



Bernardo Weber Landim Marques

Simulação de uma Usina Híbrida Termossolar

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio.

Orientador: Prof. Sergio Leal Braga

Rio de Janeiro
Agosto de 2019



Bernardo Weber Landim Marques

Simulação de uma Usina Híbrida Termossolar

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio.

Prof. Sergio Leal Braga

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. Florian Alain Yannick Pradelle

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. José Alberto dos Reis Parise

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Dr. Eduardo Torres Serra

ES+PS Consultoria

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Bernardo Weber Landim Marques

Engenheiro Mecânico formado na Universidade Federal Fluminense - UFF, 2013.

Ficha Catalográfica

Marques, Bernardo Weber Landim

Simulação de uma usina híbrida termossolar / Bernardo Weber Landim Marques ; orientador: Sergio Leal Braga. – 2019.
146 f. : il. color. ; 30 cm

Dissertação (mestrado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui bibliografia

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Usina híbrida termossolar. 3. Simulação numérica. 4. Armazenamento de energia. 5. Campo solar. 6. Irradiância direta normal. I. Braga, Sergio Leal. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621

Agradecimentos

Agradeço à Deus pela saúde e oportunidade única de estudo. Os desígnios para a mudança da minha área de estudo e trabalho em energia renovável poderão contribuir de alguma maneira para a melhoria da qualidade do meio ambiente e da vida das pessoas.

À PUC-Rio pelo ensino de excelência e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela bolsa concedida para a realização deste estudo de mestrado.

Ao financiamento parcial do projeto de pesquisa à Rede Temática CYTED 717RT0535 "ARMAZENAMENTO DE ENERGIA SOLAR PARA COMUNIDADES ISOLADAS".

Ao professor Sergio Leal Braga, meu orientador, por todos os ensinamentos e disposição para elucidação dos diversos questionamentos e desafios deste trabalho. Aprendi muito com o seu grande conhecimento em engenharia e a sua visão objetiva e criativa.

Ao professor Márcio Carvalho, o meu tutor do estágio em docência, pelo aprendizado adquirido no estágio e o imensurável conhecimento que obtive em Métodos Numéricos.

Aos meus pais e avó pelo amor incondicional, pelo forte apoio e incentivo durante toda a minha vida. Em especial, agradeço à minha mãe por toda dedicação e carinho ao longo da vida.

Ao meu irmão gêmeo, Rafael Landim, por ser meu melhor amigo e minha grande inspiração de vida.

Aos meus amigos da pós-graduação Isabela Fernandes, Rodrigo Tucunduva, Marcus Adorno e Renato de Oliveira por toda amizade, ajuda e contribuição para minha formação.

Resumo

Marques, Bernardo Weber Landim; Braga, Sérgio Leal. **Simulação de uma Usina Híbrida Termossolar**. Rio de Janeiro, 2019. 146p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

O presente trabalho consiste na integração de um campo solar em uma usina de gaseificação de resíduos sólidos urbanos no município de Boa Esperança em Minas Gerais. Os resíduos sólidos acumulados no lixão da cidade são utilizados como insumos para a geração de gás de síntese no reator químico da unidade. Esta operação recupera a extensa área degradada deste vertedouro permitindo a instalação do campo solar com coletores de calhas parabólicas. O intuito do projeto é o fornecimento contínuo de calor pelo campo solar através da instalação de tanques de armazenamento direto de calor. A operação do campo solar é simulada pela elaboração de uma rotina computacional no software Matlab através do método das diferenças finitas unidimensional. A solução numérica do sistema de equações diferenciais que compõe o balanço de energia do receptor solar é validada pela comparação com o teste experimental do Laboratório Nacional de Sandia do concentrador solar SEGS LS-2 com tubo absorvedor evacuado. Além disso, o controle da vazão mássica circulante pelo campo solar é incorporado na lógica computacional de modo que a temperatura na saída do campo solar seja mantida com valores próximo ao set-point de 390°C. Portanto, as simulações computacionais com proposições sobre a partida e operação do campo solar são testadas para dias ensolarados do ano meteorológico típico de Boa Esperança. Finalmente, um dia real com nebulosidade é simulado para a análise do funcionamento do campo solar de acordo com a variação intermitente da irradiância direta normal. Os resultados da operação do dia real são utilizados como base para a aplicação da presente rotina computacional em futuros projetos do campo solar.

Palavras-chave

Usina Híbrida Termossolar; Simulação numérica; Armazenamento de Energia; Campo Solar; Irradiância Direta Normal.

Abstract

Marques, Bernardo Weber Landim; Braga, Sérgio Leal (Advisor). **Numerical simulation of a Hybrid Concentrated Solar Power Plant.** Rio de Janeiro, 2019. 146p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

This work intends to hybridize a solar field into the current waste to energy gasification power plant in Boa Esperança in Minas Gerais. The gasification process converts municipal solid waste to usable synthesis gas for electrical production. This current operation of waste to energy power plant removes waste accumulated from the landfill site. It recovers an extensive area for future solar field installation due to this available space without any waste in the future. The design of the planned solar field comprises the parabolic trough concentrating systems. The aim of the solar design is to provide ongoing heat to the power block with direct storage tanks. The solar field operation is simulated by the development of a Matlab computer program based one dimensional implicit difference method with energy balance approach of an evacuated receiver. The validation of present model was done by comparing the outlet temperatures of simulation results and the experimental data obtained by Sandia National Laboratories. Moreover, the mass flow rate is regulated through the field to make sure that the outlet temperature from the solar collector is kept as close to the desired 390°C as possible. To accomplish the main purpose of the work, many different computational models with start-up and full operation stages are suggested for different clear days along the typical meteorological year of the city Boa Esperança. Eventually, a cloud day with a real meteorological data was chosen for a computational model of the solar field performance. All results of the real day operation are used to improve the computer program of the present work. These results are useful for future solar field design.

Keywords

Hybrid Concentrated Solar Power Plant; Numerical Simulation; Thermal Storage System; Solar Field; Direct Normal Irradiance

Sumário

1 Introdução	17
1.1. Coletores concentradores de energia solar	19
1.2. Exemplo histórico	21
1.3. Armazenamento de energia	23
1.4. Hibridização	26
1.5. Layout do Campo Solar da Usina Termossolar	28
1.6. Receptor	30
1.7. Objetivos do trabalho	30
2 Projeto de hibridização da planta de geração elétrica	31
2.1. Projeto existente	32
2.1.1. Ciclo de potência a vapor existente	33
2.1.2. Parâmetros de desempenho	37
2.1.3. Simulação do Ciclo de Rankine convencional	43
2.2. Projeto proposto	47
2.2.1. Carga térmica do campo solar	48
2.2.2. Potência elétrica equivalente produzida pelo campo solar	49
2.2.3. Localização e clima do município Boa Esperança	50
2.2.4. Principais características geométricas do coletor selecionado	52
3 Dimensionamento básico do sistema solar	53
3.1. Posição solar	54
3.1.1. Declinação solar	54
3.1.1. Ângulo horário solar	55
3.1.2. Ângulo Zenital	57
3.1.3. Ângulo de altitude	58
3.2. Posição relativa do concentrador	58
3.3. Irradiância de projeto	61
3.4. Eficiência óptica e térmica	62
3.5. Área de abertura mínima do campo solar	69
3.6. Área de abertura total do campo solar	70

3.7. Massa acumulada no tanque de armazenamento	73
3.8. Volume de óleo acumulado nos tanques de armazenamento	75
3.9. Volume total dos tanques de armazenamento	76
3.10. Diâmetro e Altura dos tanques de armazenamento	76
3.11. Vazão mássica no trocador de calor	77
3.12. Capacidade do Sistema de Armazenamento de Energia	78
3.13. Consumo Parasita	78
4 Desenvolvimento do modelo matemático e numérico	79
4.1. Modelo Matemático	79
4.1.1. Modos de Transferência de calor	83
4.1.2. Equacionamento do balanço de energia	91
4.2. Modelo Numérico	93
4.2.1. Notação numérica	94
4.2.2. Discretização das derivadas parciais	95
4.2.3. Condição inicial	95
4.2.4. Condições de contorno	96
4.2.5. Discretização numérica	98
4.2.6. Procedimento de solução numérica	100
4.2.7. Validação do modelo numérico	101
5 Simulação Computacional	106
5.1. Descrição do campo solar modelado	106
5.2. Área total da instalação	110
5.3. Partida da operação	111
5.4. Operação plena	113
5.5. Descrição do método de simulação proposto.	118
5.6. Resultados para dias de céu claro do ano meteorológico típico.	119
5.6.1. Resultados gráficos do dia 01 de março.	121
5.6.2. Resultados gráficos do dia 15 de junho.	123
5.6.3. Resultados gráficos do dia 26 de setembro.	125
5.6.4. Resultados gráficos do dia 02 de dezembro	128
5.6.5. Resumo dos resultados	130
5.6.6. Eficiência térmica média	131

5.6.7. Eficiência global da usina termossolar	131
5.6.8. Eficiência do sistema elétrico-solar	131
5.7. Simulação de um dia real.	132
5.8. Discussão de resultados	135
6 Conclusão	138
7 Referências bibliográficas	140
Anexo A – Data Sheet da Turbina	146

Lista de Figuras

Figura 1.1: Projeção do crescimento global da produção da energia elétrica por diversas fontes.	18
Figura 1.2: Projeção da participação da energia solar e eólica na matriz global de geração elétrica	19
Figura 1.3: Concentradores lineares: a) Calha Parabólica; b) Fresnel	20
Figura 1.4: Concentradores Pontuais: a) Disco Stirling; b) Torre central.	20
Figura 1.5: Dados comparativos das tecnologias heliotêmicas.	21
Figura 1.6: Parâmetros gerais das 9 usinas do complexo SEGS.	22
Figura 1.7: Layout de uma típica usina do complexo SEGS.....	22
Figura 1.8: Layout típico de uma usina termossolar com armazenamento..	24
Figura 1.9: Operação do sistema de armazenamento de energia.....	25
Figura 1.10: Energia térmica perdida e preço médio de energia elétrica	26
Figura 1.11: a) Campo solar para substituir o aquecedor de baixa pressão; b) Campo solar para substituir o aquecedor de alta pressão.....	27
Figura 1.12: Módulo SCE.....	28
Figura 1.13: SCA com SCE constituintes	29
Figura 1.14: Exemplo de 1 Loop com 4 SCA	29
Figura 1.15: Exemplo do campo solar com diversos loops.....	29
Figura 1.16: Receptor do campo solar.....	30
Figura 2.1: Esquema da hibridização da usina de Boa Esperança.....	32
Figura 2.2: Fluxograma do processo dos blocos integrados da planta existente.....	32
Figura 2.3: Esquema simplificado do Ciclo Rankine Regenerativo.....	33
Figura 2.4: Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo Rankine existente	36
Figura 2.5: Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo Rankine existente.	36
Figura 2.6: Diagrama de balanço térmico da turbina da Man Energy Solutions	38
Figura 2.7: Diagrama de Mollier da Turbina da Man Energy Solutions	38
Figura 2.8: Diagrama de Mollier da Turbina do projeto Boa Esperança	40

Figura 2.9: Diagrama de balanço térmico da Turbina do projeto	
Boa Esperança	41
Figura 2.10: I) Desenho 3D do turbogerador com caixa redutora;	
II) Trem real do turbogerador do projeto.....	42
Figura 2.11: Ciclo de Rankine convencional simulado	43
Figura 2.12: Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo Rankine	
convencional.....	44
Figura 2.13: Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo Rankine convencional	45
Figura 2.14: Modelo proposto para hibridização do sistema.	48
Figura 2.15: Esquema simplificado da transferência de calor entre	
o campo solar e o ciclo de potência.....	48
Figura 2.16: DNI do município de Boa Esperança.....	52
Figura 3.1: Rastreamento solar do sistema de calha parabólicas	53
Figura 3.2: Trajetória variável do Sol para diferentes estações do ano	54
Figura 3.3: Sistema de coordenadas altazimutais para trajetória do sol	54
Figura 3.4: Declinação solar ao longo dos dias do ano	55
Figura 3.5: Valores da Equação do tempo ao longo dos dias do ano	56
Figura 3.6: Variação do ângulo zenital para dias extremos em Boa	
Esperança.....	58
Figura 3.7: Variação do ângulo de altitude para dois dias extremos em	
Boa Esperança.	58
Figura 3.8: Ângulo de incidência em um concentrador de calha parabólica.....	59
Figura 3.9: Variação do ângulo de incidência para dois dias extremos em	
Boa Esperança	60
Figura 3.10: Influência do ângulo de incidência para redução da irradiação	
incidente no dia 21 de junho.....	60
Figura 3.11: Variação da irradiância incidente no dia 2 de dezembro	61
Figura 3.12: Eficiência óptica de pico e eficiência térmica de teste do	
coletor proposto	63
Figura 3.13: Sombreamento dos coletores de calha parabólica.....	65
Figura 3.14: Perda óptica do final do coletor	65
Figura 3.15: Instalação dos escudos de radiação nas conexões dos tubos	66
Figura 3.16: Variação da eficiência térmica para o dia 2 de dezembro do	
ano meteorológico típico	69

Figura 3.17: Área de abertura do coletor	70
Figura 3.18: Influência do múltiplo solar	71
Figura 3.19: Resultados da energia térmica útil e a energia desperdiçada no dia 02 de dezembro em função da variação do múltiplo Solar.....	72
Figura 3.20: Variação da potência térmica útil do campo solar com 8 SCA no dia 2 de dezembro do ano meteorológico típico.....	73
Figura 3.21: Variação das potências térmica para o dia 2 de dezembro	74
Figura 4.1: Modos de transferência de calor considerados na seção transversal	80
Figura 4.2: Circuito térmico para os modos de transferência de calor	81
Figura 4.3: Modos de transferência de calor considerados na seção meridional.....	82
Figura 4.4: Numeração sequencial dos nós na malha geométrica.....	94
Figura 4.5: Esquema exemplificador da notação numérica.....	95
Figura 4.6: Esquema do procedimento de solução numérica	101
Figura 5.1: Simplificação do campo solar modelado	108
Figura 5.2: Irradiância Direta Normal no dia 01 de março.	121
Figura 5.3: Vazão mássica no Loop do campo solar no dia 01 de março.	121
Figura 5.4: Temperatura na saída do campo solar no dia 01 de março.	121
Figura 5.5: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente no dia 01 de março.....	122
Figura 5.6: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia 01 de março	122
Figura 5.7: Potências térmicas do campo solar no dia 01 de março.....	122
Figura 5.8: Eficiência térmica do campo solar no dia 01 de março	123
Figura 5.9: Irradiância Direta Normal no dia 15 de junho	123
Figura 5.10: Vazão mássica no loop do campo solar no dia 15 de junho	123
Figura 5.11: Temperatura na saída do campo solar no dia 15 de junho	124
Figura 5.12: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente no dia 15 de junho.....	124
Figura 5.13: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia 15 de junho	124
Figura 5.14: Potências térmicas do campo solar no dia 15 de junho	125
Figura 5.15: Eficiência térmica do campo solar no dia 15 de junho.	125

Figura 5.16: Irradiância Direta Normal no dia 26 de setembro.....	125
Figura 5.17: Vazão mássica no Loop do campo solar no dia 26 de setembro.....	126
Figura 5.18: Temperatura na saída do campo solar no dia 26 de setembro	126
Figura 5.19: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente no dia 26 de setembro.	126
Figura 5.20: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia 26 de setembro.....	127
Figura 5.21: Potências térmicas do campo solar no dia 26 de setembro.	127
Figura 5.22: Eficiência térmica do campo solar no dia 26 de setembro.....	127
Figura 5.23: Irradiância Direta Normal no dia 02 de dezembro.....	128
Figura 5.24: Vazão mássica no Loop do campo solar no dia 02 de dezembro.....	128
Figura 5.25: Temperatura na saída do campo solar no dia 02 de dezembro	128
Figura 5.26: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente no dia 02 de dezembro.	129
Figura 5.27: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia 02 de dezembro.....	129
Figura 5.28: Potências térmicas do campo solar no dia 02 de dezembro.....	129
Figura 5.29: Eficiência térmica do campo solar no dia 02 de dezembro.....	130
Figura 5.30: DNI do dia real 03/01/2015 em Campos dos Goytacazes	132
Figura 5.31: Vazão mássica no loop campo solar no dia real 03/01/2015.	133
Figura 5.32: Temperatura na saída do campo solar no dia real 03/01/2015.....	133
Figura 5.33: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente para o dia real 03/01/2015.....	133
Figura 5.34: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia real	134
Figura 5.35: Potências térmicas do campo solar para o dia real 03/01/2015	134
Figura 5.36: Eficiência térmica do campo solar para o dia real 03/01/2015.....	134
Figura 5.37: Energia total útil captada nos 4 dias ensolarados do ano meteorológico típico.	136
Figura 5.38: Volume máximo de enchimento do tanque quente nos 4 dias ensolarados do ano meteorológico típico	136

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Parâmetros da planta de geração	33
Tabela 2.2: Vazões mássicas nos bocais de entrada e saídas da turbina.	34
Tabela 2.3: Vazões mássicas no ciclo Rankine regenerativo original.....	34
Tabela 2.4: Propriedades termodinâmicas do ciclo ideal regenerativo	35
Tabela 2.5: Potências calculadas para o ciclo ideal regenerativo.....	37
Tabela 2.6: Saltos entálpicos e eficiências isentrópicas das seções da turbina MAN Energy Solutions.	39
Tabela 2.7: Saltos entálpicos da turbina do projeto.....	39
Tabela 2.8: Variáveis intensivas termodinâmicas do ciclo convencional.	44
Tabela 2.9: Potências calculadas para o ciclo ideal convencional	44
Tabela 2.10: Saltos entálpicos e eficiência isentrópica da expansão total.....	46
Tabela 2.11: Dados da localização do município Boa Esperança.	50
Tabela 2.12: Dados meteorológicos do município Boa Esperança	50
Tabela 2.13: Principais características geométricas do coletor SKyTrough	52
Tabela 3.1: Informações sobre o ponto de projeto	61
Tabela 3.2: Coeficientes empíricos para cálculo do fluxo de calor perdido	67
Tabela 4.1: Parâmetros do coletor para validação	102
Tabela 4.2: Informações dos testes experimentais	104
Tabela 4.3: Resultados comparativos de validação	104
Tabela 5.1: Parâmetros do coletor SkyFuel Trough.....	109
Tabela 5.2: Dados do instante da partida da simulação.....	120
Tabela 5.3: Dados do instante da parada da simulação.	120
Tabela 5.4: Resumo dos resultados das simulações	130

Lista de Siglas

Nomenclatura

A	Área [m ²]
C	Calor específico [$\frac{J}{kg \cdot K}$]
D	Diâmetro [m]
DNI	Irradiância direta normal [$\frac{W}{m^2}$]
h	Coeficiente de transferência de calor [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]
H	Altura [m]
I	Irradiância [$\frac{W}{m^2}$]
L	Comprimento [m]
k	Condutividade térmica [$\frac{W}{m \cdot K}$]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Vazão mássica [$\frac{kg}{s}$]
Nu	Número de Nusselt [-]
Pr	Número de Prandtl [-]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [kW]
MS	Múltiplo Solar [-]
r	Raio [m]
Ra	Número de Rayleigh [-]
Re	Número de Reynolds [-]
T	Temperatura [°C]
t	Tempo [s]
U	Coeficiente Global de transferência de calor para o ambiente [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]
V	Volume [m ³]
w	Ângulo horário solar [°]
W	Largura [m]
\dot{W}	Potência [kW]

Letras Gregas

α	Absortividade
ρ	Massa específica
τ	Transmissividade
Ω	Refletividade do espelho parabólico
θ	Ângulo de incidência
δ	Fator modificador do ângulo de incidência
η	Eficiência
η_o	Eficiência óptica
η_t	Eficiência térmica
ε	Eficiência do conjunto turbogerador

Subscrito

a	Tubo absorvedor
acm	Acumulada
amb	Ambiente
arm	Armazenamento
conv	Convecção
CS	Campo Solar
e	Externo
env	Envelope de vidro
ex	Trocador de calor
f	Fluido de transferência de calor
i	Interno
max	máximo
rad	Radiação
tf	Tanque frio
tq	Tanque quente
u	Interior do Tubo Absorvedor

1

Introdução

A energia solar é considerada como uma fonte de energia inesgotável, não poluente, efetiva e a mais abundante entre as fontes disponíveis (GHASEMI et al., 2013). A energia térmica solar concentrada foi desenvolvida e viabilizada economicamente através de subsídios e programas de fomento governamentais, principalmente, em países como Estados Unidos e Espanha.

O aumento previsto da demanda global de energia elétrica em 60% de 2016 para 2040 (EXXONMOBIL, 2018) urge a instalação e desenvolvimento de novas tecnologias alternativas que sejam economicamente viáveis. A necessidade da diminuição da participação dos combustíveis fósseis no futuro promoveu a geração de eletricidade em larga escala a partir de fontes renováveis como a energia solar.

O fator inicial que estimulou o forte incentivo na produção de energia elétrica em larga escala por fontes alternativas de energia foi a crise do petróleo em 1973 (GUVEN; THOMAS, 1993). A dependência econômica do óleo desencadeou uma severa crise na economia mundial, consequentemente, isso proporcionou a diversificação de investimentos dos governos em outras formas de geração elétrica como a energia heliotérmica.

Outro fator impulsionador do desenvolvimento de novas tecnologias alternativas na geração elétrica foi a preocupação com o grave impacto ambiental global causado pelo uso de combustíveis fósseis ao longo das últimas décadas. A queima de combustíveis fósseis é responsável pelas emissões de óxidos de nitrogênio, óxidos de enxofre, material particulado, dióxido de carbono e mercúrio na atmosfera. Esses poluentes são responsáveis por afetar diretamente a saúde pública e o meio ambiente (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017).

Assim, a preocupação dos diversos efeitos indesejados promovidos pelo uso das fontes fósseis como a forte dependência econômica e os graves impactos ambientais promoveram amplo investimento em pesquisa e construção de usinas termossolares, que utilizam a fonte solar, para geração elétrica.

O intenso crescimento prospectado para o futuro, com relação a participação das fontes renováveis na matriz de geração elétrica, ratifica a solidez tecnológica e a viabilidade econômica dos diversos projetos desenvolvidos nessa área. O crescimento da geração elétrica a partir das fontes renováveis como a solar e a eólica é demonstrado no estudo de projeção da ExxonMobil (2018) até o ano de 2040 conforme figura 1.1.

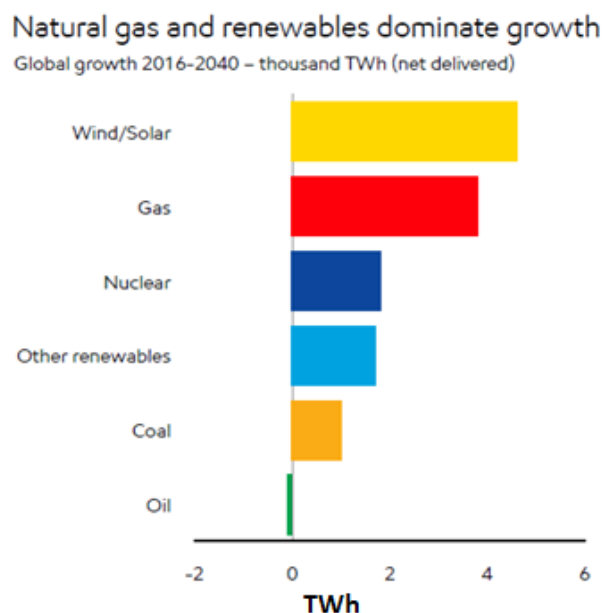


Figura 1.1: Projeção do crescimento global da produção da energia elétrica por diversas fontes. Fonte: (EXXONMOBIL, 2018).

Assim sendo, os estudos para geração de energia elétrica a partir da energia solar foram realizados intensamente e aperfeiçoados ao Estado da Arte com o intuito de aumentar a participação das fontes renováveis na matriz de geração elétrica mundial. De acordo com a ExxonMobil (2018), a produção de energia elétrica a partir das fontes renováveis solar e eólica aumentará a participação na Matriz Global de 5% em 2016 para 17% em 2040. Especificamente, a geração elétrica a partir da fonte solar é estimada aproximadamente em 7% de toda a produção mundial de energia elétrica no ano de 2040 como demonstrado na figura 1.3. Outrossim, a figura 1.2 destaca o aumento por regiões globais da participação da produção de energia elétrica através da radiação solar.

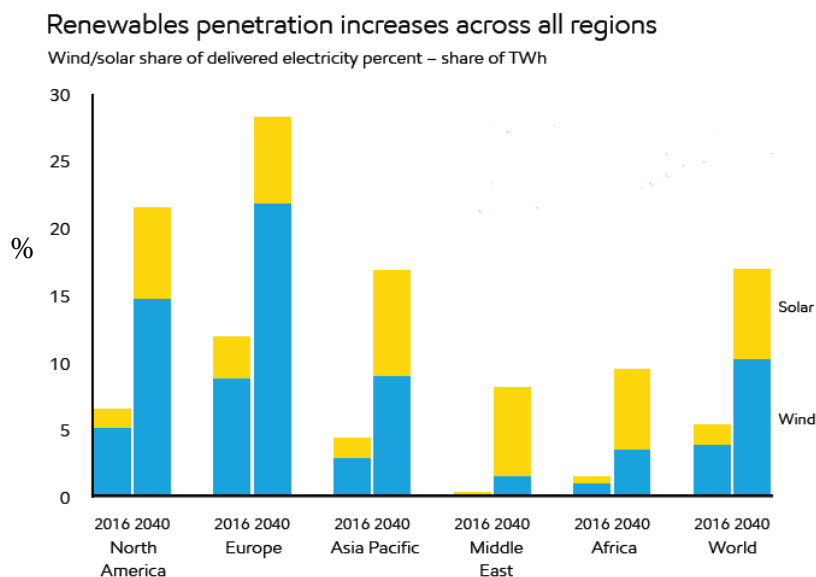


Figura 1.2: Projeção da participação da energia solar e eólica na matriz global de geração elétrica. Fonte: (EXXONMOBIL, 2018).

1.1. Coletores concentradores de energia solar

A solidez da inserção da tecnologia termossolar na geração elétrica em larga escala foi possível pela aplicação dos coletores concentradores na captação da radiação solar. A temperatura do fluido em escoamento neste sistema concentrador da irradiação solar incidente foi aumentada significativamente com a diminuição da área onde as perdas térmicas ocorrem (DUFFIE; BECKMAN, 1980).

Em suma, a energia entregue pelo campo solar de coletores concentradores possui temperaturas bem mais altas quando comparado com o campo solar de coletores de placas planas, o que é traduzido como maior transferência de calor. Em outras palavras, os coletores concentradores possuem maior eficiência da instalação (KALOGIROU, 2014).

A efetividade do sistema concentrador é conseguida pela interposição de um dispositivo ótico entre a fonte de radiação e a superfície absorvedora da energia. Esse dispositivo ótico permite a reflexão e convergência dos raios solares para um ponto ou linha focal. Consequentemente, o fluxo de radiação direta é aumentado substancialmente sobre os receptadores com menor área superficial (DUFFIE; BECKMAN, 1980).

