entre uma usina de 150 coletores com e sem sistema de armazenamento. O dia escolhido foi nublado e apresentou alguns momentos de baixa irradiância, mesmo em período diurno. Além da maior estabilidade da usina com armazenamento durante o dia, ela permaneceu em operação de carga base até em torno de 22h, quando começou a diminuir carga até zerar a geração em torno de 0h do dia seguinte. A usina sem armazenamento apresentou dois vales de geração nos horários de 11h e 13h, resultando em uma menor eficiência na sua operação. Além disso, a sua geração começou a diminuir em torno de 16h, atingindo zero em torno de 18h.

Figura 21 – Geração em 24h com e sem armazenamento

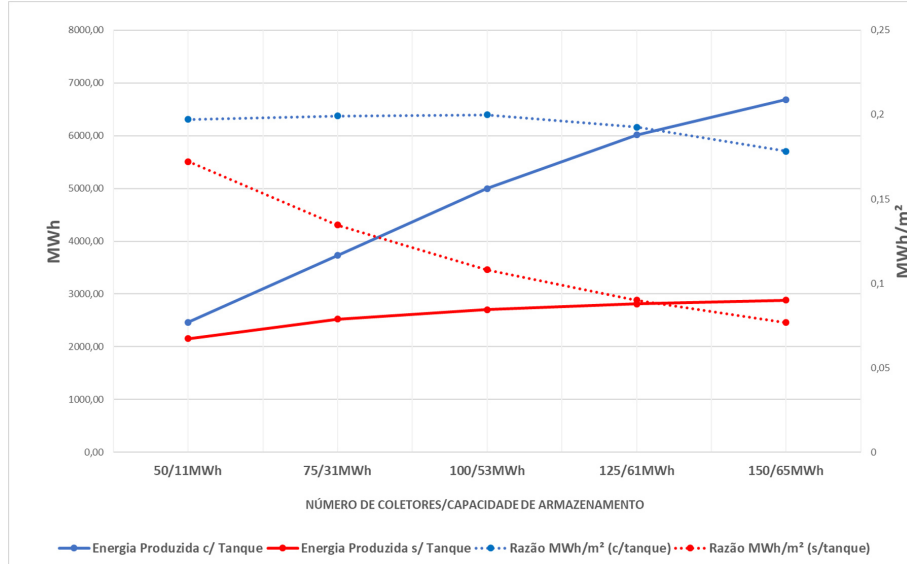


Fonte: Autor.

A Figura 22 ilustra a variação da energia gerada ao longo do ano em todas as

configurações consideradas. Além disso, está ilustrada também a razão de energia elétrica gerada por m² de área do campo solar.

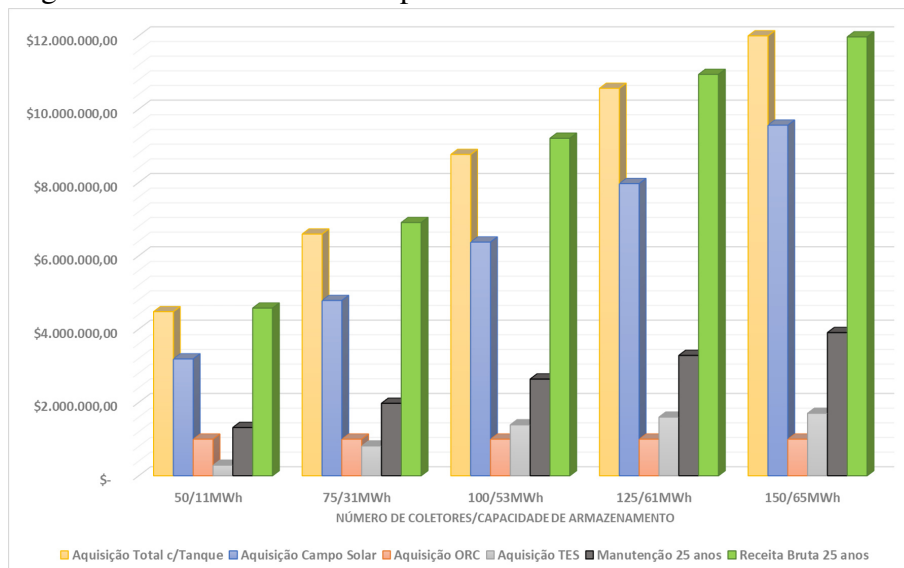
Figura 22 – Geração de Energia com e sem Armazenamento.