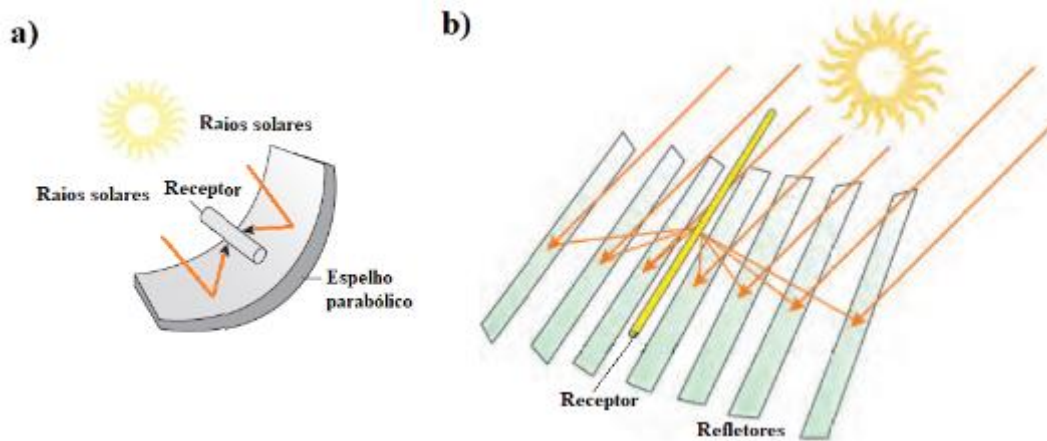


Figura 1.3: Concentradores lineares: a) Calha Parabólica. Fonte: (Adaptado de LOVEGROVE & STEIN, 2012); b) Fresnel. Fonte: (Adaptado de DGS, 2010)

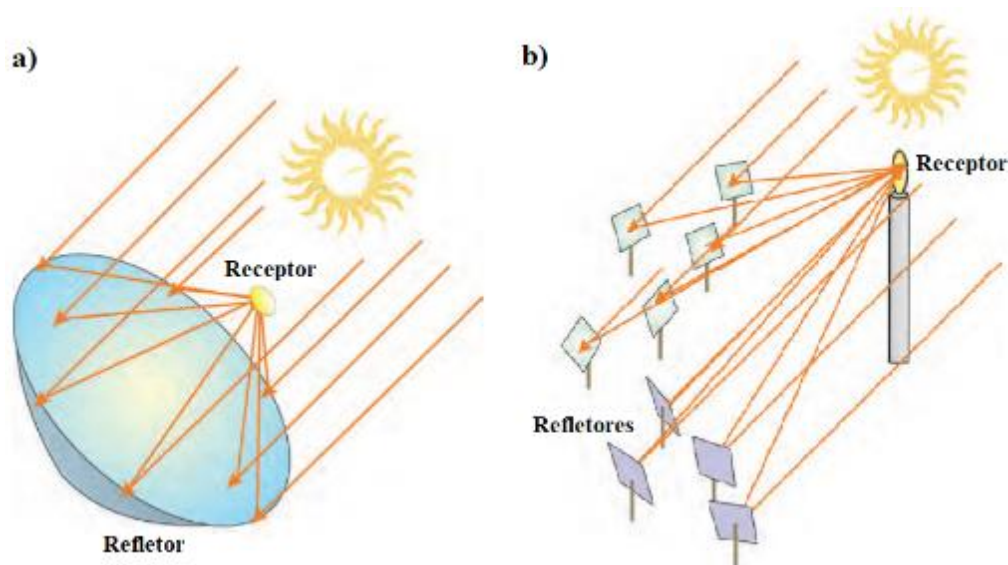


Figura 1.4: Concentradores Pontuais: a) Disco Stirling; b) Torre central. Fonte: (Adaptado de DGS, 2010).

As eficiências encontradas destes concentradores são inferiores em relação às tecnologias fósseis para a geração de energia elétrica como as usinas termelétricas, que utilizam somente turbinas a gás ou turbinas a vapor. Entretanto, a hibridização do sistema convencional com coletores concentradores de calha parabólica reduz significativamente os impactos ambientais devido à diminuição da queima dos combustíveis fósseis. A figura 1.5 apresenta dados de eficiência do sistema elétrico-solar dos diferentes tipos de concentradores assim como outras características comparativas.

Technology	Optical efficiency	Annual solar-to-electric efficiency	Land occupancy	Water cooling (L/MWh)	Storage possible	Possible backup/hybrid mode	Solar fuels	Outlook for Improvements
Parabolic troughs	**	15%	Large	3 000 or dry	Yes, but not yet with DSG	Yes	No	Limited
Linear Fresnel receivers	*	8-10%	Medium	3 000 or dry	Yes, but not yet with DSG	Yes	No	Significant
Towers (central receiver systems)	**	20-35% (concepts)	Medium	2 000 or dry	Depends on plant configuration	Yes	Yes	Very significant
Parabolic dishes	***	25-30%	Small	none	Depends on plant configuration	Yes, but in limited cases	Yes	Through mass production

Figura 1.5: Dados comparativos das tecnologias heliotérmicas. Fonte: (IEA, 2010).

É notório ressaltar que o coletor concentrador de calha parabólica é o tipo de tecnologia mais avançada entre todas as tecnologias heliotérmicas. O avanço destacado desta tecnologia foi devido à experiência considerável com esses sistemas e ao desenvolvimento consolidado de uma crescente indústria comercial que produz e comercializa esses sistemas (KALOGIROU, 2014). De acordo com Kalogirou (2014), os coletores de calha parabólica são a tecnologia mais madura para geração de calor em temperaturas de até 400 °C para geração de eletricidade ou em aplicações industriais do calor de processo. Portanto, a avançada e madura tecnologia das usinas termossolares (usinas heliotérmicas) é eficiente e com viabilidade econômica para geração elétrica ao longo do seu histórico operacional.

Conclui-se, então, que os concentradores do tipo de calha parabólica são uma das tecnologias responsáveis pela inserção massiva da energia solar na matriz de geração elétrica em diversos países e do mundo.

1.2. Exemplo histórico

Um exemplo histórico contundente do início da geração elétrica em larga escala das usinas termossolares com coletores de calha parabólica começou com a construção e operação de um complexo de 9 usinas, denominado como SEGS (solar electric generating systems), em meados da década de 80. Localizado no deserto de Mojave no sul da Califórnia, esse complexo de usinas termossolares produz 354 MWe de potência líquida instalada. Isto significa o abastecimento de eletricidade

para mais de 300 mil moradores e a substituição do equivalente a 2 milhões de barris de óleo por ano (FORRISTALL, 2003).

SEGS Plant	Year Operation Began	Net Output (MWe)	Solar Outlet Temp. (°C)	Luz Collector Used	Solar Field Area (m²)	Solar Turbine Efficiency (%)	Fossil Turbine Efficiency (%)	Annual Output (MWh)
I	1985	13.8	307	LS-1	82,960	31.5	—	30,100
II	1986	30	316	LS-2	190,338	29.4	37.3	80,500
III	1987	30	349	LS-2	230,300	30.6	37.4	92,780
IV	1987	30	349	LS-2	230,300	30.6	37.4	92,780
V	1988	30	349	LS-2	250,500	30.6	37.4	91,820
VI	1989	30	390	LS-2	188,000	37.5	39.5	90,850
VII	1989	30	390	LS-2 + LS-3	194,280	37.5	39.5	92,646
VIII	1990	80	390	LS-3	464,340	37.6	37.6	252,750
IX	1991	80	390	LS-3	483,960	37.6	37.6	256,125

Figura 1.6: Parâmetros gerais das 9 usinas do complexo SEGS. Fonte: (KALOGIROU, 2014).

O funcionamento dessas primeiras usinas consiste no fornecimento da energia térmica captada pelos respectivos campos solares para a geração de vapor no ciclo de potência das plantas. A troca de calor entre o campo solar e o ciclo potência da usina ocorre através de trocadores de calor que transferem o calor do óleo térmico aquecido no campo solar para a água (fluido de trabalho) do ciclo Rankine. Consequentemente, o vapor gerado realiza trabalho nas turbinas a vapor para produção de eletricidade nos geradores.

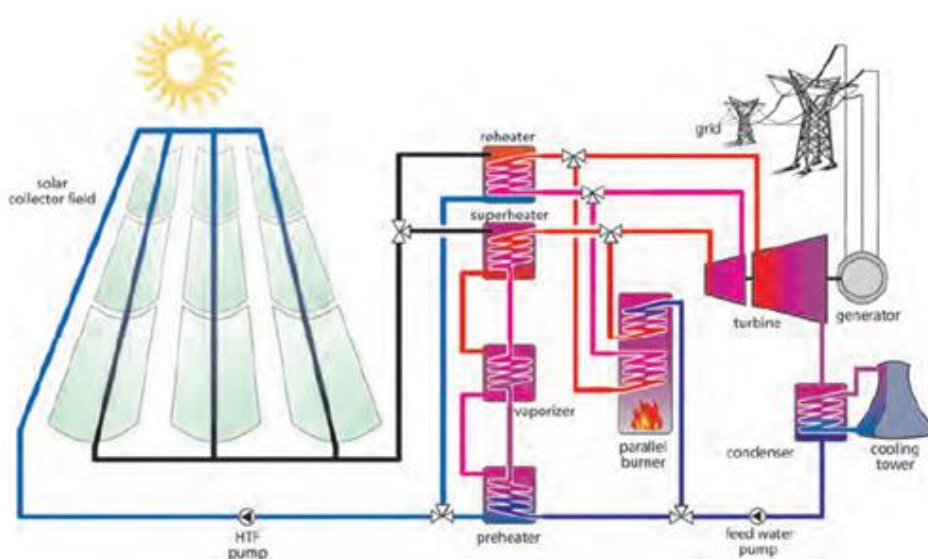


Figura 1.7: Layout de uma típica usina do complexo SEGS. Fonte: (DGS,2010).

Esta configuração das plantas SEGS gera energia elétrica durante o horário de pico de demanda do Sul da Califórnia, que começa desde o meio dia até as 18 horas. Para garantir a eficiência máxima das turbinas a vapor, as usinas precisam operar a carga máxima. Para tanto, o projeto dessas unidades exigiu a instalação de queimadores, que utilizam gás natural como combustível, para a suplementação da geração de vapor durante a insuficiência da captação da radiação solar (transiente das nuvens ou em certos dias mais curtos do ano).

Outra característica no dimensionamento é que essas usinas podem operar somente com os queimadores de gás natural. Assim, a produção de eletricidade com potência máxima é possível durante o período noturno ou em dias com péssimas condições climáticas como, por exemplo, a alta nebulosidade. No entanto, a lei federal dos Estados Unidos limita o fornecimento de calor por fontes fósseis nestas usinas em 25% do total de fornecimento anual (BAHAROON et al., 2015).

Importante ressaltar que a viabilidade econômica do complexo SEGS na produção de eletricidade foi obtida através dos subsídios e programas de fomento governamental norte americano. A experiência de operação de mais de 30 anos dessas instalações foi preponderante para o desenvolvimento tecnológico e na redução dos custos associados das modernas usinas termossolares de calha parabólica.

1.3. Armazenamento de energia

Atualmente, as usinas termossolares dispõem de um sistema de armazenamento de energia térmica que permitiu amplo ganho econômico do projeto e a melhoria operacional das respectivas plantas geradoras de eletricidade.

De forma geral, a energia solar captada no campo solar é armazenada na forma de calor sensível em dois tanques térmicos isolados de diferentes temperaturas (tanque quente e tanque frio), ou seja, o armazenamento é realizado pelo aumento da temperatura sem a mudança de fase do fluido de transferência de calor (água, óleo térmico ou sal fundido).

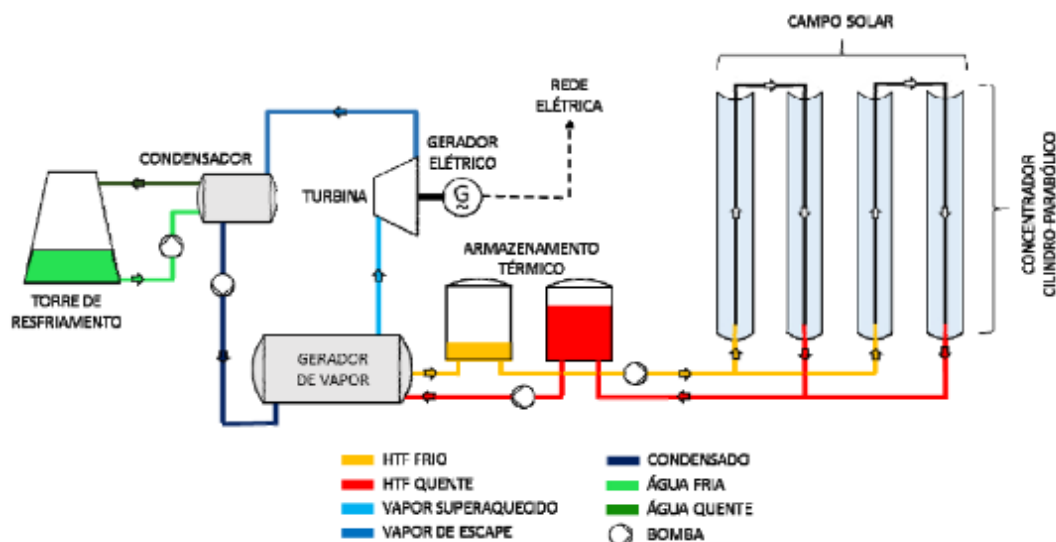


Figura 1.8: Layout típico de uma usina termossolar com armazenamento. Fonte: (GAZOLI et al., 2018).

Esse sistema acumula a energia térmica advinda da captação da energia solar coletada durante o dia e realiza a transferência constante de calor, em regime permanente, para a geração elétrica. Consequentemente, a produção de energia elétrica do ciclo principal da usina é estável independentemente da variabilidade diária da irradiação solar, ou seja, a instalação fornece energia despachável. Em linhas gerais, afirma-se que o armazenamento de energia aumenta a despachabilidade desse tipo de usina, pois diminui a dependência da variabilidade da fonte solar ao desacoplar a oferta e a demanda de energia.

Em suma, o armazenamento é um fator essencial para a viabilidade econômica do projeto através das seguintes vantagens operacionais:

- I. Melhoria na utilização da energia solar coletada através do provimento de capacidade térmica ao sistema, que possibilita a mitigação do descompasso entre a demanda de energia elétrica e a disponibilidade do recurso solar. Portanto, a geração elétrica é possível em períodos noturnos ou em períodos com baixa irradiação solar. Em suma, a capacidade térmica introduzida pelo armazenamento de energia melhora a resposta instantânea da planta e possibilita a produção contínua de eletricidade em períodos prolongados como 24 horas;

II. O deslocamento da produção de potência para atender o horário de consumo com alta demanda. Em outras palavras, a geração de eletricidade no horário de ponta de consumo ocorre mesmo sem a disponibilidade da irradiação solar, uma vez que esse horário é característico no período entre o final da tarde e o começo da noite no Brasil. Isso permite a venda da energia elétrica produzida em um horário mais caro do consumo;

III. Aumento significativo da confiabilidade e performance da geração elétrica da usina. A estabilidade do fornecimento constante de calor atende a carga máxima do sistema de potência garantindo máxima eficiência das turbinas e produção de eletricidade com potência máxima em regime contínuo;

IV. Pré-aquecimento dos componentes dos receptores do campo solar, reduzindo o período de partida;

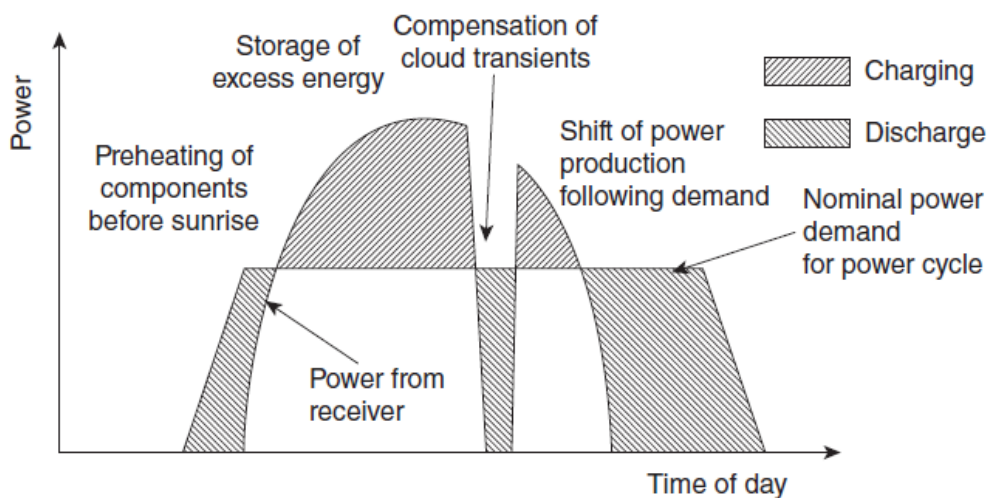


Figura 1.9: Operação do sistema de armazenamento de energia. Fonte: (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

O estudo técnico-econômico desenvolvido por Sioshansi & Denholm (2010) nas regiões do sudoeste dos Estados Unidos comprova a importância do sistema de armazenamento de energia. A quantidade de energia captada e o lucro das usinas termossolares são aumentados através do levantamento de diversos dados como a diminuição significativa da energia perdida e aumento do preço médio da venda da energia elétrica. O excesso de energia produzido é captado pelo campo solar e

armazenado nos tanques para uso posterior. Dessa forma, a energia desperdiçada é significativamente reduzida com relação a um dado tamanho do campo. Além disso, a possibilidade de deslocamento da produção de energia para um horário de pico de demanda aumenta o preço da venda desta energia.

Estas duas vantagens são demonstradas na figura 1.10 para uma planta no Texas com múltiplo solar 2 de acordo com aumento do número de horas de armazenamento.

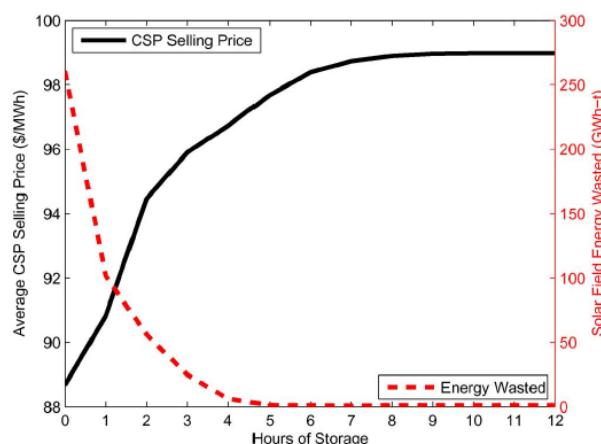


Figura 1.10: Energia térmica perdida e preço médio de energia elétrica. Fonte: (SHIOSHANSI; DENHOLM, 2010).

Segundo Sioshansi & Denholm (2010), ocorre um aumento do custo de uma usina com armazenamento em aproximadamente 45%-51% em comparação com uma planta sem armazenamento. Apesar do aumento do investimento, o maior fator de capacidade da usina com armazenamento proporciona maior quantidade de energia elétrica produzida. Consequentemente, o custo nivelado mínimo de energia é menor para as usinas com armazenamento térmico.

1.4. Híbridação

Além do armazenamento de energia, outro fator preponderante para o aumento da despachabilidade é a hibridização das plantas geradoras. A hibridização refere-se a uma usina que utiliza duas ou mais fontes de calor em um ciclo termodinâmico que se complementam entre si para a geração elétrica. Especificamente, no caso das instalações híbridas heliotérmicas, uma das fontes de

calor é o sol e as outras fontes podem ser a queima de um combustível fóssil (gás natural, carvão, óleo diesel) ou recursos naturais renováveis como o vento, a biomassa e a geotermia (calor proveniente do interior da Terra) (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017).

O sistema híbrido mostrado na figura 1.11 apresenta a integração entre a malha de coletores solares para pré-aquecimento do fluido de trabalho e a caldeira com a queima de combustível para geração de vapor. Desse modo, a extração de vapor do ciclo regenerativo Rankine pode ser substituído pela energia solar. Além disso, o calor sensível para pré-aquecimento do fluido de trabalho e o calor latente da evaporação da água também podem ser substituídos pela participação solar em diversos projetos existentes.

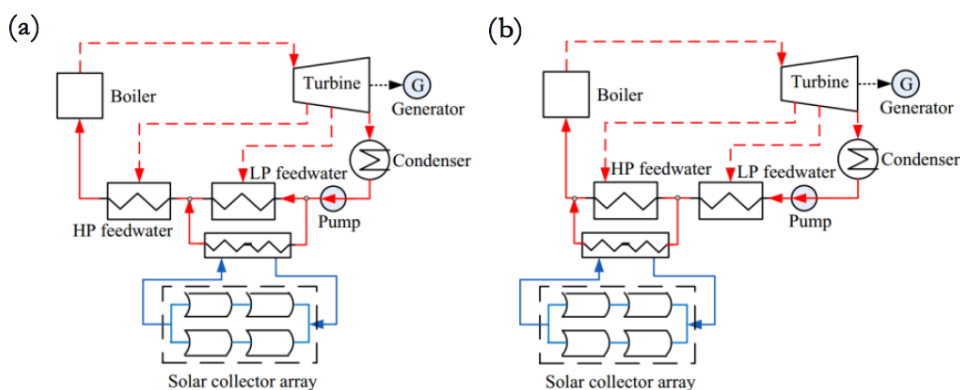


Figura 1.11: a) Campo solar para substituir o aquecedor de baixa pressão; b) Campo solar para substituir o aquecedor de alta pressão. Fonte: (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017).

Esta aplicação de hibridização inclui as usinas que queimam combustíveis fósseis (carvão ou gás natural) na caldeira para geração de vapor e utilizam a energia heliotérmica para funções auxiliares como pré-aquecimento ou evaporação da água (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017). A introdução do sistema termossolar reduz consideravelmente as emissões de poluentes das plantas convencionais, pois substitui parte do calor total necessário por uma fonte renovável.

A hibridização das usinas com a utilização do campo solar para pré-aquecimento do fluido de trabalho no bloco de potência apresenta redução do custo nivelado de energia na implementação da tecnologia heliotérmica (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017). Apesar do custo nivelado de energia ser ainda maior do

que as termelétricas tradicionais, a redução do consumo do combustível fóssil é considerável nesta hibridização (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017).

Por outro lado, a hibridização do sistema termossolar tem reduzido esta diferença existente de custo entre as termelétricas tradicionais e as usinas termossolares. Atualmente, este sistema híbrido, com armazenamento de energia, possui maior atratividade econômica deste projeto de tecnologia heliotérmica em comparação com a sua aplicação no passado (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017).

Outros fatores essenciais das atuais usinas termossolares com armazenamento térmico são a confiabilidade, a despachabilidade e a melhoria de performance (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017).

Os projetos mais inovadores estão utilizando a queima da biomassa ou de gás de síntese gerado na gaseificação de resíduos sólidos nas caldeiras do bloco principal das usinas híbridas (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017). Assim, o campo solar é introduzido com sistema de armazenamento de energia para o fornecimento do calor para pré-aquecimento do fluido de trabalho. Este sistema híbrido é caracterizado pela aplicação de somente fontes renováveis.

1.5. Layout do Campo Solar da Usina Termossolar

O campo solar com concentradores de cilindro parabólicos possui módulos com espelhos parabólicos refletores e os respectivos tubos receptores em sua linha focal. Cada módulo é denominado como SCE (*Solar Collector Element*).



Figura 1.12: Módulo SCE. Fonte: (BARCIA et al., 2010).

Cada bloco denominado como SCA (*Solar Collector Assembly*) possui um conjunto específico de módulos SCE cujos espelhos giram para acompanhar a

trajetória do sol através de um sistema de rastreamento. Cada SCA comanda a rotação dos seus módulos de maneira independente de outro conjunto SCA para que seja possível diferentes estratégias de controle de desfoque.



Figura 1.13: SCA com SCE constituintes. Fonte: (BARCIA et al., 2010).

O campo solar possui diferentes loops ou laços com um número determinado de SCA's interligados em série. A temperatura do fluido de transferência de calor na saída do loop é controlada conforme set-point de temperatura máxima possível. Assim, a temperatura no final do loop é mantida no seu limite máximo por meio do controle da vazão mássica circulante no loop. Esta temperatura máxima é definida para que o óleo não ultrapasse o limite de degradação térmica do fluido de transferência de calor.

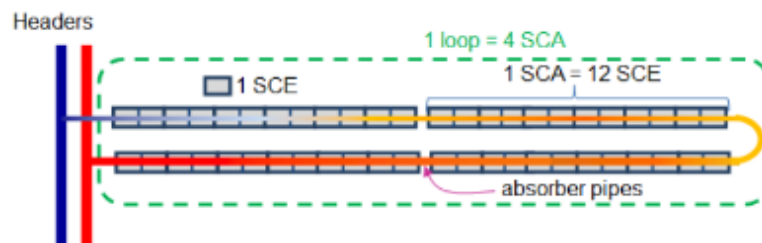


Figura 1.14: Exemplo de 1 Loop com 4 SCA. Fonte: (BARCIA et al., 2010).

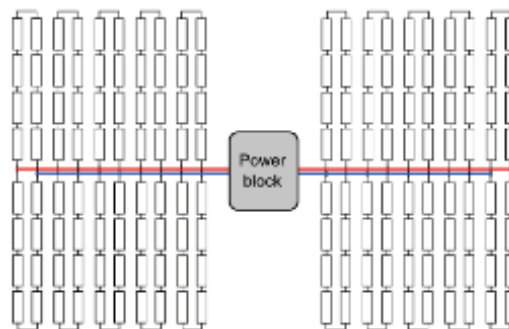


Figura 1.15: Exemplo do campo solar com diversos loops. Fonte: (WAGNER;GILMAN, 2011).

1.6. Receptor

O receptor é o conjunto de dois tubos concêntricos posicionado ao longo da linha do focal do espelho parabólico para o recebimento da irradiação solar refletida. O receptor é composto por um envelope de vidro concêntrico a um tubo absorvedor para que uma região de vácuo seja formada no espaço anular entre os dois tubos. O fluido térmico escoa dentro do tubo receptor e é aquecido pela irradiação incidente no tubo. Devido ao vácuo criado no espaço anular, as perdas térmicas por convecção no espaço anular são desprezíveis o que aumenta a eficiência térmica do receptor. Este vácuo é garantido pela introdução de um depósito de material reativo denominado como *getter* no interior do espaço anular. O *getter* absorve pequenas quantidades de hidrogênio no espaço anular. Este hidrogênio advém do processo de craqueamento do fluido térmico e permeia pelo tubo absorvedor.

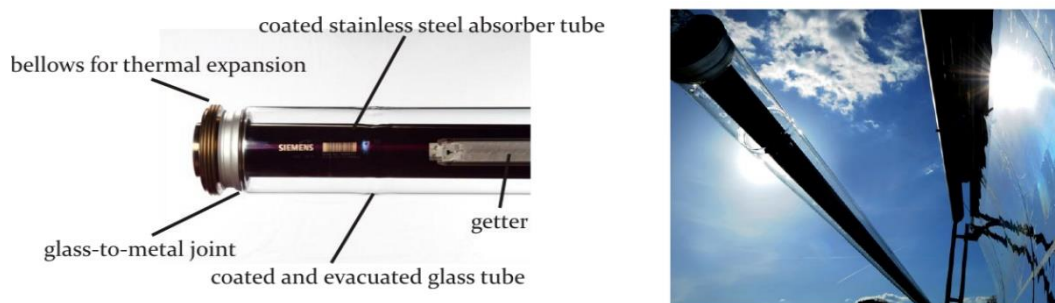


Figura 1.16: Receptor do campo solar. Fonte: (GÜNTHER; SHAHBAZFAR; CSAMBOR, 2010).

1.7. Objetivos do trabalho

- Desenvolvimento de uma rotina computacional em Matlab para análise do regime transiente da operação do campo solar com armazenamento térmico direto em dois tanques.
- Simulação da operação do campo solar durante um dia com nebulosidade cuja irradiação solar é intermitente.
- Validação do programa computacional para aplicação na otimização do projeto da Usina Boa Esperança

2

Projeto de hibridização da planta de geração elétrica

A usina de Boa Esperança foi implementada pela concessionária Furnas Centrais Elétricas S.A para gaseificação e geração de energia a partir dos resíduos sólidos urbanos (RSU) da cidade de Boa Esperança em Minas Gerais.

O aumento da produção diária de RSU e o acúmulo massivo desses resíduos no lixão da cidade é um fator socioambiental preocupante que desencadeou a implementação desta unidade para melhor disposição final dos resíduos. Outra grande vantagem na implementação desta usina é o aproveitamento energético do RSU através da geração de 1 MWe de potência nominal no bloco de potência da planta.

O funcionamento da planta consiste sequencialmente nas seguintes etapas: separação do material reciclado, produção de combustível derivado de resíduos (CDR), gaseificação e queima do combustível gasoso produzido para geração elétrica (INFIESTA, 2015) .

Como os resíduos acumulados no lixão são insumos para o funcionamento da unidade, a extensa área degradada desse vertedouro é recuperada ambientalmente. No futuro, a disponibilidade de um extenso terreno recuperado viabilizará a instalação de um campo solar com concentradores de calha parabólica.

Portanto, o projeto de hibridização da planta de geração elétrica de Boa Esperança consiste na inserção futura do campo solar como fonte adicional de calor no ciclo de potência existente. Atualmente, a planta possui a queima do gás de síntese produzido na gaseificação como a única fonte de calor.

O ciclo termodinâmico existente do bloco de potência é do tipo Rankine com regeneração. A possibilidade da adição da fonte de energia solar como pré-aquecimento do fluido de trabalho possibilita estudar a mudança do ciclo existente para o ciclo convencional de Rankine sem a extração de vapor. Esta modificação eliminaria a necessidade do aquecedor de mistura no bloco de potência.



Figura 2.1: Esquema da hibridização da usina de Boa Esperança.

2.1. Projeto existente

A planta industrial existente possui 3 blocos distintos sequenciais integrados: unidade de processamento de RSU; unidade de gaseificação e unidade de geração de energia elétrica (INFIESTA, 2015).

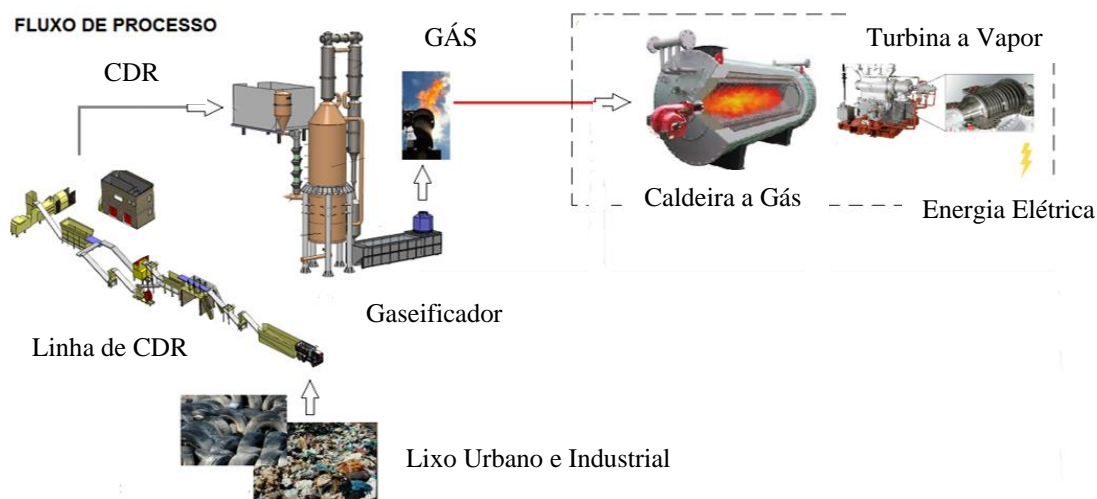


Figura 2.2: Fluxograma do processo dos blocos integrados da planta existente. Fonte: (Adaptado de SANTOS, 2016)

No presente trabalho, o detalhamento da unidade geradora de energia elétrica é o tópico central para o dimensionamento futuro do sistema híbrido termossolar.

A característica técnica dessa unidade é apresentada na tabela 2.1 para elucidação dos parâmetros gerais de funcionamento.

Tabela 2.1: Parâmetros da planta de geração. Fonte: (NETO et al., 2018).

Potência líquida no gerador elétrico	1250 kW
Consumo total de energia elétrica pela planta	260 kW
Potência nominal	990 kW
Fator de capacidade	95 %

2.1.1.

Ciclo de potência a vapor existente

O ciclo existente do bloco de potência da unidade é do tipo Rankine regenerativo. Esse ciclo é modelado de forma simplificada no software EES (Equation Solver Engineering) para a estimativa das potências mecânicas e das taxas de transferência de calor dos equipamentos da instalação. O esquema simplificado do ciclo é apresentado na figura 2.3 com a numeração de cada estado do fluido de trabalho. Inicialmente, o ciclo analisado é idealizado com as seguintes simplificações dos processos termodinâmicos:

- 1) Processos isentrópicos na turbina e bombas.
- 2) Processos de transferência de calor no condensador e na caldeira ocorrem a pressão constante.

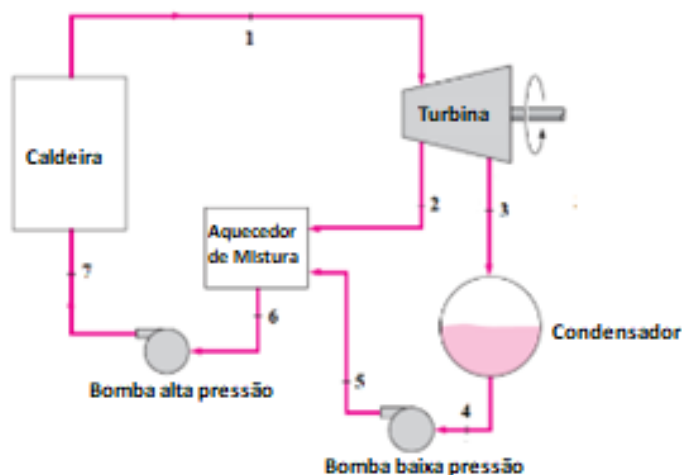


Figura 2.3: Esquema simplificado do Ciclo Rankine Regenerativo.

Os estados termodinâmicos do fluido de trabalho na admissão, na extração e na exaustão da turbina foram definidos pelas propriedades intensivas (pressão e temperatura) na folha de especificação¹ do equipamento e pela consideração de expansão isentrópica de vapor.

Após a definição das propriedades intensivas nos bocais de entrada e saída da turbina, as propriedades intensivas dos outros pontos do ciclo foram calculadas considerando os seguintes pressupostos:

- I. Estado de líquido saturado na saída do condensador
- II. Processo isentrópico de compressão das bombas.

Outros dados operacionais disponíveis na folha de dados da turbina são as vazões mássicas de admissão, exaustão e extração de vapor.

Tabela 2.2: Vazões mássicas nos bocais de entrada e saídas da turbina.

Balanco de massa da Turbina	Vazão Mássica [kg/h]
Admissão	5750
Extração	600
Exaustão	5150

Os dados da tabela 2.3 permitem estabelecer as vazões mássicas (kg/s) em todas as entradas e saídas dos equipamentos do ciclo conforme balanço de massa nos volumes de controle de cada equipamento.

Tabela 2.3: Vazões mássicas no ciclo Rankine regenerativo original.

Estado Termodinâmico	Notação	Vazão Mássica [kg/s]
1	\dot{m}_1	1,597
2	\dot{m}_2	0,167
3	\dot{m}_3	1,430
4	\dot{m}_4	1,430
5	\dot{m}_5	1,430
6	\dot{m}_6	1,597
7	\dot{m}_7	1,597

¹Folha de dados da turbina a vapor é apresentada no anexo A.

Outrossim, essas vazões mássicas são utilizadas no balanço de massa e de energia do aquecedor de mistura, consequentemente, a entalpia específica de saída do aquecedor é explicitada pela equação (1).

$$h_6 = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_5 \cdot h_5}{\dot{m}_6} \quad (1)$$

$$h_6 = 445,5 \frac{kJ}{kg} \quad (2)$$

A regeneração do ciclo original não é máxima, pois o fluido de trabalho na saída do aquecedor está na condição de líquido sub resfriado e não como líquido saturado.

A máxima regeneração teria maior vazão mássica de extração comparada com vazão mássica definida nesta operação. A suposta máxima vazão mássica seria calculada conforme equação (3) e com a entalpia específica de saída do aquecedor referente a pressão de 2,5 bar e título $x_6 = 0 \rightarrow h_{6,max} = 535,5 \frac{kJ}{kg}$.

$$\dot{m}_{2,max} = \dot{m}_1 \frac{(h_{6,max} - h_5)}{(h_2 - h_5)} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{2,max} \cong 813,3 \frac{kg}{h} \cong 0,226 \frac{kg}{s} \quad (4)$$

Os valores das propriedades termodinâmicas intensivas encontradas no software para cada estado termodinâmico são resumidos na tabela matricial 2.4.

Tabela 2.4: Propriedades termodinâmicas do ciclo ideal regenerativo.

Estado Termodinâmico	Pressão [kPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]
1	4200,0	420,0	3257,0	6,8
2	250,0	127,4	2620,0	6,8
3	10,0	45,8	2157,0	6,8
4	10,0	45,8	191,8	0,6
5	250,0	45,8	192,1	0,6
6	250,0	106,2	445,5	1,4
7	4200,0	106,5	449,6	1,4

Mediante os valores das variáveis termodinâmicas intensivas (pressão, temperatura, entalpia específica e entropia específica) no software EES, os diagramas termodinâmicos do ciclo ideal são mostrados nas figuras 2.4 e 2.5.

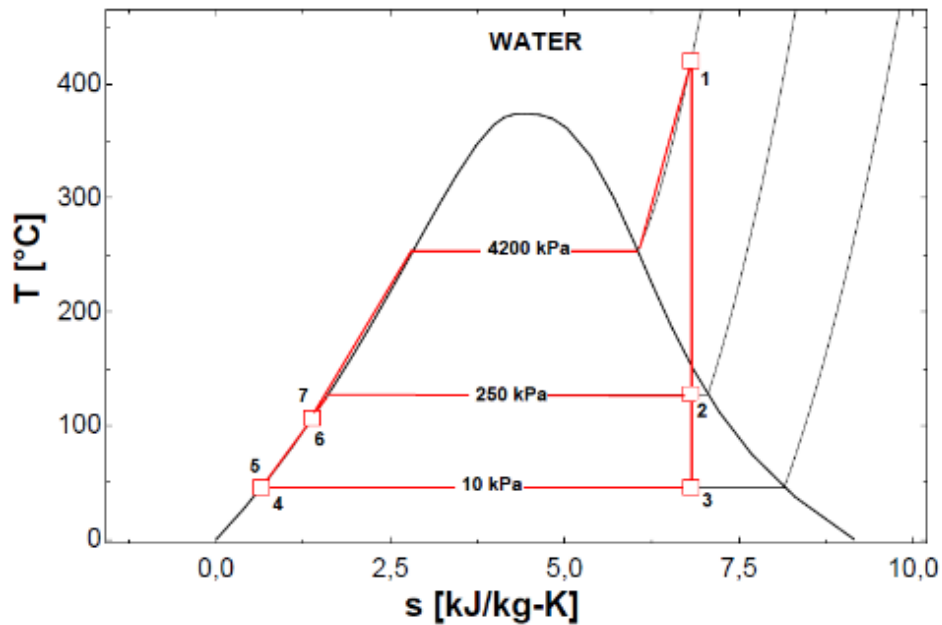


Figura 2.4: Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo Rankine existente.

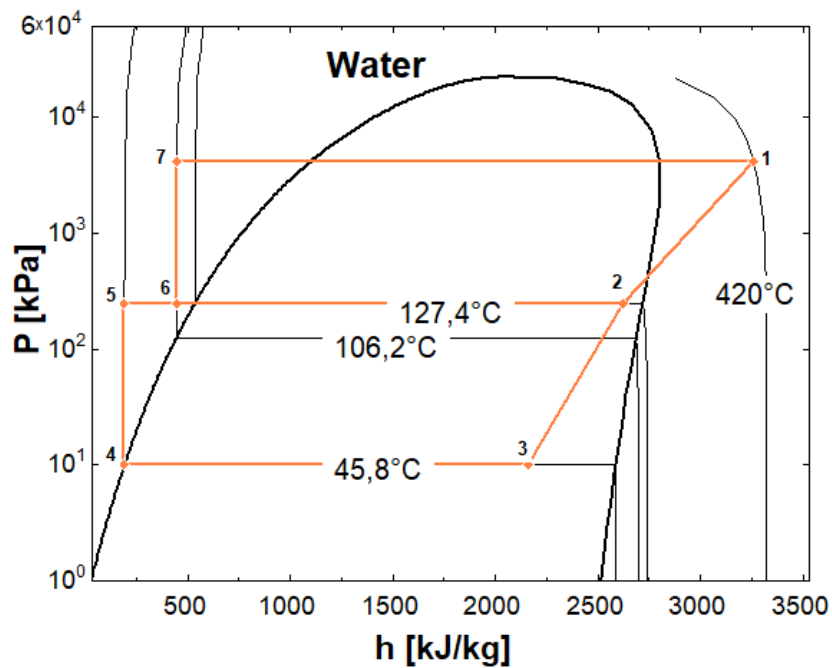


Figura 2.5: Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo Rankine existente.

Finalmente, as taxas de transferência de calor da caldeira e do condensador e as potências mecânicas da turbina e das bombas são calculadas com os dados de vazão mássica e de entalpia específica na entrada e saída de cada equipamento. A tabela 2.5 resume todos os resultados de potência encontrados para o ciclo ideal.

Tabela 2.5: Potências calculadas para o ciclo ideal regenerativo.

EQUIPAMENTO	POTÊNCIA
Caldeira	4485 kW
Condensador	2812 kW
Turbina	1680 kW
Bomba de baixa pressão	0,35 kW
Bomba de alta pressão	6,61 kW
Potência Líquida Ideal	1673 kW

2.1.2. Parâmetros de desempenho

2.1.2.1. Potência real produzida na turbina da Usina Boa Esperança

O diagrama de balanço térmico da turbina a vapor da usina Boa Esperança não foi fornecido para o cálculo preciso das eficiências isentrópicas das seções da turbina. Este diagrama indica as entalpias reais após a expansão de vapor pelas duas seções da turbina.

A primeira seção é caracterizada pelos estágios de alta e média pressão e está localizada antes da extração de vapor. A segunda seção do equipamento contém os estágios de baixa pressão que advém após a extração de vapor.

Na ausência do diagrama de balanço térmico do projeto, as eficiências isentrópicas das seções da turbina são estimadas de acordo com o balanço térmico de uma outra turbina com caixa redutora da fabricante MAN Energy Solutions com potência real similar (SEIDEL, 2012). O balanço térmico utilizado como comparação é apresentado na figura 2.6.

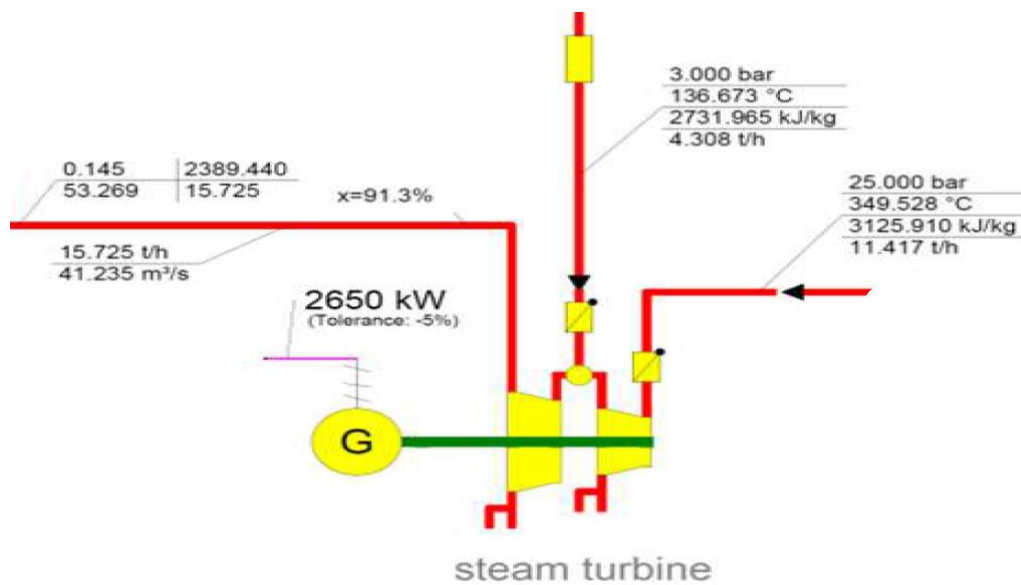


Figura 2.6: Diagrama de balanço térmico da turbina da Man Energy Solutions. Fonte: (SEIDEL, 2012).

Os processos reais de expansão de vapor pelas duas seções desta turbina com potência similar são analisados na forma do diagrama de Mollier na figura 2.7. Então, os saltos entálpicos reais e isentrópicos de cada seção são calculados no software EES e descritos na tabela 2.6.

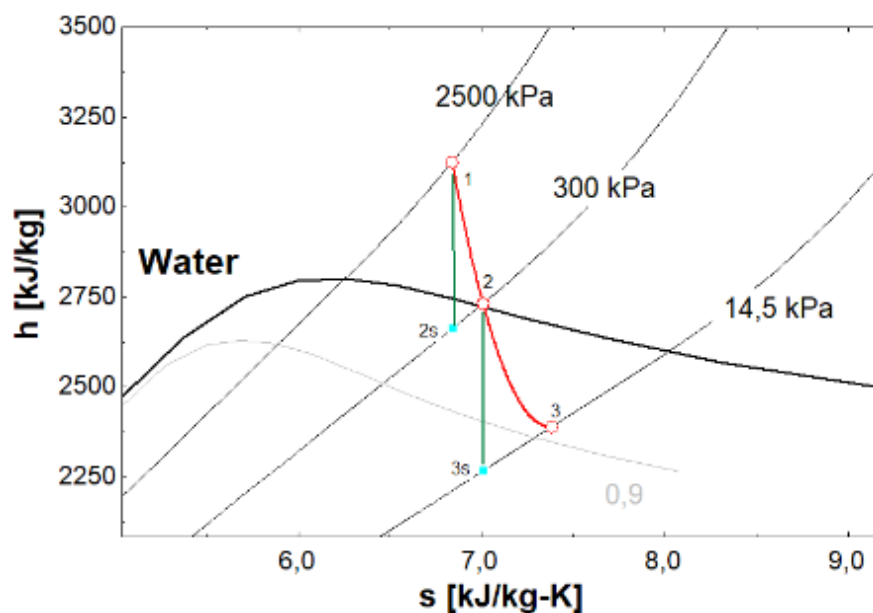


Figura 2.7: Diagrama de Mollier da Turbina da Man Energy Solutions.

A eficiência isentrópica para cada seção da turbomáquina é calculada de acordo com a equação (5) e os valores encontrados também são apresentados na tabela 2.6.

$$\eta_{t,i} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{Isentrópico}} \quad (5)$$

Tabela 2.6: Saltos entálpicos e eficiências isentrópicas das seções da turbina MAN Energy Solutions.

Seção 1		
Estágios de alta e média pressão	Valor	unidade
Salto entálpico isentrópico	462,91	kJ/kg
Salto entálpico real	393,95	kJ/kg
Eficiência Isentrópica	0,85	-

Seção 2		
Estágios de baixa pressão	Valor	unidade
Salto entálpico isentrópico	465	kJ/kg
Salto entálpico real	342,5	kJ/kg
Eficiência Isentrópica	0,74	-

As eficiências isentrópicas da turbina similar são utilizadas para o cálculo dos saltos entálpicos reais das duas seções da turbina do projeto Boa Esperança.

Tabela 2.7: Saltos entálpicos da turbina do projeto.

Seção 1		
Estágios de alta e média pressão	Valor	Unidade
Eficiência Isentrópica	0,85	-
Salto entálpico isentrópico	637,3	kJ/kg
Salto entálpico calculado	542,2	kJ/kg

Seção 2		
Estágios de baixa pressão	Valor	unidade
Eficiência Isentrópica	0,74	-
Salto entálpico isentrópico	482,2	kJ/kg
Salto entálpico calculado	355,2	kJ/kg

Consequentemente, o diagrama de Mollier da expansão real de vapor da turbina do projeto é construído com base nos dados de propriedades intensivas de entalpia específica e pressão nos bocais da turbina.

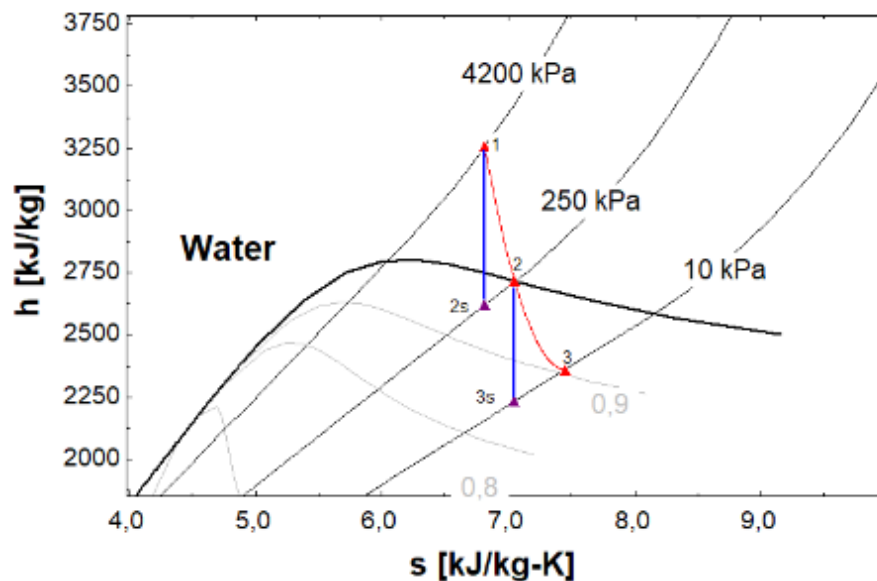


Figura 2.8: Diagrama de Mollier da Turbina do projeto Boa Esperança.

Considerando os saltos entálpicos reais e as vazões mássica em cada seção da máquina a vapor, a potência real da turbina é estimada na equação (6).

$$W_{turbina,real} \cong \dot{m}_1 \cdot \Delta h_1 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot \Delta h_2 \quad (6)$$

Onde:

$\Delta h_1 \rightarrow$ salto entálpico calculado na seção 1. $[\frac{kJ}{kg}]$

$\Delta h_2 \rightarrow$ salto entálpico calculado na seção 2. $[\frac{kJ}{kg}]$

$$W_{turbina,real} \cong 1374 \text{ kW} \quad (7)$$

O diagrama de balanço térmico da turbina do projeto é estabelecido na figura 2.9 considerando os cálculos das propriedades intensivas nos bocais de saída após a expansão real de vapor em cada seção.

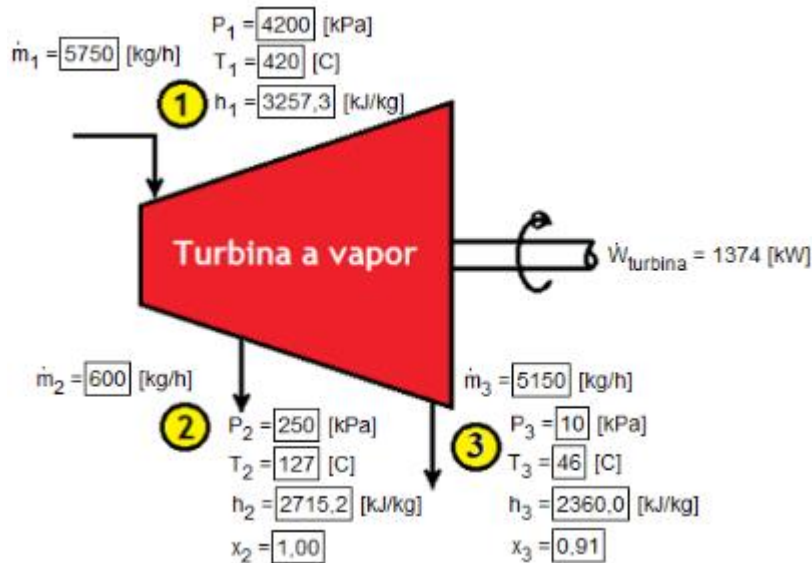


Figura 2.9: Diagrama de balanço térmico da Turbina do projeto Boa Esperança.

É fato notório que a potência líquida real do ciclo é calculada como a diferença entre a potência real produzida na turbina e a potência real de acionamento das bombas. Entretanto, as potências de acionamento das bombas são muito menores que a potência produzida pela turbina no ciclo de Rankine, logo, a potência real líquida é considerada como aproximadamente igual a potência real da turbina.

$$\dot{W}_{\text{líquida,real}} = \dot{W}_{\text{turbina,real}} - \dot{W}_{\text{bombas,real}} \quad (8)$$

$$\dot{W}_{\text{turbina,real}} \gg \dot{W}_{\text{bombas,real}} \quad (9)$$

$$\dot{W}_{\text{líquida,real}} \cong \dot{W}_{\text{turbina,real}} \cong 1374 \text{ kW} \quad (10)$$

2.1.2.2. Eficiência do conjunto turbogerador

O conjunto turbogerador existente é composto pela turbina a vapor, pela caixa redutora de engrenagens e o gerador elétrico. A introdução da caixa de engrenagens no conjunto turbogerador permite a turbina operar em rotação superior de 6000 rpm enquanto o gerador funciona com a rotação mais baixa de 1800 rpm. Apesar da perda de eficiência devido ao rendimento mecânico da caixa de engrenagens, a alta rotação de operação da turbina aumenta consideravelmente a eficiência isentrópica da turbina do projeto.

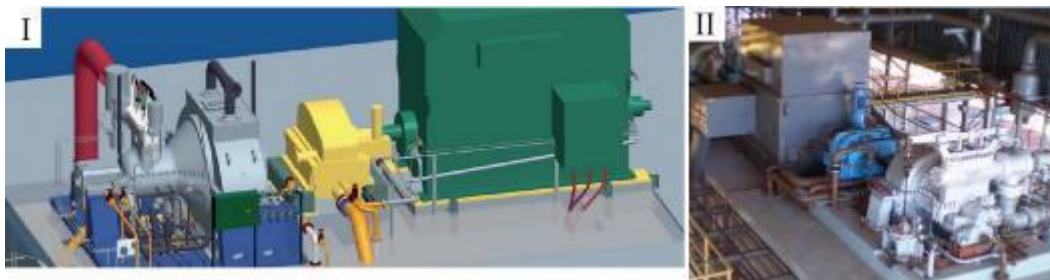


Figura 2.10: I) Desenho 3D do turbogerador com caixa redutora. Fonte (SEIDEL, 2012); II) Trem real do turbogerador do projeto. Fonte: (CARBOGAS; UNIBIO).

O funcionamento do conjunto turbo-gerador introduz perdas de potência mecânica dos equipamentos constituintes (turbina, caixa de engrenagem e gerador elétrico) e perda de potência elétrica no gerador. Estas perdas resultam em uma potência elétrica gerada menor do que a potência real líquida produzida no ciclo.

A eficiência do conjunto turbogerador é definida pela razão entre a potência elétrica gerada e a potência líquida real produzida pelo ciclo de Rankine regenerativo. A potência elétrica de 1250 kW nos bornes do gerador é indicada na folha de dados da turbina.

$$\varepsilon = \frac{\text{Potência real no gerador}}{\text{Potência líquida real}} = \frac{\dot{W}_{\text{elétrica}}}{\dot{W}_{\text{líquida,real}}} \quad (11)$$

$$\varepsilon = \frac{1250 \text{ kW}}{1374 \text{ kW}} = 0,909 \cong 91 \% \quad (12)$$

2.1.2.3. Eficiência global do ciclo existente

A eficiência global do ciclo é definida como a potência elétrica gerada dividida pela taxa de transferência de calor fornecida pela caldeira.

$$\eta_{\text{global}} = \frac{\dot{W}_{\text{elétrica}}}{\dot{Q}_H} \quad (13)$$

$$\eta_{\text{global}} = \frac{1250 \text{ kW}}{4485 \text{ kW}} = 0,279 \quad (14)$$

$$\eta_{\text{global}} \cong 27,9 \% \quad (15)$$

2.1.3. Simulação do Ciclo de Rankine convencional

A melhor proposta de hibridização termossolar da planta considera a participação da fonte solar para pré-aquecimento do fluido de trabalho no ciclo. O projeto de hibridização da planta propõe o fornecimento contínuo de calor pela futura instalação do campo solar durante 24 horas de operação em regime permanente através da tecnologia de armazenamento de energia.

Portanto, a introdução da fonte solar no ciclo indica a eliminação da extração de vapor da turbina. Nesse sentido, o ciclo de Rankine convencional é simulado no EES sabendo que uma maior potência será realizada na turbina, pois todo o vapor será expandido.

Apesar dessa modificação diminuir a eficiência do ciclo, a futura introdução do campo solar substituirá o calor fornecido pela extração de vapor e parte do calor sensível de pré-aquecimento da caldeira.