Fonte: Autor.

Os gastos e receitas englobados em uma operação de 25 anos estão representados no gráfico de barras da figura 23. Nele, nota-se a discrepância do valor investido nos coletores solares com relação aos outros investimentos e à receita. Assim, ele seria o principal ponto de melhoria, buscando coletores mais baratos e eficientes como forma de viabilizar o investimento.

Figura 23 – Gasto e Receita após 25 anos.

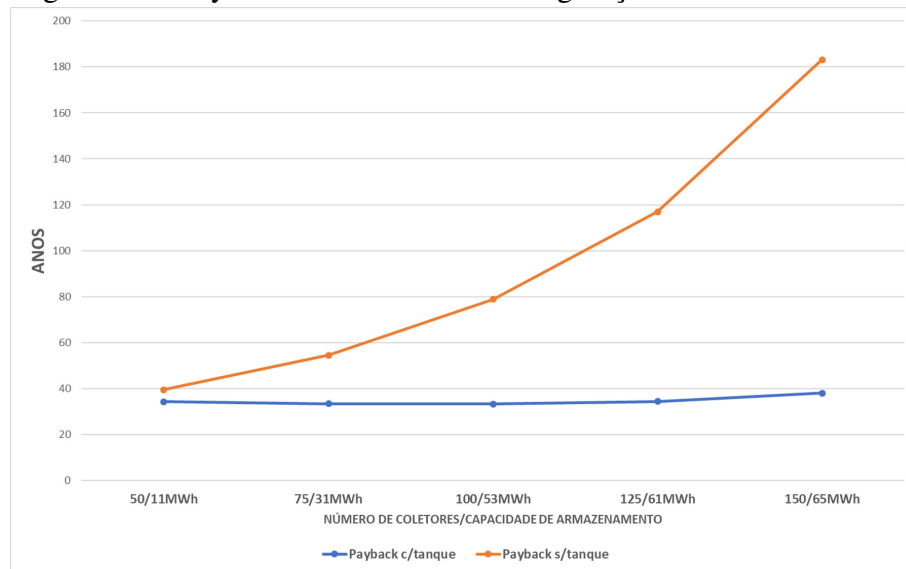


Fonte: Autor.

O payback para as diferentes configurações deixa claro o impacto positivo do TES em

todas as configurações. Além disso, nota-se que, enquanto maior o campo solar, maior o impacto do armazenamento no retorno financeiro. Esse resultado é esperado haja vista que, quanto maior o número de coletores, maior a disponibilidade de energia térmica para ser aproveitada posteriormente.

Figura 24 – Payback das Diferentes Configurações.



Fonte: Autor.

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

O método de modelagem proposto foi implementado para as diferentes configurações sugeridas para a usina de geração termossolar com os dados meteorológicos locais e os resultados técnicos e financeiros de 1 ano de operação foram obtidos de acordo com as premissas adotadas. Assim, foi possível determinar, dentre as 10 configurações consideradas, uma configuração ótima, com base no tempo de retorno de investimento, para a planta geradora, sendo essa a configuração com 100 coletores e 53 MWh de armazenamento térmico.

Embora o modelo tenha entregado resultados razoáveis nos quesitos técnicos, o tempo de retorno de investimento calculado para todas as configurações é bastante elevado. Dentre as razões para tal resultado, foi identificado o custo de aquisição dos coletores solares como o principal motivo, sendo este 77,7% do investimento total para a configuração sugerida.

O sistema de armazenamento térmico se mostrou uma grande vantagem para as configurações que o possuíam, proporcionando uma maior estabilidade ao longo da operação e possibilitando gerar energia durante várias horas sem insolação, resultando num atendimento pleno aos patamares de carga médio e alto do sistema. Além disso, o *payback* foi inferior ao das configurações que não empregavam o tanque, mostrando a sua viabilidade financeira.

Para futuros trabalhos, o modelo pode ser revisado no que tange ao modelo dos coletores utilizados, já que o que foi considerado é da década de 1980, o que motiva a modificação do trabalho para considerar um modelo mais atual e eficiente de coletor solar. Por fim, a implementação deste trabalho e a comparação com simulações feitas por softwares já bem estabelecidos, como o TRNSYS (software de análise transiente), é desejado para a validação dos resultados.