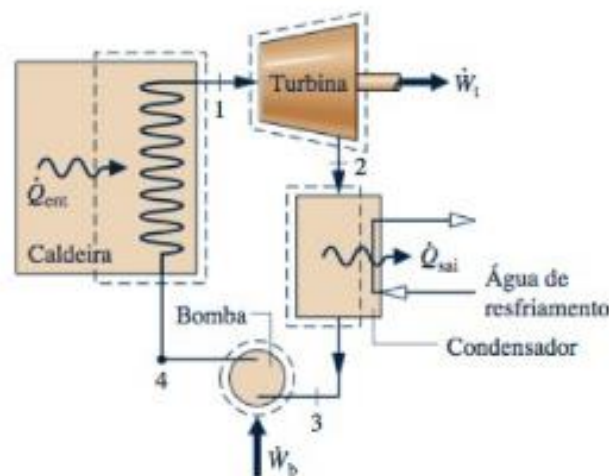


Figura 2.11: Ciclo de Rankine convencional simulado. Fonte: (SHAPIRO et al., 2013).

O balanço de massa em regime permanente para cada volume de controle dos equipamentos resulta na mesma vazão mássica em todos os pontos do ciclo.

A programação do balanço de energia do ciclo ideal de Rankine para cada volume de controle dos equipamentos em regime permanente é realizada no software EES considerando ausência de irreversibilidades na bomba e na turbina. Este ciclo convencional considera a vazão mássica de 1,597 kg/s em todo ciclo. As

propriedades intensivas de cada ponto do ciclo ideal são calculadas e apresentadas na tabela 2.8.

Tabela 2.8: Variáveis intensivas termodinâmicas do ciclo convencional.

Estado Termodinâmico	Pressão [kPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]
1	4200	420,0	3257,0	6,812
2	10	45,8	2157	6,812
3	10	45,8	191,8	0,649
4	4200	46	196,1	0,649

As potências mecânicas e as taxas de transferência de calor do ciclo ideal de Rankine são calculadas na multiplicação da vazão mássica pela diferença das entalpias específicas de entrada e de saída de cada volume de controle dos equipamentos.

Tabela 2.9: Potências calculadas para o ciclo ideal convencional.

EQUIPAMENTO	POTÊNCIA
Caldeira	4890 kW
Condensador	3140 kW
Turbina	1757 kW
Bomba	6,8 kW
Potência Líquida Ideal	1750 kW

Após a determinação de todas as propriedades intensivas, os diagramas termodinâmicos são gerados no EES e ilustrados nas figuras 2.12 e 2.13.

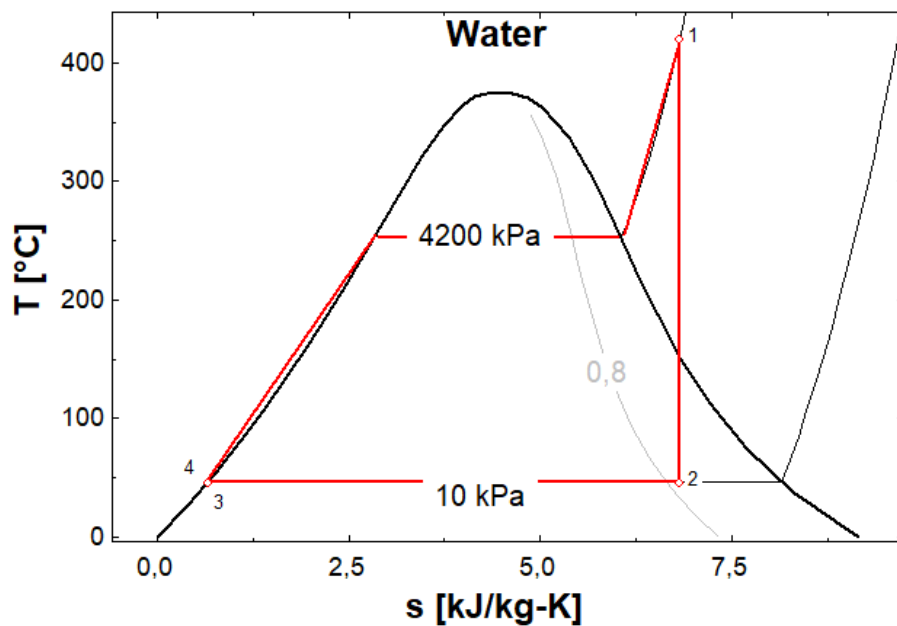


Figura 2.12: Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo Rankine convencional.

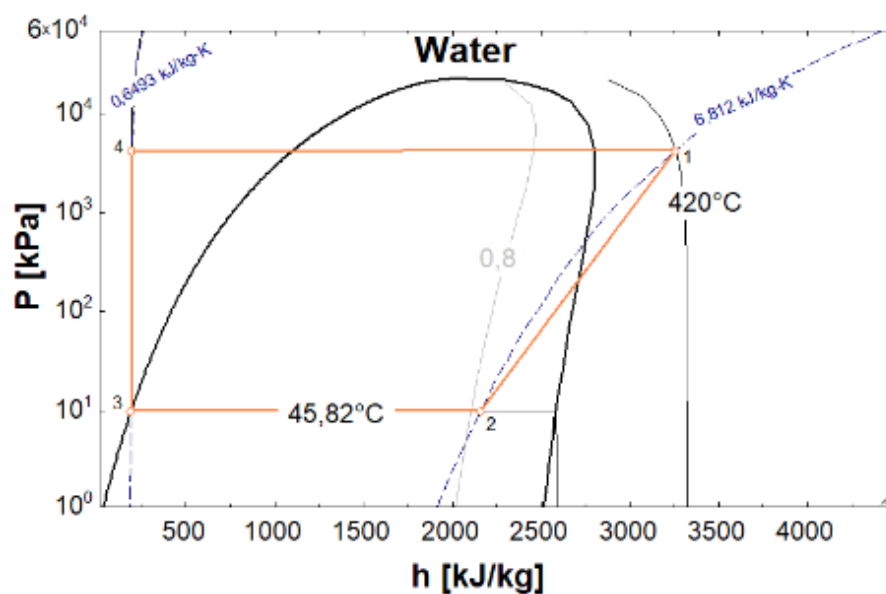


Figura 2.13: Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo Rankine convencional.

A estimativa da potência real da turbina no ciclo convencional considera toda a expansão do vapor admitido na entrada da turbina sem nenhuma extração. O estado do vapor na exaustão foi definido no balanço térmico da turbina do projeto (figura 2.9) com entalpia específica de 2360 kJ/kg e título de 0,91. Os saltos entálpicos isentrópico e real são apresentados para cálculo da eficiência isentrópica na tabela 2.10.

Tabela 2.10: Saltos entálpicos e eficiência isentrópica da expansão total.

Expansão de todo vapor admitido	Valor	Unidade
Salto entálpico isentrópico	1100,3	kJ/kg
Salto entálpico calculado	897,3	kJ/kg
Eficiência Isentrópica	0,81	-

A potência mecânica real da turbina considerando a expansão de todo vapor admitido é definida pela equação (16).

$$\dot{W}_{turbina,real} \cong \dot{m}_1 \cdot \Delta h = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (16)$$

$$\dot{W}_{turbina,real} \cong 1,597 \frac{kg}{s} \cdot \left(3257,3 \frac{kJ}{kg} - 2360 \frac{kJ}{kg} \right) \quad (17)$$

$$\dot{W}_{turbina,real} \cong 1433,2 \text{ kW} \quad (18)$$

Considera-se a potência líquida real do ciclo de Rankine como aproximadamente igual a potência real da turbina. Assim, a potência elétrica de geração no caso do ciclo de Rankine convencional é estabelecida através da potência real da turbina e da eficiência do conjunto turbogerador definido anteriormente no item 2.1.1.2.

$$\dot{W}_{eletrica} = \dot{w}_{liquida,real} \cdot \varepsilon \cong \dot{w}_{turbina,real} \cdot \varepsilon \quad (19)$$

$$\dot{W}_{eletrica} \cong 1433,2 \text{ kW} \cdot 0,909 \quad (20)$$

$$\dot{W}_{eletrica} \cong 1304,2 \text{ kW} \quad (21)$$

A eficiência global do ciclo convencional é estimada conforme expressão apresentada no item 2.1.2.3.

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{eletrica}}{\dot{Q}_H} \quad (22)$$

$$\eta_{global} = \frac{1304,2 \text{ kW}}{4890 \text{ kW}} = 0,267 \quad (23)$$

$$\eta_{global} \cong 26,7 \% \quad (24)$$

2.2. Projeto proposto

O sistema proposto para integração do campo solar ao bloco de potência pode ser dimensionado para o pré-aquecimento e vaporização do fluido de trabalho. Como a temperatura de vaporização do ciclo Rankine simulado é de 253°C na pressão de 42 bar, a carga térmica do campo pode ser dimensionada para atender tanto o calor total sensível para pré-aquecimento quanto o calor latente de vaporização do fluido de trabalho. Esta transferência de carga térmica é possível, pois o óleo térmico quente entra no trocador de calor a 390°C e sai como óleo frio a 290° °C.

Outra possibilidade é a eliminação da extração de vapor para que seja possível o aumento da potência produzida na turbina devido à expansão total do vapor admitido.

Além disto, o projeto propõe o fornecimento contínuo e despachável da carga térmica pela instalação de um sistema de armazenamento de energia, que utiliza o fluido de transferência de calor Therminol VP-1.

Inicialmente, o dimensionamento básico do sistema solar considera a carga térmica como aquela que seria requerida para atender somente o calor sensível total para pré-aquecimento do fluido de trabalho. Além disso, o dimensionamento básico considera o bloco de potência sem a extração de vapor após a inserção do campo solar. Consequentemente, a queima do gás de síntese na caldeira seria utilizada exclusivamente para vaporização e superaquecimento de vapor. Logo, a inserção da energia heliotérmica reduziria o consumo do gás de síntese. Possivelmente, isto possibilitaria a instalação futura de outra tecnologia de geração elétrica, como as células a combustível, devido ao relativo volume de gás combustível economizado.

Estas considerações iniciais adotadas no dimensionamento básico são fundamentais para a inserção de dados de entrada que possibilitarão a construção de um simulador computacional em Matlab. O modelo matemático e numérico elaborado será descrito detalhadamente nos capítulos posteriores deste trabalho.

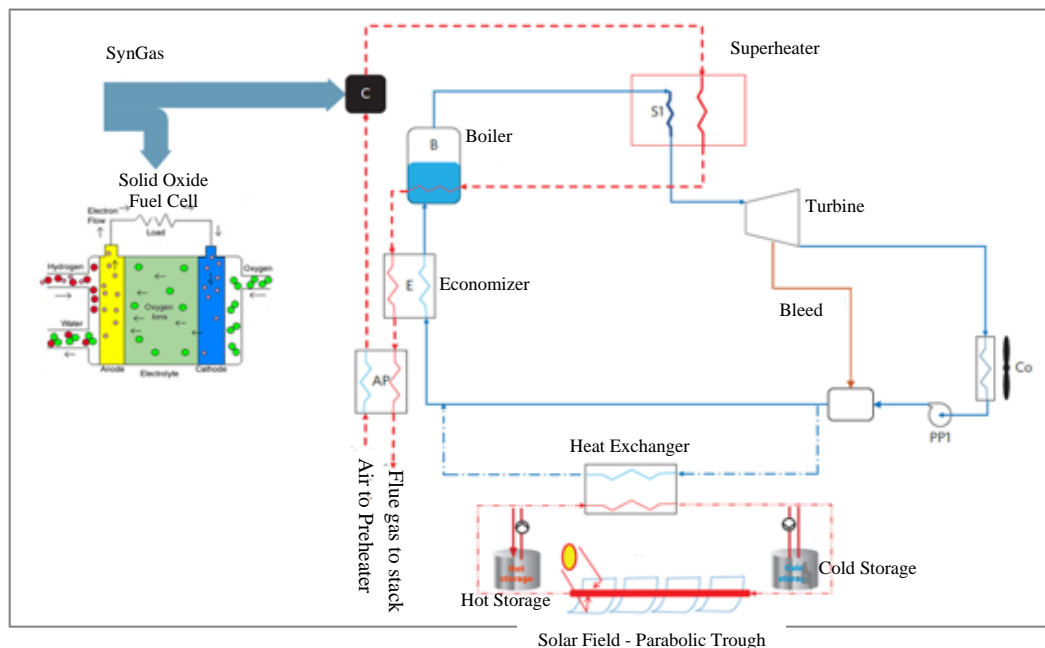


Figura 2.14: Modelo proposto para hibridização do sistema.

2.2.1. Carga térmica do campo solar

Inicialmente, a carga térmica do campo solar é dimensionada a partir dos dados obtidos na simulação do ciclo de Rankine convencional apresentada no item 2.1.3. A transferência de calor desta carga térmica é realizada pela instalação de um trocador de calor no bloco de potência. Esse equipamento transfere o calor do fluido térmico aquecido nos concentradores de calha parabólica para o fluido de trabalho do bloco de potência.



Figura 2.15: Esquema simplificado da transferência de calor entre o campo solar e o ciclo de potência. Fonte: (GÜNTHER; SHAHBAZFAR; CSAMBOR, 2010).

A entalpia específica do fluido de trabalho na saída do trocador de calor é considerada, inicialmente, como líquido saturado na pressão de 42 bar, $h_{l,sat} = 1101 \frac{kJ}{kg}$. A carga térmica é então calculada pelo também conhecimento da vazão mássica de $1,597 \frac{kg}{s}$ e a entalpia específica de entrada no trocador de calor correspondente a entalpia específica de pós-bombeamento, $h_4 = 196,1 \frac{kJ}{kg}$.

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m} \cdot (h_{l,sat} - h_4) \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{CS} = 1444,2 \text{ kW} \quad (26)$$

Onde:

$\dot{Q}_{CS} \rightarrow$ Carga térmica fornecida pelo campo solar. [kW]

O cálculo do fator de participação solar no fornecimento de calor ao ciclo é verificado para elucidar a importância da integração do campo solar na hibridização do sistema conforme equação (27).

$$F_S = \frac{\dot{Q}_{CS}}{\dot{Q}_H} \quad (27)$$

$$F_S = \frac{1444,2 \text{ kW}}{4890 \text{ kW}} = 0,295 \quad (28)$$

$$F_S \cong 29,5\% \quad (29)$$

Onde:

$F_S \rightarrow$ Fator de participação do campo solar. [-]

$\dot{Q}_{CS} \rightarrow$ Carga térmica fornecida pelo campo solar. [kW]

$\dot{Q}_H \rightarrow$ Taxa de transferência de calor total fornecido ao ciclo. [kW]

2.2.2.

Potência elétrica equivalente produzida pelo campo solar

A potência elétrica equivalente pela participação do campo solar é estimada pelo fator de participação solar e a potência elétrica total do ciclo convencional Rankine introduzido como:

$$\dot{W}_{CS} = F_S \cdot \dot{W}_{eletrica} = 0,295 \cdot 1304,2 \quad (30)$$

$$\dot{W}_{CS} = 384,7 \text{ kW} \quad (31)$$

Onde:

$\dot{W}_{CS} \rightarrow$ Potência elétrica equivalente produzida no bloco de potência devido à participação do campo solar. [kW]

$\dot{W}_{elétrica} \rightarrow$ Potência elétrica total produzida no ciclo Rankine convencional sem extração de vapor. [kW]

$F_S \rightarrow$ Fator de participação do campo solar. [-]

2.2.3.

Localização e clima do município Boa Esperança

As informações relativas à localidade do município Boa Esperança e os dados climáticos dessa região são dados de entrada para o dimensionamento básico do sistema termossolar proposto com concentradores de calha parabólica.

Tabela 2.11: Dados da localização do município Boa Esperança.

Informações da localidade	
Cidade	Boa Esperança
Estado	Minas Gerais
Fuso Horário	GMT-3
Elevação	775 metros
Latitude	-21,09° sul
Longitude	-45,57° oeste

Os dados meteorológicos da localidade foram obtidos na base de dados NRSDB (*National Radiation Solar Database*) do centro federal de pesquisa e desenvolvimento em energia renovável, NREL (*National Renewable Energy Laboratory*), do governo dos Estados Unidos. O download destes dados meteorológicos é realizado pela interface do software SAM (*System Advisory Model*) que descarrega o arquivo diretamente da referida base de dados.

Tabela 2.12: Dados meteorológicos do município Boa Esperança. Fonte: (NREL, 2014)

Parâmetros Meteorológicos		unidade
Temperatura de bulbo seco	21,5	°C
Velocidade Média do Vento	1,8	m/s
Irradiação Normal Direta (média anual)	5,40	kwh/(m ² ·dia)
Irradiação Global Horizontal (média anual)	5,39	kwh/(m ² ·dia)
Irradiação Difusa Horizontal (média anual)	1,93	kwh/(m ² ·dia)

A base de dados NRSDB contempla os dados meteorológicos obtidos por satélites geoestacionários entre os anos de 1998-2016 e disponibiliza as variáveis climáticas no formato padrão Ano Meteorológico Típico (TMY-*Typical Meteorological Year*). Os dados como temperatura de bulbo seco, velocidade do vento, irradiância solar normal direta (DNI-*Direct Normal Irradiance*), irradiância solar global horizontal e irradiância difusa são apresentados com valores de hora em hora ao longo do ano típico. Estes dados foram selecionados baseados em um longo período para caracterizar da melhor forma as informações climáticas da localidade.

O parâmetro mais importante meteorológico no dimensionamento do campo é a irradiância direta normal (DNI). Este parâmetro é a taxa de energia por unidade de área proveniente diretamente do Sol que incide perpendicularmente à superfície (PEREIRA et al., 2017). Esta irradiância direta normal representa a parcela da irradiância solar que incide na superfície da Terra. É notório que a irradiância solar sofre atenuação pelos processos físicos de espalhamento e absorção da atmosfera o que caracteriza uma parcela menor incidente na superfície da terra.

A definição de DNI de projeto é o parâmetro principal para o dimensionamento básico do tamanho do campo solar. A consideração de DNI de projeto muito alto resulta em um campo com área reduzida e insuficiente para atender a carga térmica necessária ao ciclo de potência. Ao contrário, a consideração de DNI de projeto baixo resulta em excesso de energia produzida pelo campo solar que seria desperdiçada ou armazenada no sistema (NREL, 2014). A irradiância direta normal é apresentada para o município de Boa Esperança ao longo do ano típico meteorológico de acordo com a figura 2.16.

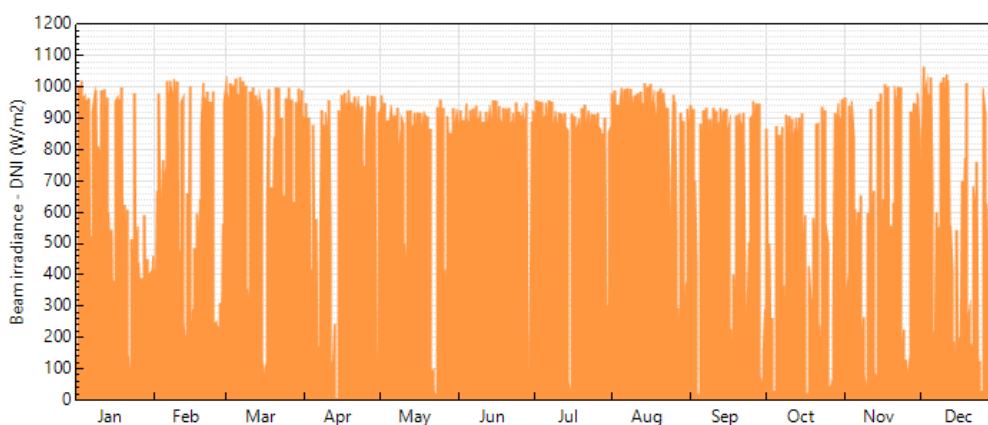


Figura 2.16: DNI do município de Boa Esperança.

2.2.4. Principais características geométricas do coletor selecionado

O coletor selecionado para o projeto proposto para Usina Boa Esperança é do modelo SkyTrough da fabricante SkyFuel com o tubo absorvedor de 80 mm de diâmetro externo (modelo PTR 80) da fabricante Schott. As principais características geométricas do modelo selecionado são descritas na tabela 2.13.

Tabela 2.13: Principais características geométricas do coletor SKyTrough. Fonte: (NREL, 2014)

Coletor SkyTrough		Unidade
Largura (W)	6	m
Distância focal (f)	2.15	m
Área de abertura refletora de 1 SCA (A_{sca})	656	m ²
Comprimento efetivo de espelhamento 1 SCA (L_{SCA})	109,3	m
Espaçamento entre as fileiras do campo (L_{fila})	15	M

3

Dimensionamento básico do sistema solar

O dimensionamento do sistema solar de concentrador de calha parabólica é iniciado pela descrição da posição do sol para a localidade do município Boa Esperança e a definição do posicionamento dos receptores. Os coletores solares de calha parabólica deste projeto são orientados no sentido Norte-Sul Geográfico, portanto, o sistema de rastreamento segue o sol de Leste a Oeste durante o dia de operação. Essa configuração de posicionamento e rastreamento garante a maior captação anual de energia solar (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

O rastreamento da posição do sol ao longo do dia resulta na incidência dos feixes de luz solar sob os espelhos do coletor. Assim, o coletor capta o DNI e reflete os feixes concentrando-os em uma linha focal dos espelhos onde o fluido de transferência de calor está escoando dentro do tubo absorvedor.



Figura 3.1: Rastreamento solar do sistema de calha parabólicas. Fonte: (BIANCHINI, 2013).

A trajetória do sol relativa a um ponto (latitude, longitude) da superfície terrestre apresenta variabilidade diária ao longo do ano devido a inclinação do eixo de rotação da terra e o movimento de translação da terra ao redor do sol.

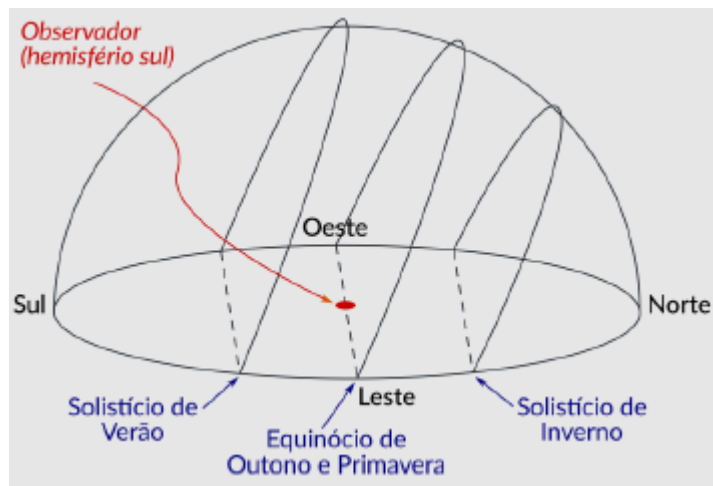


Figura 3.2: Trajetória variável do Sol para diferentes estações do ano. Fonte: (PEREIRA et al., 2017).

3.1. Posição solar

A posição do sol para um dado ponto na superfície terrestre é correlacionada por ângulos notáveis (ângulo zenital, ângulo de altitude e azimute) do estabelecido sistema horizontal de coordenadas ou altazimutal.

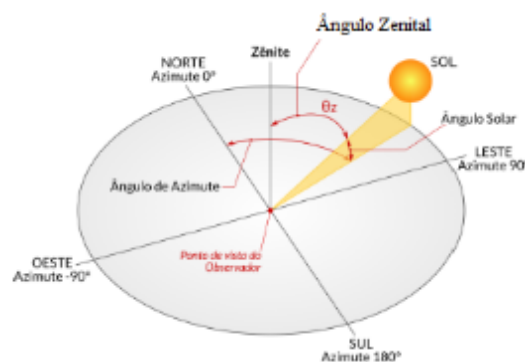


Figura 3.3: Sistema de coordenadas altazimutais para trajetória do sol (PEREIRA et al., 2017).

3.1.1. Declinação solar

A declinação solar (δ) é o ângulo formado pela inclinação do plano equatorial da Terra e a linha de direção Sol-Terra (PEREIRA et al., 2017). O eixo de rotação da Terra é inclinado em $23,45^\circ$ em relação ao eixo longitudinal do planeta. Consequentemente, isto provoca variação da declinação solar ao longo do

movimento de translação ao redor do sol durante o ano conforme valores apresentados entre $-23,5^\circ$ e $+23,5^\circ$ na figura 3.4.

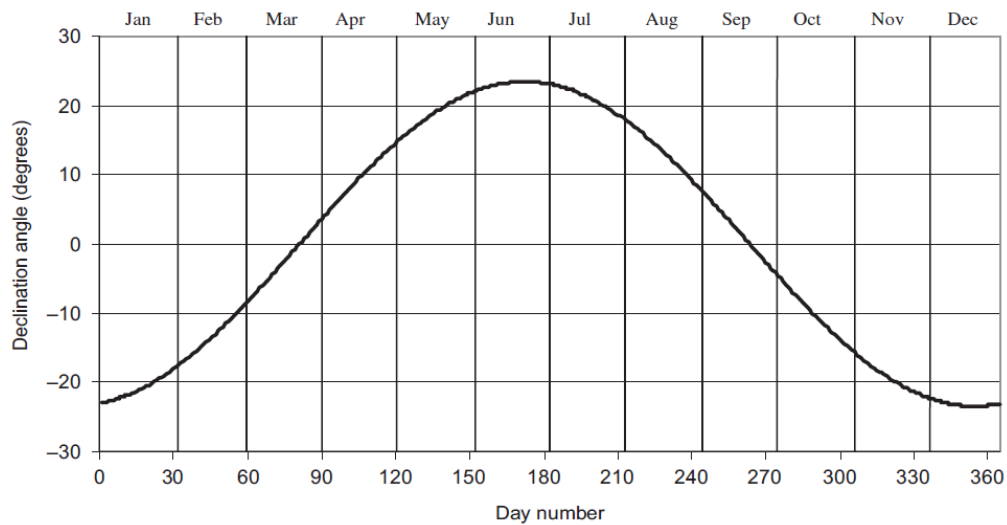


Figura 3.4: Declinação solar ao longo dos dias do ano. Fonte: (KALOGIROU, 2014).

Os valores diários da declinação solar foram calculados no software Matlab pela seguinte expressão apresentada por Patnode *et al.* (2006):

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (32)$$

Onde:

$n \rightarrow$ número de dias ao longo do ano.

Onde $n = 1$ corresponde a 1 de janeiro e $n = 365$ corresponde a 31 de dezembro.

3.1.1.

Ângulo horário solar

O ângulo horário solar (w) resulta do deslocamento angular devido ao movimento de rotação da Terra. A taxa de rotação correspondente deste movimento é de 15° por hora. Logo, o ângulo horário é definido por:

$$w = (HS - 12) \cdot 15 \quad (33)$$

Onde:

HS \rightarrow hora solar. $[\circ]$

A hora solar diferencia-se da hora padrão da localidade e precisa ser calculada, pois o sol alinha-se com o meridiano local ($w=0$) no meio dia da hora solar ($HS=12$). Um dos motivos da diferenciação é que a hora padrão da localidade considera o meridiano padrão considerado para a zona do fuso horário correspondente e não o meridiano local. Além disso, a hora padrão não considera a variação do dia ao longo do ano devido a trajetória elíptica de translação do planeta ao redor do Sol. O valor da hora solar em função da hora padrão pode ser relacionado mediante a seguinte expressão:

$$HS = HP - \left(\frac{L_p - L_l}{15} \right) + \frac{E}{60} \quad (34)$$

Onde:

HS → hora solar. [h]

HP → hora padrão. [h]

L_p → meridiano padrão. [°]

L_l → meridiano local. [°]

E → equação do tempo. [min]

A equação do tempo contabiliza pequenos desvios da duração do dia devido a trajetória elíptica da terra ao redor do sol.

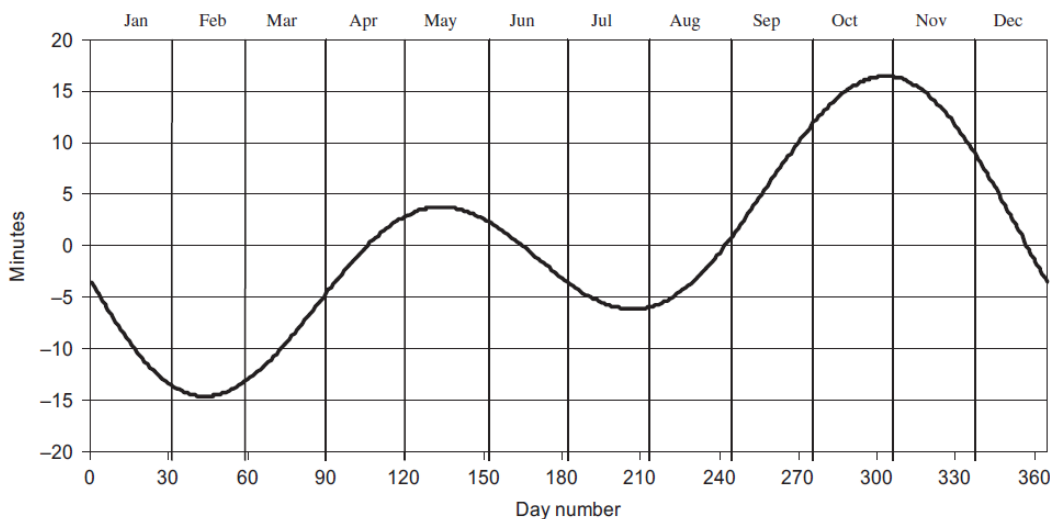


Figura 3.5: Valores da Equação do tempo ao longo dos dias do ano. Fonte: (KALOGIROU, 2014).

Esta equação é calculada em minutos pela seguinte expressão (PATNODE; KLEIN; REINDL, 2006):

$$E = 229,18(0,000075 + 0,001868 \cos(B) - 0,032077 \sin(B) - 0,014615 \cos(2B) - 0,04089 \sin(2B)) \quad (35)$$

Onde:

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

$n \rightarrow$ número de dias ao longo do ano.

Os valores do ângulo horário solar para cada hora dos dias do ano foram calculados no software Matlab de acordo com as equações acima e considerando os dados de entrada como meridiano padrão $L_p = -45^\circ$ (GMT-3) e meridiano local $L_l = -45,57^\circ$ descritos na tabela 2.12.

3.1.2. Ângulo Zenital

O ângulo Zenital (θ_z) é o ângulo formado entre a vertical no ponto de observação e a direção dos raios solares. Este parâmetro do posicionamento solar é o ângulo de incidência da irradiação direta relativo a uma superfície horizontal.

Todos os valores horários do ângulo Zenital para cada dia do ano na localidade analisada são obtidos pela equação (37) no software Matlab.

$$\theta_z = \cos^{-1}[\cos \delta \cdot \cos \varnothing \cdot \cos w + \sin \delta \cdot \sin \varnothing] \quad (36)$$

Onde:

$\theta_z \rightarrow$ ângulo zenital. $[\circ]$

$\delta \rightarrow$ declinação solar. $[\circ]$

$\varnothing \rightarrow$ latitude do município. $[\circ]$

$w \rightarrow$ ângulo horário solar. $[\circ]$

A figura 3.6 mostra a variação do ângulo zenital calculada para a localidade do município Boa Esperança considerando 2 dias extremos do ano: o dia do solstício de verão (21 de dezembro) e o dia de solstício de inverno (21 de junho).



Figura 3.6: Variação do ângulo zenital para dias extremos em Boa Esperança.

3.1.3. Ângulo de altitude

O ângulo de altitude é o ângulo complementar do ângulo zenital. Esse ângulo é formado entre a direção dos raios solares e o plano horizontal. A figura 3.7 mostra a variação do ângulo de altitude para dois dias extremos na localidade analisada.



Figura 3.7: Variação do ângulo de altitude para dois dias extremos em Boa Esperança.

3.2. Posição relativa do concentrador

Como o sistema de calhas parabólicas rastreia o sol ao redor de um único eixo orientado na direção Norte-Sul, os raios solares chegam até a superfície dos

espelhos com diferentes ângulos de incidência. Este ângulo é aquele originado entre a direção dos raios solares e o vetor normal à área de abertura dos espelhos. O ângulo de incidência resulta da relação entre a posição do sol no céu e a orientação dos coletores para uma dada localidade (PATNODE; KLEIN; REINDL, 2006).

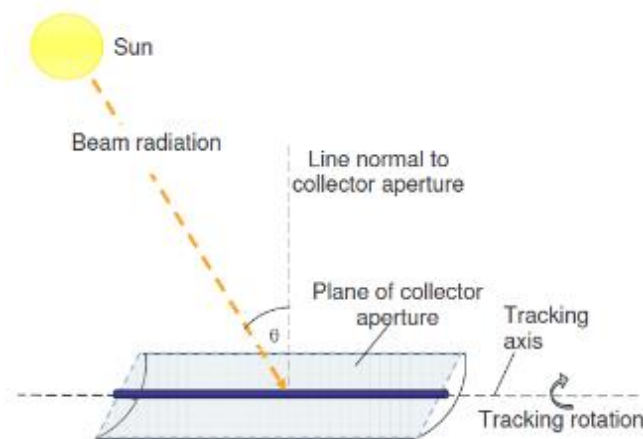


Figura 3.8: Ângulo de incidência em um concentrador de calha parabólica. Fonte: (PATNODE; KLEIN; REINDL, 2006).

A expressão matemática do ângulo de incidência (θ) para o concentrador de calha parabólica orientado na direção Norte-Sul e com rastreamento da posição do sol de Leste a Oeste é definida por (PATNODE; KLEIN; REINDL, 2006):

$$\theta = \cos^{-1} \left[\sqrt{\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \cdot \sin^2 w} \right] \quad (37)$$

Onde:

$\theta \rightarrow$ ângulo de incidência. $[\circ]$

$\delta \rightarrow$ declinação solar. $[\circ]$

$\theta_z \rightarrow$ ângulo Zênital. $[\circ]$

$w \rightarrow$ ângulo horário solar. $[\circ]$

Os valores horários diários desse parâmetro angular foram calculados no software Matlab para a localidade do município Boa Esperança após o cálculo da posição do sol no sistema horizontal de coordenadas apresentado no item 3.1.

A figura 3.9 apresenta a variação diária do ângulo de incidência para o dia de solstício de verão e o dia de solstício de inverno.

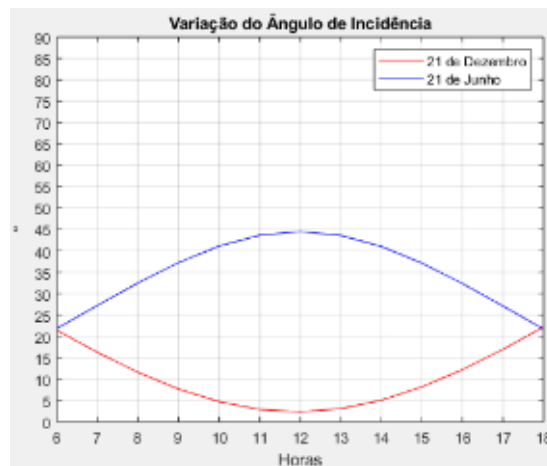


Figura 3.9: Variação do ângulo de incidência para dois dias extremos em Boa Esperança.

Constata-se o fato que o ângulo de incidência apresenta maiores valores na estação do inverno (maiores valores dos ângulos zenital) e que existe uma acentuação deste valor ao meio dia. Esta característica de variação angular é característica para o alinhamento do sistema solar na direção Norte-Sul. A variação do ângulo de incidência é determinante para a redução da irradiação incidente ($I_d = \text{DNI} \cdot \cos \theta$) nos coletores solares conforme demonstrado na figura 3.10 para o dia 21 de junho.

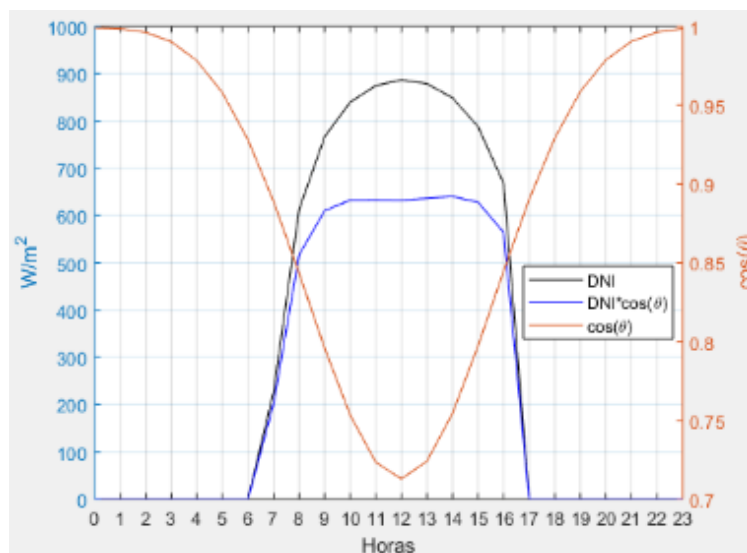


Figura 3.10: Influência do ângulo de incidência para redução da irradiação incidente no dia 21 de junho.

3.3. Irradiância de projeto

A irradiância de projeto é definida como a máxima irradiância incidente na localidade (NREL, 2014). Os valores de irradiância incidente são calculados pela multiplicação da irradiância direta normal pelo cosseno dos ângulos de incidência calculados para cada hora diária. O valor máximo encontrado é de $1017,8 \frac{W}{m^2}$ para o dia 2 dezembro no horário de meio dia.

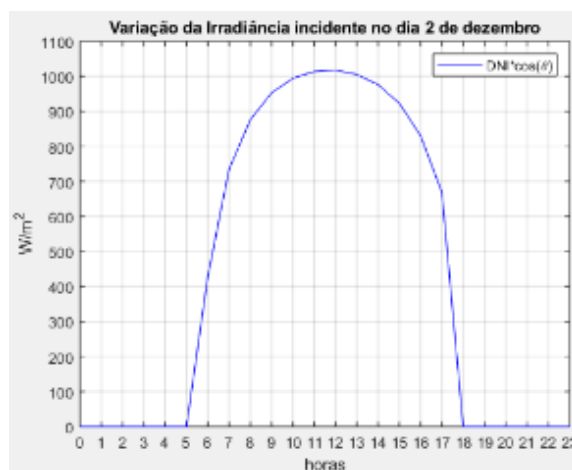


Figura 3.11: Variação da irradiância incidente no dia 2 de dezembro.

Esta irradiância máxima incidente produz a quantidade máxima de energia captada pelo campo solar. Assim, o ponto de projeto é definido como a hora e o dia anual correlacionado com a máxima carga térmica produzida pelo campo solar.

Tabela 3.1: Informações sobre o ponto de projeto.

Ponto de projeto	
Hora	12:00
Dia	2
Mês	12
DNI	$1018 \frac{W}{m^2}$
Ângulo de incidência (θ)	$1,178^\circ$
DNI projeto ($I_d = \text{DNI} \cdot \cos \theta$)	$1017,8 \frac{W}{m^2}$

3.4. Eficiência óptica e térmica

A potência térmica útil pelo campo solar é reduzida pelas perdas óticas e as perdas térmicas durante a operação do sistema solar.

$$\dot{Q}_{util} = DNI \cdot A \cdot \eta_o - \dot{Q}_L \quad (38)$$

Onde:

\dot{Q}_{util} → potência térmica útil. [kW]

DNI → irradiância direta normal. [$\frac{W}{m^2}$]

A → área de abertura do coletor. [m²]

η_o → eficiência óptica. [-]

\dot{Q}_L → potência térmica perdida para o ambiente. [kW]

A irradiação solar que incide na área de abertura do coletor não é totalmente absorvida pelo coletor devido as perdas óticas características devido ao efeito de perda de cosseno, às propriedades radiativas de superfície dos materiais, ao fator de interceptação, ao fator de sujidade e as perdas da instalação.

O efeito de perda de cosseno varia em função da posição do sol. Como o coletor de calha parabólica é posicionado na direção Norte-Sul, uma parcela da irradiação direta normal incide perpendicularmente sobre a área de abertura de espelhamento do coletor dependendo do ângulo de incidência. Esta perda foi apresentada no item 3.2. e detalhada na figura 3.10 onde a irradiação incidente é menor do que a irradiação direta normal.

Em relação as propriedades radiativas de superfície dos materiais constituintes, a refletividade do espelho, a transmissividade do envelope de vidro e absortividade do tubo são as propriedades que influenciam na irradiação absorvida.

Além disso, os raios solares são refletidos pelo espelho para o tubo localizado na linha focal. Entretanto, parte da irradiação refletida não é interceptada para o foco devido aos defeitos superficiais, defeitos de posicionamento e defeitos de montagem dos coletores. Essa perda ótica é conhecida como fator de interceptação (γ).

A eficiência óptica de pico é determinada como aquela devido a incidência normal da irradiação direta sem nenhum desvio causados pelo ângulo de incidência

($\theta = 0^\circ$). Portanto, essa eficiência é definida somente em função das propriedades radiativas de superfície e o fator de interceptação conforme estabelecida pela expressão (39).

$$\eta_{o,pico} = \Omega \cdot \tau_{env} \cdot \alpha_a \cdot \gamma \quad (39)$$

Onde:

$\Omega \rightarrow$ refletividade do espelho. [-]

$\tau_{env} \rightarrow$ transmissividade do envelope de vidro [-]

$\alpha_a \rightarrow$ absortividade do tubo receptor. [-]

$\gamma \rightarrow$ fator de interceptação. [-]

O coletor solar proposto para instalação é da fabricante SkyFuel. A NREL testou este coletor solar em suas instalações para a determinação da eficiência óptica de pico e da eficiência térmica do teste (SKYFUEL, 2010). O teste é realizado com a incidência da irradiação direta normal de $1000 \frac{W}{m^2}$ sem nenhum desvio do ângulo de incidência ($\theta = 0^\circ \rightarrow \cos \theta = 1$).

A figura 3.11 mostra o resultado das eficiências obtidos com a variação da temperatura de operação.

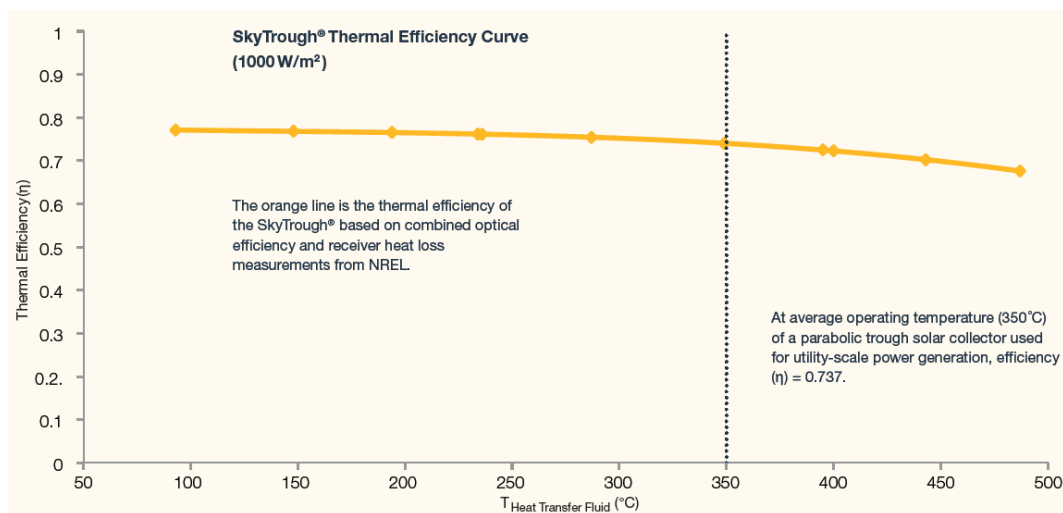


Figura 3.12: Eficiência óptica de pico e eficiência térmica de teste do coletor proposto. Fonte: (SKYFUEL, 2010).

O resultado do teste (SKYFUEL, 2010) apresenta a eficiência óptica de pico de 0,773 e eficiência térmica do teste de 0,737 para temperatura de operação do óleo térmico em 350°C.

$$\eta_{o,pico} = 0,773 \quad (40)$$

A variação do ângulo de incidência na operação do campo solar provoca alterações nas propriedades radiativas de superfície e no fator de interceptação descrito para a eficiência óptica de pico. A variação destes valores para diferentes ângulos de incidência é contabilizada pela introdução do fator modificador do ângulo de incidência (δ) no cálculo da eficiência ótica. A equação (41) do fabricante SkyFuel (MCMAHAN et al., 2010) calcula o fator modificador a partir dos valores do ângulo de incidência em graus.

$$\lambda = 1 - 2 \cdot 10^{-4} \cdot \theta - 3 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2 \quad (41)$$

Outro parâmetro que modifica a eficiência ótica é o fator de sujidade da operação. O depósito de sujeira no espelho do coletor e no envelope de vidro no decorrer da operação diminuem a irradiação captada até nova lavagem do sistema. O fabricante SkyFuel estima esse fator em 0,97 (MCMAHAN et al., 2010).

$$F_s = 0,97 \quad (42)$$

Finalmente, as perdas da instalação são contabilizadas para considerar o sombreamento, a perda do final do coletor e a instalação de escudos de radiação nas conexões dos tubos receptores.

O fator de sombreamento é atrelado ao fato do sombreamento mútuo causado pelo posicionamento paralelo em fileira dos coletores no campo solar. Durante o amanhecer e o entardecer, a geometria das primeiras fileiras sombreia as fileiras posicionadas subsequentemente devido ao fato da baixa elevação do sol nesses períodos.



Figura 3.13: Sombreamento dos coletores de calha parabólica. Fonte: (PATNODE; KLEIN; REINDL, 2006).

O fator de sombreamento é calculado pela expressão (PATNODE; KLEIN; REINDL, 2006):

$$F_{sombra} = \frac{L_{fila}}{W} \cdot \frac{\cos \theta_z}{\cos \theta} \quad (43)$$

Onde:

F_{sombra} → fator de sombreamento. [-]

L_{fila} → espaçamento entre as fileiras do campo. [m]

W → Largura de abertura do espelho parabólico. [m]

θ_z → ângulo zenital. [°]

θ → ângulo de incidência. [°]

As perdas do final do coletor são caracterizadas pela falta de incidência dos raios solares no comprimento final dos tubos receptores ocasionado pelos ângulos de incidência conforme demonstrado na figura 3.14 e no equacionamento desse fator pela equação (44).

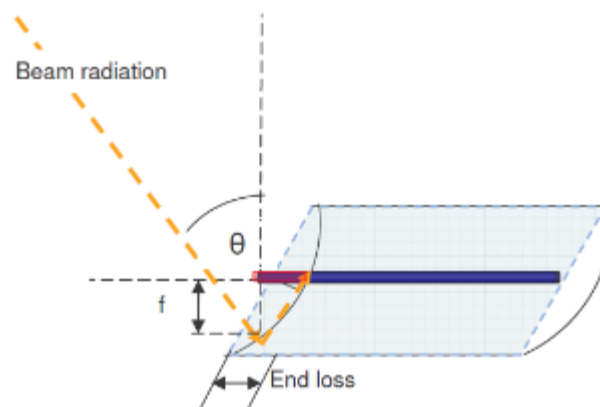


Figura 3.14: Perda óptica do final do coletor. Fonte: (PATNODE; KLEIN; REINDL, 2006).

$$F_{final} = 1 - f \frac{\tan \theta}{L_{SCA}} \quad (44)$$

Onde:

F_{final} → Fator da perda ótica do final do coletor. [-]

L_{SCA} → comprimento efetivo total do tubo absorvedor de 1 SCA. [m]

f → Distância focal do espelho de calha parabólico. [m]

θ → ângulo de incidência. [°]

A última perda da absorção da potência térmica solar é a instalação de escudos de radiação nas conexões entre os tubos receptores. Essa é uma recomendação restrita do fabricante SKyFuel na instalação do campo solar.



Figura 3.15: Instalação dos escudos de radiação nas conexões dos tubos. Fonte: (MCMAHAN et al., 2010).

O fator que contabiliza a instalação dos escudos de radiação é indicado pelo fabricante SkyFuel como (MCMAHAN et al., 2010):

$$F_{escudo} = 0,964 \quad (45)$$

Após a estimativa dos fatores modificadores que alteram a potência solar térmica absorvida, a eficiência óptica considerada para operação do campo solar é estimada por MacMahan *et al.* (2010) como:

$$\eta_o = \cos(\theta) \cdot \eta_{o,pico} \cdot \lambda \cdot F_s \cdot F_{sombra} \cdot F_{final} \cdot F_{escudo} \quad (46)$$

A eficiência térmica é calculada pela divisão da potência térmica coletada sob a potência solar decorrente da irradiação direta normal. O aumento de temperatura

do fluido de transferência de calor durante a operação determina um fluxo de calor para o ambiente que está em uma temperatura inferior.

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_{col}}{\dot{Q}_{solar}} = \frac{DNI \cdot A \cdot \eta_o - \dot{Q}_L}{DNI \cdot A} \quad (47)$$

$$\eta_t = \eta_o - \frac{\dot{q}_l}{DNI \cdot W} \quad (48)$$

Onde:

$\eta_t \rightarrow$ eficiência térmica. [-]

$\dot{q}_l \rightarrow$ fluxo de calor perdido em unidade de comprimento. [$\frac{W}{m}$]

$DNI \rightarrow$ irradiância direta normal. [$\frac{W}{m^2}$]

$W \rightarrow$ largura da área de abertura. [m]

O fluxo de calor perdido em unidade de comprimento é estimado pelo fabricante SkyFuel através de uma equação empírica como (MCMAHAN et al., 2010):

$$\dot{q}_l = A_o + A_1(T_{op} - T_{amb}) + A_2T_{op}^2 + A_3T_{op}^3 + DNI \cdot IAM \cdot A_4T_{op}^2 + \sqrt{V_{vento}} \cdot [A_5 + A_6 \cdot (T_{op} - T_{amb})] \quad (49)$$

Tabela 3.2: Coeficientes empíricos para cálculo do fluxo de calor perdido (MCMAHAN et al., 2010):

A_o	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
6,41	0,308	$-1,95 \cdot 10^{-3}$	$7,29 \cdot 10^{-6}$	$1,08 \cdot 10^{-7}$	-2,85	0,205

Onde:

$T_{op} \rightarrow$ temperatura de operação. [°C]

$T_{amb} \rightarrow$ temperatura ambiente. [°C]

$DNI \rightarrow$ irradiância direta normal. [$\frac{W}{m^2}$]

$IAM \rightarrow$ modificador do ângulo de incidência.

$\sqrt{V_{vento}} \rightarrow$ velocidade do vento local. [$\frac{m}{s}$]

A temperatura de operação é definida como a diferença média entre a temperatura de entrada e saída do fluido de transferência de calor no campo solar. A temperatura de operação é calculada como:

$$T_{op} = \frac{T_{ent} + T_{saida}}{2} \quad (50)$$

Onde:

T_{ent} → Temperatura de entrada do óleo no campo solar. [°C]

T_{saida} → Temperatura de saída do óleo do campo solar. [°C]

Para o cálculo empírico apresentado, a temperatura de entrada do óleo Therminol VP-1 foi considerada como $T_{ent}=290^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de saída como $T_{saida}=390^{\circ}\text{C}$.

A temperatura de saída definida como 390°C é o set-point estabelecido para que a temperatura na saída do campo seja a maior possível com um limite de segurança abaixo do limite de 400°C . Acima de 400°C , o óleo apresenta degradação térmica.

A maioria dos projetos de calha parabólica consideram a diferença de temperatura ótima entre a entrada e saída de óleo do campo solar como $\Delta T=100^{\circ}\text{C}$ (PATNODE; KLEIN; REINDL, 2006). Este ΔT é utilizado como o valor padrão nas simulações do software SAM (NREL, 2014). Consequentemente, o valor de 290°C foi adotado como a temperatura de entrada. Mediante a isto, o valor da temperatura de operação é estimado como:

$$T_{op}=340^{\circ}\text{C} \quad (51)$$

A estimativa de cálculo para o fluxo de calor perdido ainda considera a velocidade média do vento como $V_{vento}=1,8 \frac{m}{s}$ e a temperatura média ambiente de $T_{amb} = 21,5^{\circ}\text{C}$.

Portanto, a eficiência térmica do ponto de projeto é calculada através dos valores descritos na tabela 3.1, dos parâmetros de eficiência enunciados anteriormente e da equação empírica (49) para estimativa do fluxo de calor perdido. O ângulo de incidência é praticamente nulo nesse ponto no meio dia solar do dia 2

de dezembro, logo, a perda pelo sombreamento e a perda do final do coletor são desprezíveis ($F_{sombra} \cong F_{final} \cong 1$).

$$\eta_0 \cong 0,72 \quad (52)$$

$$\dot{q}_l \cong 262,1 \left[\frac{W}{m} \right] \quad (53)$$

$$\eta_t \cong 0,68 \quad (54)$$

A estimativa da variação da eficiência térmica para o dia 2 de dezembro do ano meteorológico típico é apresentada na figura 3.16 utilizando a equação (48).

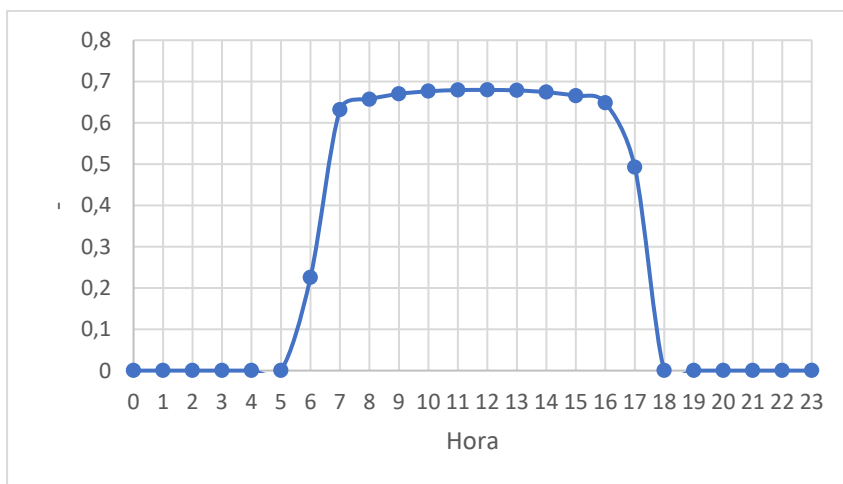


Figura 3.16: Variação da eficiência térmica para o dia 2 de dezembro do ano meteorológico típico.

3.5.

Área de abertura mínima do campo solar

A área de abertura mínima é a área efetiva de espelhamento suficiente para fornecer a máxima carga térmica proposta pela participação solar quando as condições de referência de projeto são atendidas como o DNI, ângulo de incidência e eficiências. Essa área também é conhecida como a área equivalente exatamente ao múltiplo solar igual a 1.

$$A_{min} = \frac{Q_{cs}}{DNI \cdot \eta_t} \quad (55)$$

$$A_{min} \cong 2088,1 \text{ m}^2 \quad (56)$$

Onde:

A_{min} → área de abertura de referência do coletor. [m^2]

\dot{Q}_{CS} → carga térmica máxima da participação solar. $\dot{Q}_{CS} = 1444,2 \cdot 10^3$ W.

DNI → irradiância direta normal de projeto. $DNI = 1017,8 \frac{W}{m^2}$

η_t → Eficiência térmica do ponto de projeto. $\eta_t \cong 0,68$.

3.6.

Área de abertura total do campo solar

A área de abertura total é a multiplicação da área de abertura mínima por um fator adimensional conhecido como múltiplo solar. Esta área refere-se a área efetiva de espelhamento, ou seja, a área total de instalação exige um tamanho total do terreno que é ainda maior.

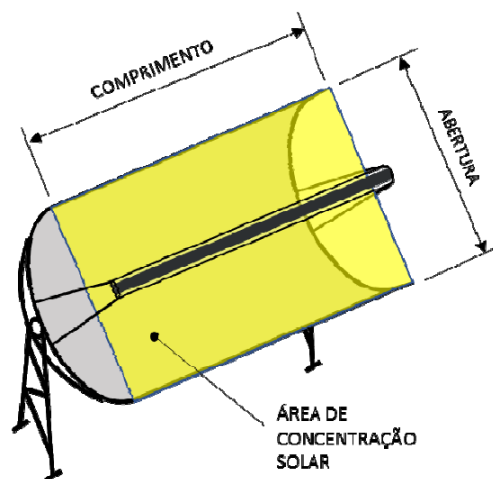


Figura 3.17: Área de abertura do coletor. Fonte: (GAZOLI, J. R. et al., 2018).