REFERÊNCIAS

- ALTERNATIVE ENERGY TUTORIALS. **Parabolic Trough Reflector**. Disponível em: <<http://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/parabolic-trough-reflector.html>>. Acesso em: 23 fev. 2019.
- ALVA YAXUE LIN, G. F. G. An overview of thermal energy storage systems. Elsevier Ltd, 2017.
- CCEE. **Patamares de Carga 2014**. 2014. Disponível em: <https://www.ccee.org.br/portal/faces/pages_publico/o-que-fazemos/como_ccee_atua/patamares_contab?_afLoop=1058393503678427&_adf.ctrl-state=6ftyhv8u8_159#!%40%40%3F_afLoop%3D1058393503678427%26_adf.ctrl-state%3D6ftyhv8u8_163>. Acesso em: 12 mai. 2019.
- CCEE. **Preços em formato XLS**. 2018. Disponível em: <[https://spectrum.ieee.org/energywise/green-tech/solar/how-do-you-clean-258048-solar-thermal-mirrors-trucks-with-robot-arms](https://www.ccee.org.br/portal/faces/pages_publico/o-que-fazemos/como_ccee_atua/precos/precos_csv?_afLoop=1142776361161878&_adf.ctrl-state=4ylmo99aj_1#!%40%40%3F_afLoop%3D1142776361161878%26_adf.ctrl-state%3D4ylmo99aj_5,urlaccessdate={12mai.2019}.>>.</p>
<p>DAVELEVITAN. How Do You Clean 250 Thousand Solar Thermal Mirrors? Trucks With Robot Arms! 2013. Disponível em: <. Acesso em: 06 mar. 2019.
- DUFFIE, J.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. [S.l.]: Wiley, 2006. v. 3rd ed.
- FORRISTALL, R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver. National Renewable Energy Laboratory, 2003.
- GIOSTRI MARCO BINOTTI, M. A. P. S. E. M. G. M. A. Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology. Elsevier Ltd, 2012.
- GLATZMAIER, G. Developing a cost model and methodology to estimate capital costs for thermal energy storage. National Renewable Energy Laboratory, 2011.
- III MATTHEW JOSEPH PRILLIMAN, T. L. C. J. R. R. K. A. R. Maintenance of a small-scale parabolic trough concentrating solar power plant in louisiana. SciencePG, 2017.
- IMRAN FREDRIK HAGLIND, M. A. J. Z. A. M. Recent research trends in organic rankine cycle technology: A bibliometric approach. Elsevier Ltd, 2017.
- MEDRANO ANTONI GIL, I. M. X. P. L. F. C. M. State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. part 2—case studies. Elsevier Ltd, 2009.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Anuário estatístico de energia elétrica 2017. Governo Federal do Brasil, 2017.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. [S.l.]: LTC, 2013. v. 7ed. ISBN 9788521622123.
- M.POWELL, T. F. K. Modeling and control of a solar thermal powerplant with thermal energy storage. Elsevier Ltd, 2011.

ONS. **CAPACIDADE INSTALADA NO SIN - 2018 / 2023**. 2018. Disponível em: <<http://ons.org.br/paginas/sobre-o-sin/o-sistema-em-numeros>>. Acesso em: 18 mai. 2019.

OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA. **Curva de Carga Horária**. 2018. Disponível em: <http://ons.org.br/Paginas/resultados-da-operacao/historico-da-operacao/curva_carga_horaria.aspx>. Acesso em: 08 mar. 2019.

P. MOHAMMAD ABDUL BASEER, A. B. A. P. R.; ZUBAIR, M. Performance analysis and optimization of a parabolic trough solar power plant in the middle east region. MDPI, 2018.

PATNODE, A. M. **Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants**. 2006. 271 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — University of Wisconsin-Madison, Madison, 2006.

PY NAJIM SADIKI, R. O. V. G. Q. F. X. Thermal energy storage for csp (concentrating solar power). EDP Sciences, 2016.

REN21. Renewables 2018 global status report. Renewable Energy Policy Network for the 21st Century, 2018.

WELCH, H. A. M. Distributed integrated solar combined cycle power plants: Dispatchable, reliable, affordable, low carbon electricity. ASME, 2018.