A necessidade de aumento de área total do campo solar deve-se ao fato de que a incidência da irradiação direta normal ao longo do ano na operação é sempre menor que o ponto de projeto determinado.

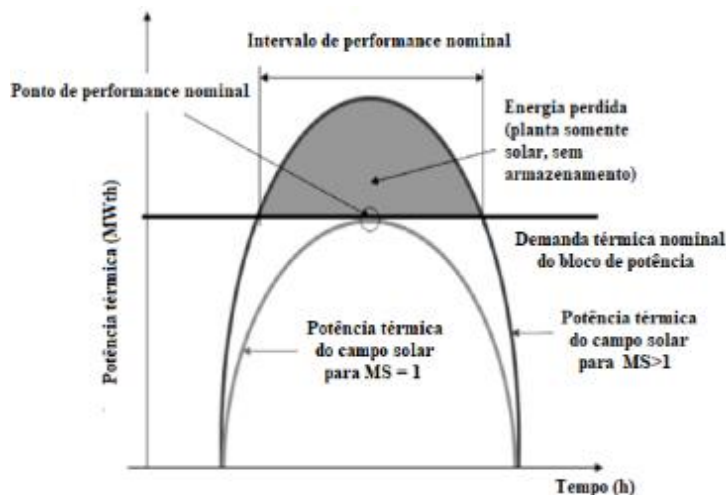


Figura 3.18: Influência do múltiplo solar. Fonte: (Adaptado de FERREIRA, 2018).

Dessa forma, a área de abertura total efetiva de espelhamento do coletor é maximizada para fornecer continuamente a máxima carga térmica estabelecida pela participação do campo solar durante os períodos com menor incidência de irradiação.

É importante também considerar um alto múltiplo solar para aumento significativo da área de abertura total, pois o campo solar projetado requisita um sistema de armazenamento térmico de modo a atender a carga térmica durante o período de 24 horas de operação. Este critério é necessário para prover um excesso de energia térmica captada pelo campo solar durante a incidência dos raios solares para a posterior utilização dessa energia em períodos noturnos ou de baixa incidência solar.

A área de abertura total é calculada como:

$$A_{total} = A_{min} \cdot MS \quad (57)$$

Onde:

A_{total} → área de abertura total do coletor.

A_{min} → área de abertura mínima do coletor.

MS → Fator múltiplo solar.

A área de abertura total foi estimada através da variação do fator múltiplo solar para avaliar se o sistema heliotérmico atende o fornecimento contínuo da carga

térmica estipulada de $\dot{Q}_{CS} = 1444,2 \text{ kW}$ durante 24 horas de operação. Previamente, a energia total requerida é calculada como:

$$E_{cs} = \dot{Q}_{CS} \cdot \Delta t_{total} = 1444,2 \cdot 24 \quad (58)$$

$$E_{cs} = 34.660,8 \text{ kWh} \quad (59)$$

Onde:

$E_{cs} \rightarrow$ Energia total requerida. [kWh]

$\dot{Q}_{CS} \rightarrow$ Carga térmica calculada. [kW]

$\Delta t_{total} \rightarrow$ Tempo total de operação. [h]

Em seguida, a energia térmica útil captada para o dia 2 de dezembro foi calculada sabendo a variação da eficiência térmica ao longo deste dia conforme explicitado na figura 3.16. Diversos resultados de energia térmica útil e energia térmica desperdiçada foram obtidos para este dia considerando a suposição da área total do campo solar em função do fator múltiplo solar.

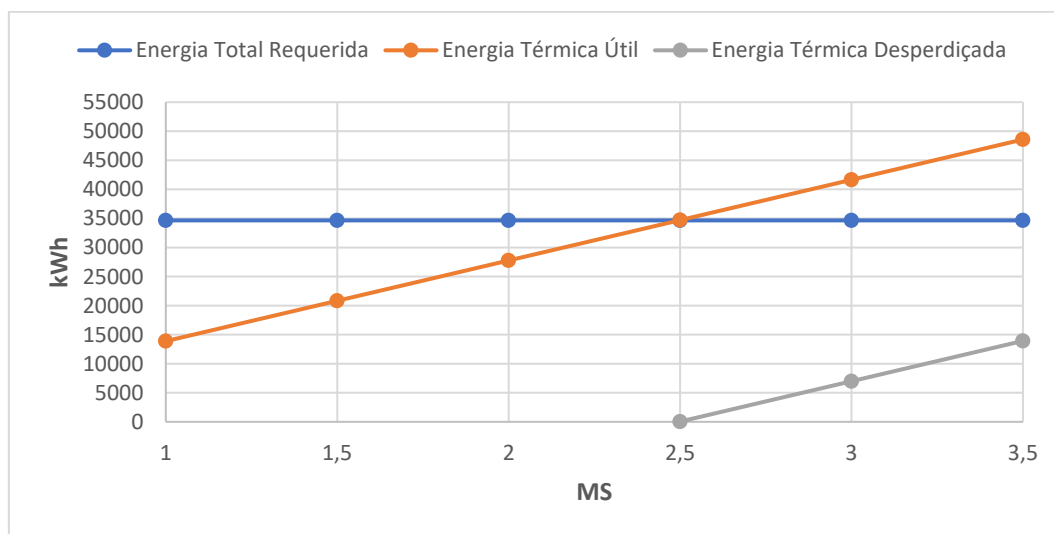


Figura 3.19: Resultados da energia Térmica Útil e a energia desperdiçada no dia 02 de dezembro em função da variação do múltiplo Solar.

Conforme demonstrado na figura 3.19, o fator múltiplo solar (F_{MS}) de 2,5 atende a energia útil total requerida para a operação contínua em 24 horas sem energia desperdiçada para o dia 02 de dezembro. Este múltiplo solar equivale, aproximadamente, a área de abertura total de 8 SCA contabilizando 5248 m².

A variação da potência térmica coletada durante este dia é demonstrada na figura 3.20. Esta variação de potência térmica contabiliza a área total de 5248 m² e as eficiências térmicas.

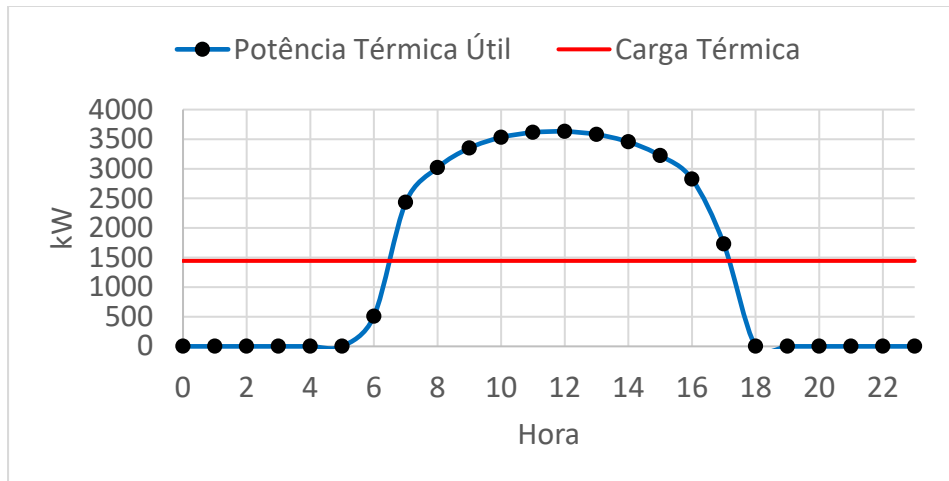


Figura 3.20: Variação da potência térmica útil do campo solar com 8 SCA no dia 2 de dezembro do ano meteorológico típico.

3.7.

Massa acumulada no tanque de armazenamento

A massa acumulada no tanque de armazenamento é estimada com base no dia com maior captação da irradiação solar. Logo, o dia com maior DNI acumulado no ano meteorológico típico é o considerado para análise. O dia 2 de dezembro apresenta o maior DNI acumulado de 10549 kWh/ m². A energia térmica útil captada pelo campo solar neste dia é estimada como 34889,7 kWh.

Desse total, 16392 kWh é a energia térmica entregue para o ciclo de potência durante a insolação enquanto 18497,7 kWh ($\cong 6,67 \cdot 10^7$ kJ) é a energia térmica acumulada no tanque quente para posterior utilização nos períodos de baixa irradiação ou noturno. A figura 3.21 apresenta o gráfico da variação de potência solar para o fornecimento de calor ao bloco de potência e para o carregamento do tanque quente.

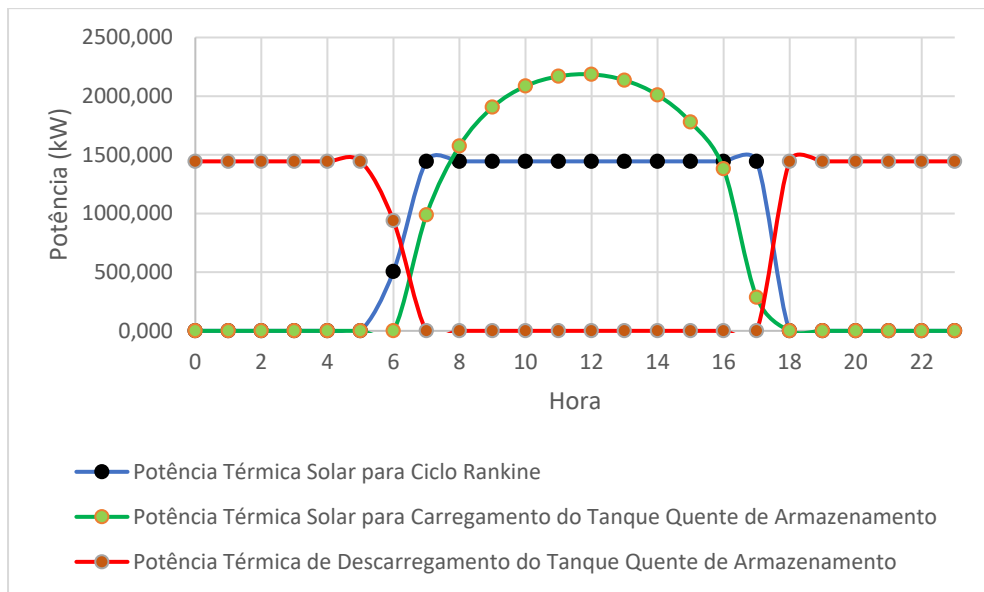


Figura 3.21: Variação das potências térmica para o dia 2 de dezembro.

Além disso, a potência térmica de descarregamento do tanque quente é ilustrada para atender a carga térmica requisitada pelo bloco de potência. A massa total acumulada no tanque é estimada a partir da equação (60) que relaciona a massa total, o calor específico do óleo térmico para a temperatura média de operação e a diferença de temperatura entre os dois tanques (frio e quente) para o cálculo da energia total acumulada.

$$E_{tq,total} = m_{max,acm} \cdot c_{htf,op} \cdot \Delta T \quad (60)$$

$$m_{max,acm} = \frac{E_{tq,total}}{c_{htf} \cdot \Delta T} \quad (61)$$

$$m_{max,acm} = 274.605 \text{ kg} \quad (62)$$

Onde:

$m_{max,acm}$ → massa total acumulada nos tanques.

$E_{tq,total}$ → energia total acumulada em kJ pelo carregamento do tanque quente.

c_{htf} → calor específico do óleo térmico para temperatura média de operação de 340°C → $c_{htf} \cong 2,425 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$.

ΔT → diferença de temperatura entre os dois tanques → $\Delta T = T_{quente} - T_{frio} = 390^{\circ}\text{C} - 290^{\circ}\text{C} \rightarrow \Delta T = 100^{\circ}\text{C}$.

Um nível mínimo de 5% do tanque foi considerado para uma altura mínima suficiente para bombeamento do fluido térmico nas bombas do campo solar. Dessa forma a massa de fluido térmico mínima residente no tanque é calculada como:

$$m_{\text{minimo}} = 0,05 \cdot m_{\text{max,acum}} \quad (63)$$

$$m_{\text{minimo}} = 13.730 \text{ kg} \quad (64)$$

Logo, a massa total de óleo no tanque é igual a soma da massa máxima acumulada e da massa mínima requerida.

$$m_{\text{total}} = m_{\text{minimo}} + m_{\text{max,acum}} \quad (65)$$

$$m_{\text{total}} = 288.335 \text{ kg} \quad (66)$$

3.8. Volume de óleo acumulado nos tanques de armazenamento

O volume acumulado de óleo térmico Therminol VP-1 é diferente em cada tanque devido a diferença de temperatura de armazenamento. O volume acumulado é calculado pela divisão entre a quantidade de massa de óleo acumulado ($m_{\text{total}} = 288335 \text{ kg}$) pela massa específica correspondente a temperatura de armazenamento.

$$V_{\text{max,tf}} = \frac{m_{\text{total}}}{\rho(T_{\text{frio}})} \quad (67)$$

$$V_{\text{max,tq}} = \frac{m_{\text{total}}}{\rho(T_{\text{quente}})} \quad (68)$$

Onde:

$V_{\text{max,tf}} \rightarrow$ Volume máximo de óleo acumulado no tanque frio [m^3]

$V_{\text{max,tq}} \rightarrow$ Volume máximo de óleo acumulado no tanque quente [m^3]

$m_{\text{total}} \rightarrow$ massa total de óleo acumulada. [kg]

$\rho(T_{\text{frio}}) \rightarrow$ Massa específica referente a temperatura de armazenamento do tanque frio $\rightarrow \rho(T_{\text{frio}} = 290^\circ\text{C}) = 824 \frac{\text{kg}}{m^3}$.

$\rho(T_{\text{quente}}) \rightarrow$ Massa específica referente a temperatura de armazenamento do tanque quente $\rightarrow \rho(T_{\text{quente}} = 390^\circ\text{C}) = 704 \frac{\text{kg}}{m^3}$.

$$V_{\text{max,tf}} \cong 348,3 \text{ m}^3 \quad (69)$$

$$V_{max,tq} \cong 407,5 \text{ m}^3 \quad (70)$$

3.9.

Volume total dos tanques de armazenamento

O volume total dos tanques de armazenamento considera uma majoração de 10% do volume acumulado de óleo para o espaçamento entre o nível máximo de óleo e o topo do tanque.

$$V_{total,tf} \cong V_{max,tf} \cdot 1,10 \quad (71)$$

$$V_{total,tq} \cong V_{max,tq} \cdot 1,10 \quad (72)$$

$$V_{total,tf} \cong 383,1 \text{ m}^3 \quad (73)$$

$$V_{total,tq} \cong 448,2 \text{ m}^3 \quad (74)$$

Onde

$V_{total,tf} \rightarrow$ Volume total do tanque frio [m^3]

$V_{total,tq} \rightarrow$ Volume total do tanque quente [m^3]

3.10.

Diâmetro e Altura dos tanques de armazenamento

O diâmetro e a altura dos tanques de armazenamento são definidos a partir da minimização da área total com relação ao diâmetro do tanque conforme relações:

$$V_{total} = \pi \frac{D^2}{4} H \rightarrow H = 4 \frac{V_{total}}{\pi D^2} \quad (75)$$

$$A_{total} = 2\pi \frac{D^2}{4} + \pi D H = \pi \frac{D^2}{2} + 4 \frac{V_{total}}{D} \quad (76)$$

$$\frac{d(A_{total})}{d(D)} = 0, \text{mínimo da área total} \quad (77)$$

$$D = H = \sqrt[3]{\frac{4V_{total}}{\pi}} \quad (78)$$

$$D_{tf} = H_{ts,f} = \sqrt[3]{\frac{4V_{total,tf}}{\pi}} \quad (79)$$

$$D_{tq} = H_{ts,q} = \sqrt[3]{\frac{4V_{total,tq}}{\pi}} \quad (80)$$

$$D_{tf} = H_{ts,f} \cong 7,9 \text{ m} \quad (81)$$

$$D_{tq} = H_{tq} \cong 8,3 \text{ m} \quad (82)$$

$$D_{tf} = H_{tf} \cong 7,9 \text{ m} \quad (83)$$

Onde:

$V_{total,tf}$ → Volume total do tanque frio [m^3].

$V_{total,tq}$ → Volume total do tanque quente [m^3].

D_{tf} → Diâmetro do tanque frio de armazenamento. [m]

D_{tq} → Diâmetro do tanque quente de armazenamento. [m]

H_{tf} → Altura do tanque frio de armazenamento. [m]

H_{tq} → Altura do tanque quente de armazenamento. [m]

3.11.

Vazão mássica no trocador de calor

A vazão mássica de fluido térmico que passa no trocador de calor para transferência de calor para o fluido de trabalho do ciclo Rankine é dada por:

$$\dot{m}_{ex} = \frac{\dot{Q}_{CS}}{c_{htf} \cdot \Delta T} \quad (84)$$

$$\dot{m}_{ex} \cong 5,96 \text{ kg/s} \quad (85)$$

Onde:

\dot{m}_{ex} → Vazão mássica de fluido térmico no trocador de calor. [kg/s]

\dot{Q}_{CS} → Carga térmica fornecida pelo campo solar. $\dot{Q}_{CS}=144,2 \text{ kW}$.

c_{htf} → calor específico do óleo térmico para temperatura média de operação de $340^\circ\text{C} \rightarrow c_{htf,op} \cong 2,425 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$.

ΔT → diferença de temperatura entre os dois tanques $\rightarrow \Delta T = T_{quente} - T_{frio} = 390^\circ\text{C} - 290^\circ\text{C} \rightarrow \Delta T = 100^\circ\text{C}$.

3.12.

Capacidade do Sistema de Armazenamento de Energia

A capacidade do sistema de armazenamento de energia é dada pelo número de horas que o sistema pode fornecer a carga térmica definida para o bloco de potência sem a participação do campo solar. A energia térmica total armazenada no tanque quente no dia 2 de dezembro é de 18497,7 kWh. Logo a capacidade é calculada como:

$$T_s \cong \frac{E_{arm}}{\dot{Q}_{CS}} \quad (86)$$

$$T_s \cong 12,8 \text{ horas} \quad (87)$$

Onde:

T_{arm} → Capacidade em horas do sistema de armazenamento. [h]

E_{arm} → Energia térmica armazenada no dia 2 de dezembro. [kJ]

\dot{Q}_{CS} → Carga térmica fornecida pelo campo solar. $\dot{Q}_{CS}=1444,2 \text{ kW}$.

3.13.

Consumo Parasita

O consumo parasita consiste na energia elétrica consumida pelo funcionamento do próprio campo solar. Portanto, a potência nominal da unidade geradora é reduzida pelo consumo de energia elétrica dos equipamentos constituintes do campo solar como: bomba do campo de coletores; motores do sistema de rastreamento dos coletores; bomba de circulação do fluido térmico para o trocador de calor do ciclo Rankine entre outros equipamentos.

Segundo o valor padrão estimado pelo software SAM (NREL, 2014), o consumo parasita é aproximadamente 10% da potência elétrica equivalente que seria produzida pela participação do campo solar. Para tanto, o consumo parasita é estimado como:

$$\dot{W}_p = 0,1 \cdot \dot{W}_{CS} \quad (88)$$

$$\dot{W}_p \cong 38,5 \text{ kW} \quad (89)$$

Onde:

\dot{W}_p → Potência de consumo parasita. [kW]

\dot{W}_{CS} → Potência elétrica equivalente produzida no bloco de potência devido à participação do campo solar. $\dot{W}_{CS} \cong 384,7 \text{ kW}$

4

Desenvolvimento do modelo matemático e numérico

A operação do campo solar é avaliada com o desenvolvimento de um programa computacional no software Matlab. O programa é baseado no método implícito das diferenças finitas unidimensional para a solução do sistema de equações diferenciais que compõe o balanço de energia do receptor do concentrador parabólico.

4.1.

Modelo Matemático

O presente modelo matemático elaborado é baseado nos modelos desenvolvidos na literatura para o equacionamento do balanço de energia nos três volumes de controle considerados: envelope de vidro, tubo absorvedor e fluido de transferência de calor. Os modelos matemáticos utilizados como referência são: o modelo térmico detalhado de Kalogirou (2012), o modelo matemático de Forristal (2003) e o modelo matemático de Marif *et al.* (2014).

Para tanto, as equações diferenciais parciais que determinam os diversos modos de transmissão de calor nesses três volumes de controle serão definidas ao longo do desenvolvimento deste modelo. Além disso, todas as equações e correlações utilizadas para a predição dos termos do balanço de energia também serão relatados.

Em resumo, a energia solar incidente no envelope é transmitida e incide sobre o tubo absorvedor que possui alta absorvidade. O aumento de energia no tubo promove a transferência de calor para o óleo térmico que está escoando por dentro do tubo mediante a convecção interna forçada entre o tubo e o fluido. Além disso, uma parcela da energia absorvida no tubo é perdida por radiação para o envelope de vidro devido a emissão de radiação do tubo que está com temperatura maior que o envelope de vidro. Importante ressaltar que o vácuo proporcionado no espaço anular reduz significativamente as perdas de calor por convecção entre o tubo e o envelope de vidro.

De modo geral, os equacionamentos estabelecidos para solucionar o regime transiente do campo solar consideram os seguintes modos de transferência de calor:

- A. Convecção entre o óleo térmico e o tubo absorvedor ($\dot{q}_{conv,f}$).
- B. Convecção entre o envelope de vidro e o ar ambiente externo ($\dot{q}_{conv,e}$).
- C. Condução axial ao longo do tubo metálico absorvedor ($\dot{q}_{cond,a}$).
- D. Condução axial ao longo do envelope de vidro ($\dot{q}_{cond,env}$).
- E. Radiação interna entre o tubo absorvedor e o envelope de vidro ($\dot{q}_{rad,i}$).
- F. Radiação externa entre o envelope de vidro e o céu ($\dot{q}_{rad,e}$).
- G. Radiação solar incidente sobre o envelope de vidro ($\dot{q}_{Id,env}$).
- H. Radiação solar incidente sobre o tubo absorvedor devido à alta transmissibilidade do envelope de vidro ($\dot{q}_{Id,a}$).

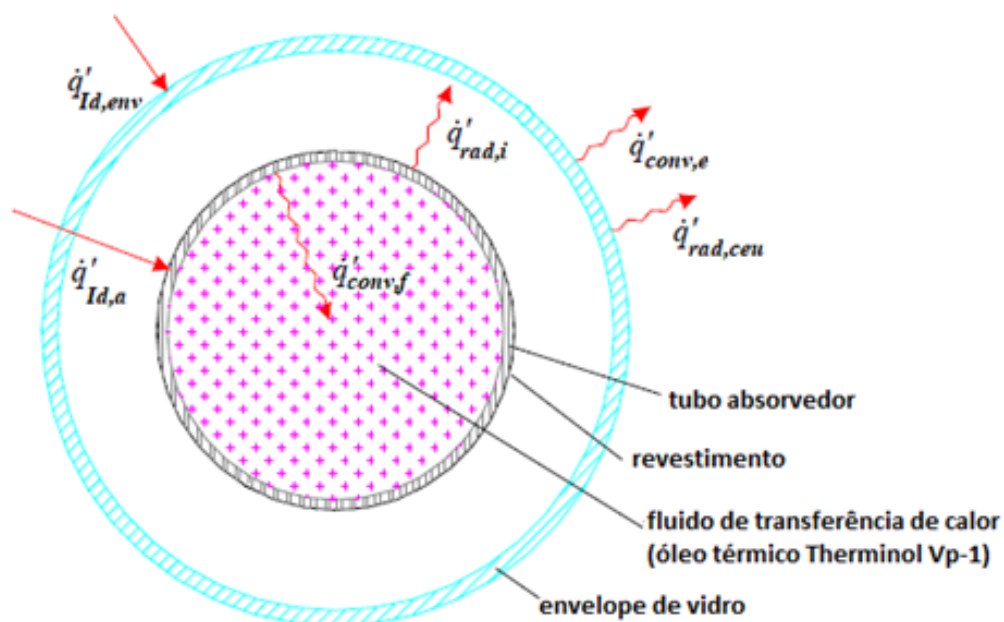


Figura 4.1: Modos de transferência de calor considerados na seção transversal

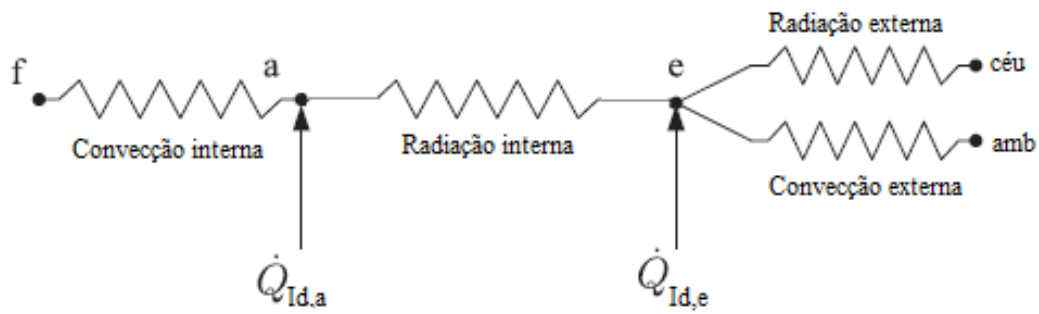


Figura 4.2: Circuito térmico para os modos de transferência de calor

Além disso, os seguintes pressupostos foram considerados nesse modelo:

- I. O fluxo de radiação solar é uniforme ao longo do comprimento do receptor e varia com o tempo.
- II. O espaço anular é aproximadamente evacuado, ou seja, somente uma pequena quantidade de ar reside no anular com pressão de 10^{-4} torr ($\cong 0,013$ Pa) (DUDLEY et al., 1994). Essa baixíssima pressão configura condição de vácuo. Apesar dessa condição de vácuo não ser mais verdadeira após longos tempos de operação devido a possível infiltração de ar ambiente ou a permeação de hidrogênio do óleo térmico no espaço anular, o campo solar considerado na modelagem em estudo ainda entrará em operação. Um componente conhecido como getter (composto químico) é instalado no espaço anular para capturar as moléculas de hidrogênio permeados da degradação do fluido térmico a altas temperaturas o que garante o vácuo mencionado.
- III. O fluido de transferência de calor é um fluido incompressível com escoamento unidirecional axial. O tipo de fluido utilizado é o óleo térmico Therminol Vp-1.
- IV. Todas as temperaturas, os fluxos de calor e as propriedades físicas dos materiais constituintes do receptor são considerados uniformes ao redor da circunferência para cada seção transversal (figura 4.1) nos volumes de controle considerados. Na realidade, a parte inferior do receptor recebe maior fluxo solar, pois os raios solares refletidos nos espelhos de calhas parabólicas incidem na parte inferior do receptor. Contudo, essa simplificação de uniformidade

circunferencial não introduz imprecisões significativas nos resultados conforme relatado na literatura (FORRISTALL, 2003; KALOGIROU, 2012).

- V. As conduções de calor na direção radial do tubo e do vidro não foram consideradas. As espessuras desses volumes de controles foram consideradas pequenas de modo que essa simplificação não interfere significativamente no balanço de energia.
- VI. A temperatura do óleo térmico não varia radialmente, ou seja, a temperatura do óleo é radialmente uniforme dentro da tubulação. A variação de temperatura do fluido térmico só ocorre na direção axial.
- VII. A convecção interna no espaço anular entre o tubo absorvedor e o envelope de vidro é desprezada devido à condição de vácuo no espaço anular.
- VIII. As condutividades térmicas do tubo absorvedor e do envelope são constantes.
- IX. As perdas por condução nos terminais do tubo absorvedor são insignificantes.

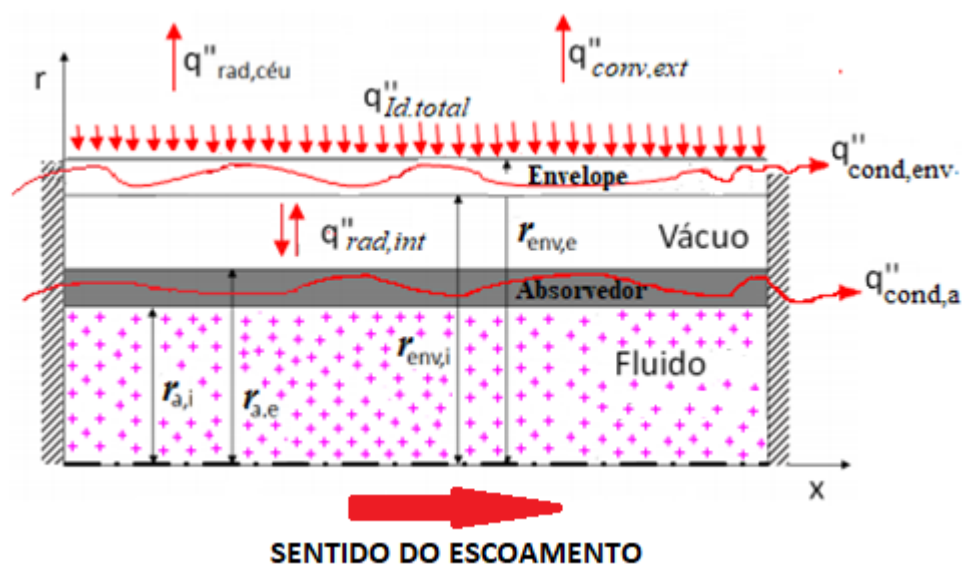


Figura 4.3: Modos de transferência de calor considerados na seção meridional

4.1.1. Modos de Transferência de calor

O modelo unidimensional adotado considera o balanço de energia para uma seção transversal do receptor. Dessa forma, os modos de transferência de calor são representados matematicamente pelos fluxos de calor por unidade de comprimento $\left(\frac{W}{m}\right)$.

4.1.1.1. Transferência de calor por convecção externa.

O fluxo de calor da convecção externa, entre o envelope de vidro e o ambiente externo, é equacionado pela consideração de escoamento externo do vento no receptor.

$$\dot{q}_{conv,e} = \pi D_{env,e} h_{conv,e} (T_{env} - T_{amb}) \quad (90)$$

Onde:

$\dot{q}_{conv,e} \rightarrow$ fluxo de calor por convecção externa. $\left[\frac{W}{m}\right]$

$h_{conv,e} \rightarrow$ coeficiente de transferência de calor por convecção externa. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$D_{env,e} \rightarrow$ diâmetro externo do envelope de vidro. [m]

$T_{env} \rightarrow$ temperatura do envelope de vidro. $[^{\circ}C]$

$T_{amb} \rightarrow$ temperatura ambiente. $[^{\circ}C]$

O coeficiente de transferência de calor por convecção externa, entre o envelope de vidro e o ar ambiente, é calculado utilizando a correlação de Zhukauskas que considera a presença de vento conforme equação (91). As propriedades termofísicas do ar externo são calculadas considerando a temperatura ambiente.

$$h_{conv,e} = C Re_{ar}^n Pr_{ar}^m \left(\frac{Pr_{ar}}{Pr_{env}}\right)^{\frac{1}{4}} \frac{k_{ar}}{D_{env,e}} \quad (91)$$

Onde:

$h_{conv,e} \rightarrow$ coeficiente de transferência de calor por convecção externa. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$k_{ar} \rightarrow$ condutividade térmica do ar avaliado na temperatura ambiente. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

$Re_{ar} \rightarrow$ número de Reynolds. [-]

Pr_{ar} → número de Prandtl avaliado na temperatura ambiente. [-]

Pr_{env} → número de Prandtl avaliado na temperatura do envelope de vidro. [-]

$D_{env,e}$ → diâmetro externo do envelope de vidro. [m]

A constante C e o expoente n são obtidos conforme intervalos do número de Reynolds abaixo (FORRISTALL, 2003; KALOGIROU, 2012; MARIF et al., 2014):

$$1 < Re_{ar} \leq 40 \rightarrow C = 0.75, n = 0,4 \quad (92)$$

$$40 < Re_{ar} \leq 10^3 \rightarrow C = 0.51, n = 0,5 \quad (93)$$

$$10^3 < Re_{ar} \leq 2 \times 10^5 \rightarrow C = 0.26, n = 0,4 \quad (94)$$

$$2 \times 10^5 < Re_{ar} \leq 10^6 \rightarrow C = 0.076, n = 0,7 \quad (95)$$

A constante m é obtida conforme intervalo do número de Prandtl abaixo (FORRISTALL, 2003; KALOGIROU, 2012; MARIF et al., 2014):

$$Pr_{ar} \leq 10 \rightarrow m = 0,37 \quad (96)$$

$$Pr_{ar} > 10 \rightarrow m = 0,36 \quad (97)$$

4.1.1.2.

Transferência de calor por radiação externa.

O fluxo de calor por radiação externa para e o céu é definido pela lei de Stefan Boltzmann:

$$\dot{q}_{rad,e} = \varepsilon_{env} \pi D_{env,e} \sigma [(T_{env} + 273)^4 - (T_{ceu} + 273)^4] \quad (98)$$

Onde:

$\dot{q}_{rad,e}$ → fluxo de calor por radiação externa. $[\frac{W}{m}]$

ε_{env} → emissividade do envelope de vidro. [-]

σ → constante de Stefan Boltzman. $[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}]$

$D_{env,e}$ → diâmetro externo do envelope de vidro. [m]

T_{ceu} → temperatura do céu. [°C]

T_{env} → temperatura do envelope de vidro. [°C]

Simplificando a notação da equação (98), o fluxo é reescrito em função do coeficiente de transferência de calor por radiação externa ($h_{rad,e}$).

$$h_{rad,e} = \varepsilon_{env} \sigma [(T_{ceu} + 273)^2 + (T_{env} + 273)^2] (T_{ceu} + T_{env} + 546) \quad (99)$$

$$\dot{q}_{rad,e} = \pi D_{env,e} h_{rad,e} (T_{env} - T_{ceu}) \quad (100)$$

Onde:

$\dot{q}_{rad,e} \rightarrow$ fluxo de calor por radiação externa. $[\frac{W}{m}]$

$h_{rad,e} \rightarrow$ coeficiente de transferência de calor por radiação externa. $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$

$D_{env,e} \rightarrow$ diâmetro externo do envelope de vidro. [m]

$T_{ceu} \rightarrow$ temperatura do céu. $[^{\circ}C]$

$T_{env} \rightarrow$ temperatura do envelope de vidro. $[^{\circ}C]$

A temperatura do céu é dada a partir da equação (101) abaixo (MARIF et al., 2014):

$$T_{ceu} = 0.0552 \times T_{amb}^{1,5} \quad (101)$$

Onde:

$T_{ceu} \rightarrow$ temperatura do céu. $[^{\circ}C]$

$T_{amb} \rightarrow$ temperatura ambiente. $[^{\circ}C]$

4.1.1.3.

Coeficiente de transferência de calor por radiação interna.

A transferência de calor por radiação interna entre o tubo absorvedor e o envelope de vidro no espaço anular é definido pela lei de Stefan Boltzmann:

$$\dot{q}_{rad,i} = \varepsilon_i \pi D_{a,e} \sigma [(T_a + 273)^4 - (T_{env} + 273)^4] \quad (102)$$

Onde:

$\dot{q}_{rad,i} \rightarrow$ fluxo de calor por radiação interna. $[\frac{W}{m}]$

$\varepsilon_i \rightarrow$ emissividade interna. [-]

$\sigma \rightarrow$ constante de Stefan Boltzman. $[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}]$

$D_{a,e} \rightarrow$ diâmetro externo do tubo absorvedor. [m]

$T_a \rightarrow$ temperatura do tubo absorvedor. [°C]

$T_{env} \rightarrow$ temperatura do envelope de vidro. [°C]

A emissividade interna é calculada considerando a transferência de calor por radiação no espaço anular entre as duas superfícies concêntricas conforme equação (103) abaixo (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$\varepsilon_i = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1 - \varepsilon_{env}}{\varepsilon_{env}} \left(\frac{D_{a,e}}{D_{env,i}} \right)} \quad (103)$$

Onde:

$\varepsilon_i \rightarrow$ emissividade interna. [-]

$\varepsilon_a \rightarrow$ emissividade do tubo absorvedor. [-]

$\varepsilon_{env} \rightarrow$ emissividade do envelope de vidro. [-]

$D_{a,e} \rightarrow$ diâmetro externo do tubo absorvedor. [m]

$D_{env,i} \rightarrow$ diâmetro interno do envelope de vidro. [m]

Simplificando a notação da equação (102). O fluxo é reescrito em função do coeficiente de transferência de calor por radiação interna ($h_{rad,i}$).

$$h_{rad,i} = \varepsilon_i \sigma [(T_{env} + 273)^2 + (T_a + 273)^2] (T_{env} + T_a + 546) \quad (104)$$

$$\dot{q}_{rad,i} = \pi D_{a,e} h_{rad,i} (T_a - T_{env}) \quad (105)$$

Onde:

$\dot{q}_{rad,i} \rightarrow$ fluxo de calor por radiação interna. [$\frac{W}{m}$]

$h_{rad,i} \rightarrow$ coeficiente de transferência de calor por radiação interna. [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]

$D_{a,e} \rightarrow$ diâmetro externo do tubo absorvedor. [m]

$T_a \rightarrow$ temperatura do tubo absorvedor. [°C]

$T_{env} \rightarrow$ temperatura do envelope de vidro. [°C]

4.1.1.4.

Transferência de calor por convecção interna.

O fluxo de calor por convecção interna é caracterizado pelo escoamento forçado do óleo térmico dentro do tubo absorvedor.

$$\dot{q}_{conv,i} = \pi D_{a,i} h_i (T_a - T_f) \quad (106)$$

Onde

$\dot{q}_{conv,i}$ → fluxo de calor por convecção interna entre o tubo e o fluido. $[\frac{W}{m}]$

h_i → coeficiente de transferência de calor por convecção interna entre o tubo e o fluido. $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$

$D_{a,i}$ → diâmetro interno do tubo absorvedor. [m]

T_a → temperatura do tubo absorvedor. [°C]

T_f → temperatura do fluido térmico. [°C]

O coeficiente de transferência de calor por convecção interna entre o tubo absorvedor e o fluido térmico é definido pela equação (107).

$$h_i = \frac{k_f}{D_{a,i}} Nu_f \quad (107)$$

Onde:

h_i → coeficiente de transferência de calor por convecção interna entre o tubo e o fluido. $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$

k_f → condutividade térmica do fluido. $[\frac{W}{m \cdot K}]$

Nu_f → número de Nusselt. [-]

$D_{a,i}$ → diâmetro interno do tubo absorvedor. [m]

O número adimensional de Nusselt é determinado a partir do tipo de escoamento realizado pelo fluido térmico no interior da tubulação. Para números de Reynolds inferiores a 2300, o escoamento é caracterizado como laminar. Assim, o valor adimensional do número de Nusselt é 4,36 (INCROPERA, F.P. et al., 2007).

$$Re_f \leq 2300 \rightarrow Nu_f = 4,36 \quad (108)$$

Por outro lado, quando o número de Reynolds é superior a 2300, o escoamento é considerado ou como escoamento de transição laminar-turbulento ($2300 < Re_f \leq 4000$) ou como escoamento turbulento ($Re_f > 4000$). Para esses dois casos, o cálculo do número de Nusselt é feito a partir da correlação de Gnielinski (KALOGIROU, 2012):

$$Re_f > 2300 \quad (109)$$

$$Nu_f = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_f - 1000) Pr_f}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left(\frac{Pr_f}{Pr_a}\right)^{0.11} \quad (110)$$

Onde:

$f \rightarrow$ fator de fricção para a superfície interna do tubo absorvedor. [-]

$$f = (1,82 \log_{10}(Re_f) - 1,64)^{-2}$$

$Pr_f \rightarrow$ número de Prandtl avaliado na temperatura do fluido Térmico. [-]

$Pr_a \rightarrow$ número de Prandtl avaliado na temperatura da superfície interna do tubo absorvedor. [-]

Esta correlação acima é válida para os seguintes números adimensionais (FORRISTALL, 2003):

$$2300 < Re_f \leq 5 \times 10^6 \quad (111)$$

$$0,5 < Pr_f \leq 2000 \quad (112)$$

4.1.1.5.

Transferência de calor por condução axial no envelope de vidro.

O fluxo de calor por condução axial no envelope de vidro é dado pela lei de Fourier.

$$\dot{q}_{cond,env} = A_{env} k_{env} \frac{\partial^2 T_{env}}{\partial x^2} \quad (113)$$

Onde:

$\dot{q}_{cond,env} \rightarrow$ fluxo de calor por condução axial no envelope de vidro. $\left[\frac{W}{m}\right]$

$k_{env} \rightarrow$ condutividade térmica do envelope de vidro. $[\frac{W}{m \cdot K}]$

$A_{env} \rightarrow$ área da seção transversal do envelope de vidro. $[m^2]$

$T_{env} \rightarrow$ temperatura do envelope de vidro. $[^{\circ}C]$

4.1.1.6.

Transferência de calor por condução axial no tubo absorvedor.

O fluxo de calor por condução axial no tubo absorvedor é dado pela lei de Fourier.

$$\dot{q}_{cond,a} = A_a k_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} \quad (114)$$

Onde:

$\dot{q}_{cond,a} \rightarrow$ fluxo de calor por condução axial no tubo absorvedor. $[\frac{W}{m}]$

$k_a \rightarrow$ condutividade térmica do tubo absorvedor. $[\frac{W}{m \cdot K}]$

$A_a \rightarrow$ área da seção transversal do tubo absorvedor. $[m^2]$

$T_a \rightarrow$ temperatura do tubo absorvedor. $[^{\circ}C]$

4.1.1.7.

Transferência de calor por condução axial no fluido térmico.

O fluxo de calor por condução axial no fluido térmico é dado pela lei de Fourier.

$$\dot{q}_{cond,f} = A_f k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \quad (115)$$

Onde:

$\dot{q}_{cond,f} \rightarrow$ fluxo de calor por condução axial no fluido térmico. $[\frac{W}{m}]$

$k_f \rightarrow$ condutividade térmica do fluido térmico. $[\frac{W}{m \cdot K}]$

$A_f \rightarrow$ área da seção transversal do fluido térmico. $[m^2]$

$T_f \rightarrow$ temperatura do fluido térmico. $[^{\circ}C]$

4.1.1.8.

Transferência de calor pela absorção da irradiação solar no envelope de vidro.

O fluxo de calor absorvido pela irradiação solar no envelope de vidro é formulado como:

$$\dot{q}_{I,env} = W I_d \Omega \alpha_{env} \gamma \lambda \quad (116)$$

Onde:

$\dot{q}_{I,env}$ → fluxo de calor absorvido da irradiação solar no envelope de vidro. $[\frac{W}{m}]$

W → largura de abertura do espelho parabólico $[m]$

I_d → irradiância incidente. $[\frac{W}{m^2}]$.

$I_d = \text{DNI} \cdot \cos \theta$

DNI → irradiância Direta Normal. $[\frac{W}{m^2}]$

θ → ângulo de incidência. $[^\circ]$

Ω → refletividade do espelho parabólico. $[-]$

α_{env} → absorvidade do envelope de vidro. $[-]$

γ → fator de interceptação. $[-]$

λ → fator modificador do ângulo de incidência. $[-]$

4.1.1.9.

Transferência de calor pela absorção da irradiação solar no tubo absorvedor.

O fluxo de calor absorvido pela irradiação solar no tubo absorvedor é formulado como:

$$\dot{q}_{I,a} = W I_d \Omega \alpha_a \tau_{env} \gamma \lambda \quad (117)$$

Onde:

$\dot{q}_{I,a}$ → fluxo de calor absorvido da irradiação solar no tubo absorvedor. $[\frac{W}{m}]$

W → largura de abertura do espelho parabólico $[m]$

I_d → irradiância incidente. $[\frac{W}{m^2}]$.

$I_d = \text{DNI} \cdot \cos \theta$

DNI → irradiância Direta Normal. $[\frac{W}{m^2}]$

θ → ângulo de incidência. $[^\circ]$

$\Omega \rightarrow$ refletividade do espelho parabólico. [-]

$\alpha_a \rightarrow$ absorvidade do tubo absorvedor. [-]

$\tau_{env} \rightarrow$ transmissividade do envelope de vidro. [-]

$\gamma \rightarrow$ fator de interceptação. [-]

$\lambda \rightarrow$ fator modificador do ângulo de incidência. [-]

4.1.2.

Equacionamento do balanço de energia

Detalhadamente, o balanço de energia é equacionado para cada volume de controle (envelope de vidro, tubo absorvedor e fluido térmico).

- Balanço de energia no envelope de vidro:

Taxa de variação da energia interna do envelope de vidro por unidade de comprimento = fluxo de calor por absorção da radiação incidente solar no vidro + fluxo de calor por condução axial do envelope de vidro + fluxo de calor por radiação advinda do tubo absorvedor - fluxo de calor por convecção para o meio externo (ar ambiente) - fluxo de calor por radiação para o céu.

$$A_{env}\rho_{env}Cp_{env}\frac{\partial T}{\partial t} = \dot{q}_{l,env} + \dot{q}_{cond,env} + \dot{q}_{rad,i} - \dot{q}_{conv,e} - \dot{q}_{rad,e} \quad (118)$$

$$A_{env}\rho_{env}Cp_{env}\frac{\partial T}{\partial t} = WI_d\Omega\alpha_{env}\gamma\lambda + A_{env}k_{env}\frac{\partial^2 T_{env}}{\partial x^2} + \pi D_{a,e}h_{rad,i}(T_a - T_{env}) - \pi D_{env,e}h_{conv,e}(T_{env} - T_{amb}) - \pi D_{env,e}h_{rad,e}(T_{env} - T_{ceu}) \quad (119)$$

Onde:

$A_{env} \rightarrow$ área transversal do envelope de vidro. [m^2]

$\rho_{env} \rightarrow$ massa específica do envelope de vidro. [$\frac{kg}{m^3}$]

$C_{env} \rightarrow$ calor específico do envelope de vidro. [$\frac{J}{kg.K}$]

$T_{env} \rightarrow$ temperatura do envelope de vidro. [$^{\circ}C$]

- Balanço de energia no tubo absorvedor:

Taxa de variação da energia interna do tubo absorvedor por unidade de comprimento = fluxo de calor por absorção da radiação incidente solar no tubo + fluxo de calor por condução axial do tubo – fluxo de calor por radiação para o envelope de vidro - fluxo de calor por convecção forçada interna para o fluido térmico (Therminol Vp-1).

$$A_a \rho_a C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \dot{q}_{I,a} + \dot{q}_{cond,a} - \dot{q}_{rad,i} - \dot{q}_{conv,i} \quad (120)$$

$$A_a \rho_a C_a \frac{\partial T_a}{\partial t} = W I_a \Omega \alpha_a \tau_{env} \gamma \lambda + A_a k_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} - \pi D_{a,e} h_{rad,i} (T_a - T_{env}) - \pi D_{a,i} h_i (T_a - T_f) \quad (121)$$

Onde:

$A_a \rightarrow$ área transversal do tubo absorvedor. [m^2]

$\rho_a \rightarrow$ massa específica do tubo absorvedor. [$\frac{kg}{m^3}$]

$C_a \rightarrow$ calor específico do tubo absorvedor. [$\frac{J}{kg.K}$]

$T_a \rightarrow$ temperatura do tubo absorvedor. [$^{\circ}C$]

- Balanço de energia no fluido térmico:

Taxa de variação da energia interna do fluido térmico por unidade de comprimento + fluxo de calor devido à advecção do fluido = taxa de transferência de calor por condução do fluido + taxa de calor por convecção advindo do tubo absorvedor.

$$A_f \rho_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \dot{m}_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \dot{q}_{cond,f} + \dot{q}_{conv,i} \quad (122)$$

$$A_f \rho_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \dot{m}_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = A_f k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \pi D_{a,i} h_i (T_a - T_f) \quad (123)$$

Onde:

$A_f \rightarrow$ área transversal do fluido térmico. [m^2]

$\rho_f \rightarrow$ massa específica do fluido térmico. [$\frac{kg}{m^3}$]

$C_f \rightarrow$ calor específico do fluido térmico. [$\frac{J}{kg.K}$]

$T_f \rightarrow$ temperatura do fluido térmico. [$^{\circ}C$]

$\dot{m} \rightarrow$ vazão mássica do fluido térmico. [$\frac{kg}{s}$]

4.2.

Modelo Numérico

O modelo numérico estabelece a divisão longitudinal do domínio de cada volume de controle analisado (envelope de vidro, tubo absorvedor e fluido de transferência de calor) em pequenos segmentos uniformes para discretização da malha geométrica em pontos nodais (nós).

Desse modo, as derivadas parciais do sistema de equações diferenciais do balanço de energia dos respectivos volumes de controle são aproximadas por termos algébricos das diferenças finitas pelo método implícito de solução.

Inicialmente, a malha geométrica é construída com a determinação do número de nós para cada domínio do volume de controle conforme relação:

$$N_x = \frac{L}{\Delta x} + 1 \quad (124)$$

Onde:

$N_x \rightarrow$ número de nós em cada domínio.

$L \rightarrow$ comprimento total do domínio.

$\Delta x \rightarrow$ espaçamento entre os nós.

Consequentemente, a numeração sequencial dos nós na malha geométrica é determinada conforme esquema da figura 4.4

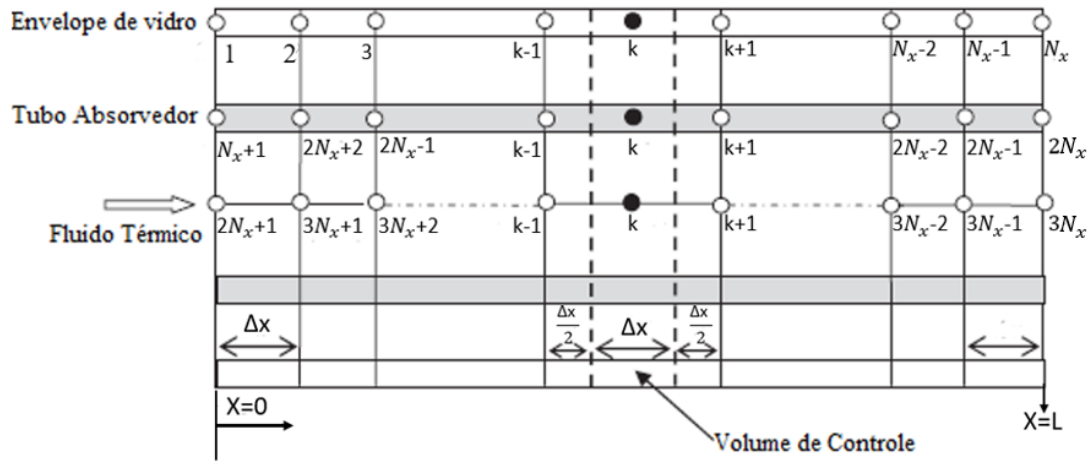


Figura 4.4: Numeração sequencial dos nós na malha geométrica. Fonte: (Adaptado de (MARIF et al., 2014)).

A quantidade total de nós é equivalente a $3N_x$ nós na malha geométrica, pois são 3 domínios analisados para o volume de controle geral do receptor.

4.2.1. Notação numérica

A notação numérica representativa do método das diferenças finitas utiliza o símbolo k para a indicação da posição do nó. Além disso, a notação numérica utiliza o símbolo J para a indicação do passo de tempo. As duas formas de representação da notação são exemplificadas na equação (125) e na equação (126).

$$T_k^J, T_k^{J+1}, T_{k+1}^{J+1}, T_{k-1}^{J+1}, T_{k+N_x}^{J+1}, T_{k-N_x}^{J+1} \quad (125)$$

$$T(k, J); T(k, J+1); T(k+1, J+1); T(k-1, J+1); T(k+N_x, J+1); T(k-N_x, J+1) \quad (126)$$

Onde:

$T \rightarrow$ Temperatura.

$k \rightarrow$ Posição do nó na malha. Nó de referência do cálculo.

$k+1 \rightarrow$ Nó posicionado à Leste do nó de referência.

$k-1 \rightarrow$ Nó posicionado à Oeste do nó de referência.

$k-N_x \rightarrow$ Nó posicionado ao Norte do nó de referência.

$k+N_x \rightarrow$ Nó posicionado ao Sul do nó de referência.

$J+1 \rightarrow$ passo de tempo atual.

$J \rightarrow$ passo de tempo anterior.

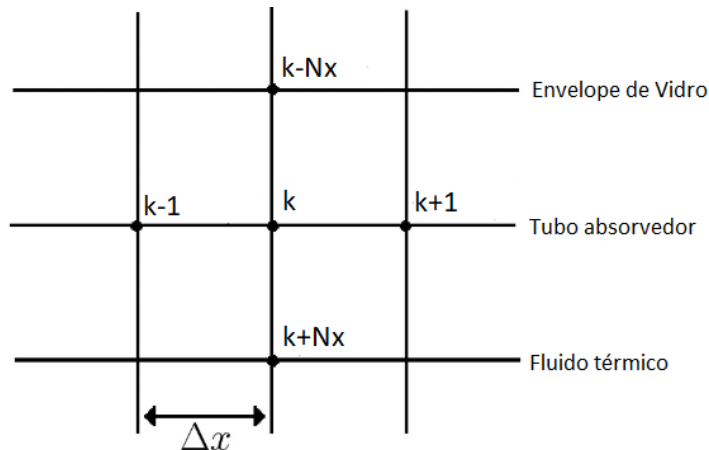


Figura 4.5: Esquema exemplificador da notação numérica.

4.2.2. Discretização das derivadas parciais

As derivadas de primeira ordem da temperatura com relação ao tempo e ao comprimento são aproximadas pela diferença para trás (*backward*) conforme relações:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_{J+1} = \frac{T^{J+1} - T^J}{\Delta t} \quad (127)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{k+1} = \frac{T_{k+1} - T_k}{\Delta x} \quad (128)$$

As derivadas de segunda ordem da temperatura com relação ao comprimento são aproximadas pela diferença central conforme relação:

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right)_k = \frac{T_{k+1} - 2 \cdot T_k + T_{k-1}}{\Delta x^2} \quad (129)$$

4.2.3. Condição inicial

A condição inicial ($t=0$) de temperatura dos nós da malha geométrica considera o equilíbrio térmico entre o envelope de vidro, o tubo, o fluido e o ambiente, assim, todos os nós estão na temperatura ambiente.

Todos os nós do domínio do envelope de vidro, $k=1:Nx$, estão na temperatura ambiente conforme condição inicial. O passo de tempo de $J=1$ representa o instante de tempo $t=0$.

$$T_{env}(1:Nx, 1) = T_{amb} \quad (130)$$

Todos os nós do domínio do tubo absorvedor, $k=Nx+1:2Nx$, estão na temperatura ambiente conforme condição inicial. O passo de tempo de $J=1$ representa o instante de tempo $t=0$.

$$T_a(Nx + 1:2Nx, 1) = T_{amb} \quad (131)$$

Todos os nós do domínio do fluido térico, $k=2Nx+1:3Nx$, estão na temperatura ambiente conforme condição inicial. O passo de tempo de $J=1$ representa o instante de tempo $t=0$.

$$T_f(2Nx + 1:3Nx, 1) = T_{amb} \quad (132)$$

4.2.4. Condições de contorno

As condições de contorno impostas para a solução das equações diferenciais parciais são referentes a fronteira leste ($x=0$) e a fronteira oeste ($x=L$).

Estas fronteiras no envelope de vidro e no tubo absorvedor são consideradas adiabáticas. Isto resulta na seguinte formulação matemática e numérica:

- Condição 1 → Fronteira Oeste no envelope de vidro ($x=0$).

$$\frac{\partial T_{env}}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \rightarrow \frac{T_{k=2} - T_{k=1}}{\Delta x} = 0 \quad (133)$$

$$T_{env}(1, t) = T_{env}(2, t) \quad (134)$$

- Condição 2 → Fronteira Leste no Envelope de vidro ($x=L$)

$$\frac{\partial T_{env}}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0 \rightarrow \frac{T_{k=N_x} - T_{k=N_x-1}}{\Delta x} = 0 \quad (135)$$

$$T_{env}(N_x, t) = T_{env}(N_x - 1, t) \quad (136)$$

As condições de contorno para o tubo absorvedor também são definidas como fluxo de calor nulo no início e no final do domínio.

- Condição 3 → Fronteira Oeste no tubo absorvedor (x=0).

$$\frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \rightarrow \frac{T_{k=N_x+2} - T_{k=N_x+1}}{\Delta x} = 0 \quad (137)$$

$$T_a(N_x + 1, t) = T_a(N_x + 2, t) \quad (138)$$

- Condição 4 → Fronteira Leste no tubo absorvedor (x=L).

$$\frac{\partial T_a}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0 \rightarrow \frac{T_{k=2N_x} - T_{k=2N_x-1}}{\Delta x} = 0 \quad (139)$$

$$T_a(2N_x, t) = T_a(2N_x - 1, t) \quad (140)$$

A fronteira leste no domínio do fluido térmico é também submetida a um fluxo de calor nulo. Por outro lado, a fronteira oeste no domínio do fluido térmico é submetida a uma temperatura constante de entrada no tubo absorvedor.

Dessa forma, a condição de contorno na fronteira oeste do fluido térmico é determinada pela condição de temperatura constante de entrada.

- Condição 5 → Fronteira Oeste no fluido térmico (x=0).

$$T_f(2N_x + 1, t) = T_{inlet} \quad (141)$$

Onde:

$T_{inlet} \rightarrow$ Temperatura constante de entrada.

Assim sendo, a condição de contorno na fronteira leste do fluido térmico também é definida pelo fluxo de calor nulo na direção axial.

- Condição 6 → Fronteira Leste no fluido térmico (x=L).

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0 \rightarrow \frac{T_{k=3N_x} - T_{k=3N_x-1}}{\Delta x} = 0 \quad (142)$$

$$T_f(3N_x, t) = T_f(3N_x - 1, t) \quad (143)$$

4.2.5. Discretização numérica

As equações (116-121) do balanço de energia, apresentado no item 4.1.2 do método matemático, são discretizadas considerando as aproximações pelo método das diferenças finitas. A temperatura dos nós do interior de cada domínio é estimada pela solução do sistema de equações diferenciais parciais considerando as condições de contorno e a condição inicial.

• Balanço de energia no envelope de vidro:

Os nós interiores do envelope de vidro, que são solucionados pela discretização do balanço de energia do envelope de vidro, estão compreendidos desde o nó (2) até o nó (N_x-1). A notação numérica na malha geométrica destes nós interiores é representada por $k=2: N_x-1$.

A discretização da equação (119) resulta na seguinte formulação:

$$\begin{aligned} & -a_{1,env}T_{k-1}^{J+1} + \left(2a_{1,env} + a_{2,env} + a_{3,env} + a_{4,env}(h_{rad,e} + h_{conv,e})\right)T_k^{J+1} - \\ & -a_{1,env}T_{k+1}^{J+1} - a_{3,env}T_{k+N_x}^{J+1} = B_{env} \end{aligned} \quad (144)$$

Onde os coeficientes da matriz de diferenças finitas são:

$$a_{1,env} = \frac{A_{env}K_{env}}{\Delta x^2}$$

$$a_{2,env} = \frac{A_{env}\rho_{env}Cp_{env}}{\Delta t}$$

$$a_{3,env} = \pi D_{a,e} h_{rad,i}$$

$$a_{4,env} = \pi D_{env,e}$$

$$B_{env} = W I_d \Omega \alpha_{env} \gamma \lambda + a_{2,env} T_k^J + a_{4,env} (T_{amb} h_{conv,e} + T_{ceu} h_{rad,e})$$

• Balanço de energia no tubo absorvedor:

Os nós interiores do tubo absorvedor, que são solucionados pela discretização do balanço de energia do tubo absorvedor, estão compreendidos desde o nó (N_x+2) até o nó ($2N_x-1$). A notação numérica na malha geométrica destes nós interiores é representada por $k=N_x+2: 2N_x-1$.

A discretização da equação (121) resulta na seguinte formulação:

$$\begin{aligned} & -a_{1,a}T_{k-1}^{J+1} + (2a_{1,a} + a_{2,a} + a_{3,a} + a_{4,a})T_k^{J+1} - a_{1,a}T_{k+1}^{J+1} - a_{3,a}T_{k-N_x}^{J+1} - \\ & -a_{4,a}T_{k+N_x}^{J+1} = B_a \end{aligned} \quad (145)$$

Onde os coeficientes da matriz de diferenças finitas são:

$$a_{1,a} = \frac{A_a K_a}{\Delta x^2}$$

$$a_{2,a} = \frac{A_a \rho_a c p_a}{\Delta t}$$

$$a_{3,a} = \pi D_{a,e} h_{rad,i}$$

$$a_{4,a} = \pi D_{a,i} h_u$$

$$B_a = W I_d \Omega \alpha_a \tau_a \gamma \lambda + a_{2,a} T_k^J$$

• Balanço de energia no fluido térmico:

Os nós interiores do tubo absorvedor, que são solucionados pela discretização do balanço de energia do tubo absorvedor, estão compreendidos desde o nó ($2N_x+2$) até o nó ($3N_x-1$). A notação numérica na malha geométrica destes nós interiores é representada por $k=2N_x+2: 3N_x-1$.

A discretização da equação (123) resulta na seguinte formulação:

$$\begin{aligned} & -(a_{1,f} + a_{3,f})T_{k-1}^{J+1} + (2a_{1,f} + a_{2,f} + a_{3,f} + a_{4,f})T_k^{J+1} - a_{1,f}T_{k+1}^{J+1} - \\ & -a_{4,f}T_{k-N_x}^{J+1} = B_f \end{aligned} \quad (146)$$

Onde os coeficientes da matriz de diferenças finitas são:

$$a_{1,f} = \frac{A_f K_f}{\Delta x^2}$$

$$a_{2,f} = \frac{A_f \rho_f c p_f}{\Delta t}$$

$$a_{3,f} = \frac{A_f \rho_f C p_f}{\Delta t}$$

$$a_{4,f} = \frac{\dot{m}_f C p_f}{\Delta x}$$

$$B_f = a_{2,f} T_k^J$$

4.2.6.

Procedimento de solução numérica

O procedimento de solução é baseado na construção de um sistema de $3Nx$ equações algébricas referentes a todos os nós da malha geométrica construída para cada passo de tempo. O método numérico iterativo de Gauss-Seidel é aplicado na solução simultânea do sistema de equações.

A temperatura varia ao longo dos domínios estabelecidos em cada passo de tempo, assim, a matriz dos coeficientes é construída para cada iteração de temperatura em cada nó para calcular os coeficientes de transferência de calor de forma precisa. Após a construção da matriz dos coeficientes, a temperatura em cada nó é resolvida por Gauss-Seidel até a convergência de 0,001 °C entre os passos iterativos. O esquema com o procedimento de solução é apresentado na figura 4.6 para ilustração dos passos da solução. A referência do procedimento de solução é o método desenvolvido por Marif *et al.* (2014).

O passo de tempo e o passo da malha foram testados para diferentes valores até a convergência da solução. A convergência da solução com o menor custo computacional foi obtida para o passo de tempo $\Delta t=10$ segundos e passo da malha $\Delta x=0.2$ m.

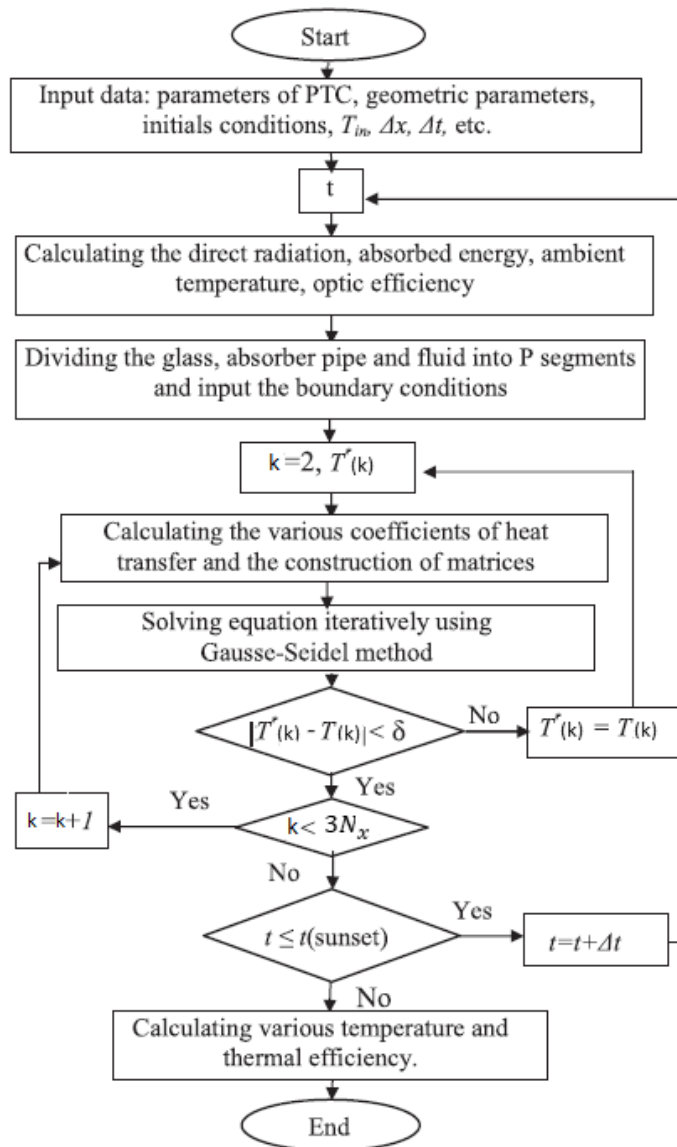


Figura 4.6: Esquema do procedimento de solução numérica. Fonte: (MARIF et al., 2014).

4.2.7.

Validação do modelo numérico

O modelo numérico foi validado mediante a comparação com os testes experimentais realizados por Dudley *et al.* (1994), que consideram um concentrador parabólico com o tubo receptor evacuado no espaço anular e o fluido de transferência de calor Syltherm 800. Outro aspecto construtivo é o revestimento de Cermet no tubo absorvedor de aço inox.

Sete testes experimentais de Dudley *et al.* (1994) para condição de vácuo no anular e com ângulo de incidência zero foram comparados com o código programado no Matlab conforme descrito no presente modelo numérico. Os

resultados do código computacional desenvolvido também são comparados com os resultados do modelo numérico de referência de Marif *et al.* (2014).

As características técnicas do concentrador parabólico SEGS LS-2 testada experimentalmente por Dudley *et al.* (1994) são descritas na tabela 4.1.

Tabela 4.1: Parâmetros do coletor para validação (MARIF et al., 2014).

Caracterização do coletor	Parâmetros
Comprimento / Largura	7,8 m / 5 m
Distância focal	1,84 m
Da,i / Da,e	0,066 m / 0,07 m
Denv,i / Denv,e	0,109 m / 0,115 m
Condutividade térmica do tubo absorvedor (k_a)	$54 \frac{W}{m.K}$
Condutividade térmica do envelope de vidro (k_{env})	$1,2 \frac{W}{m.K}$
Absortividade do tubo absorvedor (α_a)	0,906
Absortividade do envelope de vidro (α_{env})	0,02
Transmissividade do envelope de vidro (τ_{env})	0,95
Emissividade do tubo absorvedor (ε_a)	0,14
Emissividade do envelope de vidro (ε_{env})	0,86
Calor específico do tubo absorvedor (Cp_a)	$500 \frac{J}{kg.K}$
Calor específico do envelope de vidro (Cp_{env})	$1090 \frac{J}{kg.K}$
Massa específica do tubo absorvedor (ρ_a)	$8020 \frac{kg}{m^3}$
Massa específica do envelope de vidro (ρ_{env})	$2230 \frac{kg}{m^3}$
Refletividade do espelho da calha parabólica (Ω)	0,93
Fator de interceptação (γ)	0,92

As equações da massa específica e calor específico em função da temperatura do fluido de transferência de calor Syltherm 800 foram estabelecidas por Dudley *et al.* (1994) conforme equações:

$$\rho = -0,919 \cdot T + 4,25 \cdot 10^{-4} \cdot (T)^2 - 1,67 \cdot 10^{-6} \cdot (T)^3 + 954 \quad (147)$$

$$C_{htf} = 1,708 \cdot T + 1575 \quad (148)$$

Onde:

T → Temperatura do óleo Syltherm 800 em determinado instante de tempo. [°C]

ρ → Massa específica. $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

C_{htf} → Calor específico. $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

As outras equações das propriedades do óleo térmico em função da temperatura como a condutividade térmica e a viscosidade dinâmica foram obtidos por curvas de tendência no excel a partir de dados de tabela do fabricante Dow Chemical Company (DOW, 2001). Curvas de tendência polinomial de 2º grau foram equacionadas para a obtenção da condutividade térmica em função da temperatura e curvas de tendência exponencial foram equacionadas para a obtenção da viscosidade dinâmica em função da temperatura. Portanto, as equações próprias desenvolvidas para cálculo da condutividade térmica e viscosidade dinâmica são:

$$k = 0,1388 - 2 \cdot 10^{-4} \cdot T - 4 \cdot 10^{-10} \cdot (T)^2 \quad (149)$$

$$\mu = 9 \cdot 10^{-3} \cdot e^{(-0,01 \cdot T)} \quad (150)$$

Onde:

T → Temperatura do óleo Syltherm 800 em determinado instante de tempo. [°C]

k → Condutividade térmica. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

μ → Viscosidade dinâmica. [Pa·s]

Outrossim, as informações de cada teste experimental com as respectivas variáveis de teste como vazão mássica (\dot{m}), temperatura ambiente (T_{amb}), temperatura de entrada (T_{ent}), velocidade do vento (v_v) e irradiância normal direta (I) são relatadas na tabela 4.2.

Tabela 4.2: Informações dos testes experimentais (MARIF et al., 2014).

Caso	$I \left(\frac{W}{m^2} \right)$	$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$T_{ent} (^{\circ}C)$	$T_{amb} (^{\circ}C)$	$v_v \left(\frac{m}{s} \right)$
1	933,7	0,6782	102,2	21,2	2,6
2	937,9	0,6206	297,8	28,8	1,0
3	920,9	0,5457	379,5	29,5	2,6
4	880,6	0,6205	299,0	27,5	2,9
5	909,5	0,6580	250,7	26,2	3,3
6	968,2	0,6536	151,0	22,4	3,7
7	982,3	0,6350	197,5	24,3	2,5

A validação foi realizada pela comparação da diferença de temperatura do óleo entre a saída e a entrada do módulo de acordo com cada caso testado. Assim, a diferença de temperatura para cada caso do teste experimental de Dudley *et al.* (1994) foi comparada com os resultados da diferença de temperatura do modelo numérico de referência e do presente modelo numérico desenvolvido.

A tabela 4.3 apresenta os resultados comparativos para a diferença de temperatura encontrada em cada caso e o erro relativo entre cada método numérico em comparação com o teste experimental.

Tabela 4.3: Resultados comparativos de validação.

Caso	Experimental $\Delta T (^{\circ}C)$	Referência (MARIF et al., 2014) $\Delta T (^{\circ}C)$	Presente Modelo $\Delta T (^{\circ}C)$	(%)Erro Exp vs Ref	(%)Erro Exp vs Presente Modelo
1	21,8	22,30	21,30	2,29	2,29
2	19,1	20,18	18,77	5,65	1,73
3	18,5	20,95	18,74	13,24	1,31
4	18,2	17,61	17,53	3,24	3,66
5	18,7	19,30	18,14	3,20	3,00
6	22,3	22,86	21,74	2,51	2,53
7	22,0	22,78	21,58	3,54	1,93
Média				4,81	2,35

A convergência dos resultados numéricos do presente modelo em relação aos resultados experimentais é considerada muito satisfatória com alta precisão. De maneira geral, os resultados numéricos do presente modelo subestimam os valores

do erro experimental com erro relativo muito pequeno. Esta tendência do resultado subestimado encontrado pode ser justificada pelas equações consideradas para o cálculo das propriedades termofísicas do Syltherm 800.

Em suma, a tabela comparativa apresentada mostra boa convergência entre os resultados do presente modelo numérico e dos testes experimentais. O erro relativo médio do presente modelo é menor do que o erro relativo entre o modelo numérico de referência e os resultados experimentais. Portanto, o simulador numérico desenvolvido apresentou melhores resultados em comparação ao modelo de referência.

5 Simulação Computacional

5.1. Descrição do campo solar modelado

O campo solar é modelado considerando os limites máximo e mínimo da vazão mássica do fluido térmico bombeado pelo campo solar. A variação da vazão mássica circulante pelo campo solar é realizada pela variação da rotação da bomba circulante através da variação de frequência. A variação da vazão mássica é necessária para manutenção da temperatura de saída do campo solar conforme set-point estabelecido. A temperatura de entrada do óleo Therminol VP-1 no campo foi considerada como 290°C e a temperatura de saída do campo solar como 390°C. A temperatura de saída definida como 390°C é o set-point estabelecido para que a temperatura na saída do campo não ultrapasse a temperatura de degradação de 400 °C.

Importante observar que o limite mínimo de vazão mássica de 1 kg/s é imposto na simulação para garantir uma velocidade mínima de escoamento que promova um fluxo turbulento com alto coeficiente de transferência de calor por convecção entre o tubo e o fluido. Dessa forma, o fluido escoando aumenta a sua temperatura com alto fluxo de calor advindo do tubo aquecido pela irradiação solar. Em situações prolongadas de baixa irradiância como a passagem de nuvens pelo campo solar, a vazão mássica mínima seria imposta e a temperatura na saída do campo solar, possivelmente, cairia abaixo do set-point de 390°C.

Por outro lado, a vazão mássica acima de 12 kg/s resultaria em alta velocidade do escoamento. Esta alta velocidade de escoamento do fluido térmico introduziria perdas de carga significativas no escoamento o que requisitaria alto consumo de potência de acionamento da bomba de circulação pelo campo solar.

O dimensionamento básico inicial do campo solar é definido como 2 loops com 4 SCA por loop. Então, cada loop possui área de abertura de 2624 m² o que totaliza a área de abertura total de 5248 m² calculado no item 3.6. A divisão em

paralelo em 2 loops é intencional para que a vazão mássica máxima durante a simulação diminua e não ultrapasse o limite máximo de 12 kg/s.

Geralmente, os horários de pico dos dias mais ensolarados do verão, que são caracterizados pela alta irradiância incidente, atingiriam o limite da vazão mássica máxima de 12kg/s. Se o campo solar não fosse dividido em paralelo, a forma de controle da temperatura conforme set-point de 390°C seria através do desfoque parcial ou total dos espelhos parabólicos para diminuir propositadamente a captação solar. Esta forma de controle manteria a temperatura desejada na saída do campo solar e a vazão mássica máxima imposta. Outro objetivo do desfoque parcial é o controle do nível máximo do tanque quente. Caso a irradiância incidente esteja alta com tanque de armazenamento quente totalmente completado, a vazão mássica do campo solar bombeado para a entrada deste tanque deve ser reduzida para o mesmo valor projetado da vazão mássica de saída deste tanque (manutenção do nível máximo do tanque). O valor projetado da saída do tanque quente é a vazão mássica que vai para o trocador de calor onde ocorre a transferência de calor para o ciclo Rankine. Para a temperatura na saída do campo solar não ultrapassar o set-point estabelecido de 390°C devido a redução da vazão mássica no campo solar, o desfoque dos espelhos é realizado para a também diminuição proposital de captação de irradiação. Entretanto, estas formas de controle com desfoque dos espelhos diminuem a eficiência do campo solar.

Para garantir o funcionamento do campo solar com alta eficiência sem a necessidade do desfoque dos espelhos, o campo solar foi dividido em 2 loops paralelos. Outrossim, a grande capacidade do tanque de armazenamento quente de aproximadamente 13 horas é definida para o fornecimento da carga térmica proposta de pré-aquecimento do fluido de trabalho durante as 24 horas diárias. Esta capacidade permite que a condição limite de enchimento do tanque não seja atingida para o dia mais ensolarado do ano meteorológico típico (2 de dezembro).

Portanto, a divisão do campo solar em 2 loops paralelos garante a vazão mássica dentro dos limites de operação, reduz a potência de consumo da bomba e elimina a necessidade de desfoque dos espelhos.

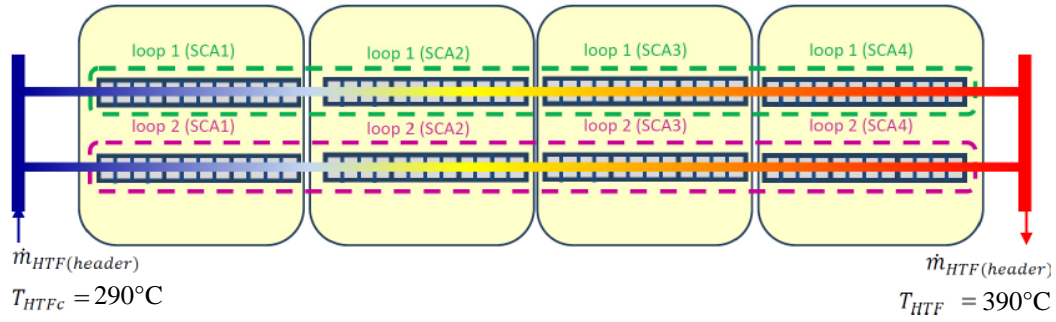


Figura 5.1: Simplificação do campo solar modelado. Fonte: (Adaptado de Barcia et al., 2015).

A simulação consistiu em modelar um único loop como um único bloco de 4 SCA para analisar a partida, a operação e a parada da planta. Consequentemente, o calor útil total recebido pelo campo solar e a vazão mássica que sai do tanque frio e entra no tanque quente é múltiplo de 2 em comparação com a análise de um único loop.

O comprimento do bloco considerado de 4 SCA para um único loop é calculado sabendo a área de abertura e a largura de abertura para o loop.

$$L_{loop} = \frac{A_{loop}}{W} \quad (151)$$

Onde:

$L_{loop} \rightarrow$ comprimento do loop. [m]

$A_{loop} \rightarrow$ área de abertura do loop. $A_{loop} = 2624 \text{ m}^2$

$W \rightarrow$ Largura de abertura do espelho parabólico. $W = 6 \text{ m}$.

$$L_{loop} \cong 438 \text{ m}. \quad (152)$$

O volume de controle do receptor é discretizado considerando os 3 domínios (envelope de vidro, tubo absorvedor e fluido térmico) para um passo de malha de $\Delta x = 0.2 \text{ m}$, a quantidade total de nós da malha geométrica é de 6573 nós conforme fundamentação demonstrado no item 4.2.

O passo de tempo estabelecido na simulação computacional é de $\Delta t=10$ segundos. Portanto, os valores de irradiância direta normal e os ângulos de incidência foram calculados com os respectivos valores de 10 em 10 segundos.

Os valores de irradiância no respectivo intervalo de tempo foram calculados a partir da interpolação linear dos intervalos de medição disponibilizados. Em outras palavras, caso os dados obtidos de irradiância sejam disponibilizados em intervalos horários ou em intervalos de minuto a minuto, a interpolação é realizada para a mudança dos intervalos para valores de 10 em 10 segundos.

Os ângulos de incidência foram calculados para a obtenção dos valores do cosseno do ângulo de incidência e o fator modificador do ângulo de incidência (IAM) de 10 em 10 segundos.

As características técnicas do concentrador parabólico SkyFuel Trough simulado al. (1994) são descritas na tabela 5.1.

Tabela 5.1: Parâmetros do coletor SkyFuel Trough.

Caracterização do coletor SkyFuel	Parâmetros
$D_{a,i} / D_{a,e}$	0,076 m / 0,080 m
$D_{env,i} / D_{env,e}$	0,115 m / 0,120 m
Condutividade térmica do tubo absorvedor (K_a)	$54 \frac{W}{m.K}$
Condutividade térmica do envelope de vidro (K_{env})	$1,2 \frac{W}{m.K}$
Eficiência óptica de pico ($\eta_{o,pico} = \rho \cdot \tau_{env} \cdot \alpha_a \cdot \gamma$)	0,773
Absortividade do envelope de vidro (α_{env})	0,02
Transmissividade do envelope de vidro (τ_{env})	0,95
Emissividade do tubo absorvedor (ε_a)	0,10
Emissividade do envelope de vidro (ε_{env})	0,86
Calor específico do tubo absorvedor (C_a)	$500 \frac{J}{kg.K}$
Calor específico do envelope de vidro (C_{env})	$1090 \frac{J}{kg.K}$
Massa específica do tubo absorvedor (ρ_a)	$8020 \frac{kg}{m^3}$
Massa específica do envelope de vidro (ρ_{env})	$2230 \frac{kg}{m^3}$
Refletividade do espelho da calha parabólica (Ω)	0,93
Fator de interceptação (γ)	0,94

As equações das propriedades do fluido de transferência de calor Therminol VP-1 em função da temperatura na unidade celcius (°C) foram obtidas do boletim técnico do fabricante Solutia (SOLUTIA, 1998):

$$\rho = -0,90797 \cdot T + 0,00078116 \cdot (T)^2 - 2,367 \cdot 10^{-6} \cdot (T)^3 + 1083,25 \quad (153)$$

$$C_{htf} = 2,414 \cdot T + 5959,1 \cdot 10^{-6} \cdot (T)^2 - 2987,9 \cdot 10^{-8} \cdot (T)^3 + 4417,2 \cdot 10^{-11} \cdot (T)^4 + 1498 \quad (154)$$

$$k = 0,137743 - 8,19477 \cdot 10^{-5} \cdot T - 1,92257 \cdot 10^{-7} \cdot (T)^2 + 2,5034 \cdot 10^{-11} \cdot (T)^3 - 7,2974 \cdot 10^{-15} \cdot (T)^4 \quad (155)$$

$$\nu = 10^{-6} \cdot e^{\left(\frac{544,149}{T+114,43} - 2,59578\right)} \quad (156)$$

$$\mu = \nu \cdot \rho \quad (157)$$

Onde:

T → Temperatura do óleo Therminol VP-1 em determinado instante de tempo. [°C]

ρ → Massa específica. $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

C_{htf} → Calor específico. $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

k → Condutividade térmica. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

ν → Viscosidade cinemática. $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

μ → Viscosidade dinâmica. [Pa·s]

5.2.

Área total da instalação

A área total do terreno para a instalação é definida segundo as seguintes equações de Channiwala & Ekbote (2015):

$$A_{SF} = A_{total} \cdot \frac{L_{fila}}{W} \cdot 0,000247 \quad (158)$$

Onde:

A_{SF} → Área instalada total do campo solar na unidade acre. [m²]

A_{total} → área de abertura total do coletor. $A_{total} = 5248 \text{ m}^2$.

L_{fila} → espaçamento entre as fileiras do campo. $L_{fila} = 15 \text{ m}$

W → Largura de abertura do espelho parabólico. $W = 6 \text{ m}$.

$$A_{SF} \cong 3,2 \text{ acres} \quad (159)$$

$$A_{SF} \cong 1,3 \text{ hectare} \quad (160)$$

5.3.

Partida da operação

A proposta para partida da simulação da operação da planta considerou, inicialmente, a recirculação do óleo térmico Therminol VP-1 saindo do campo solar e retornando para a entrada do campo solar com a vazão mássica mínima de 1 kg/s.

A temperatura do fluido térmico contido no campo solar é considerada igual a temperatura ambiente no instante $t=0$, pois o equilíbrio térmico entre o receptor e o ambiente é considerado como condição inicial.

O aquecimento pela recirculação para a entrada do campo com a vazão mássica mínima é simulado até a temperatura no final do campo solar atingir 290°C que é a temperatura considerada para tanque de armazenamento frio.

A simulação numérica nessa primeira etapa da partida considerou a temperatura na saída do campo solar em um determinado instante de tempo como a temperatura de entrada do campo solar para o passo de tempo posterior da simulação, pois a recirculação de óleo é realizada da saída para a entrada do campo solar.

A segunda etapa da partida é a recirculação de óleo pelo campo solar utilizando o fluido térmico armazenado no tanque frio. Dessa forma, o óleo é bombeado do tanque de armazenamento frio para o campo solar onde é aquecido e retorna para o mesmo tanque. Esta condição de recirculação é mantida com vazão mássica mínima de 1 kg/s até a temperatura de saída do campo solar atingir 330°C . O aquecimento até a temperatura de 330°C durante a partida é imposto na simulação para que a temperatura do óleo não ultrapasse o limite de 400°C na etapa posterior da operação plena. Um pico inicial de temperatura acima do set-point de 390°C é característico durante a operação plena até o estabelecimento absoluto do controle conforme o set-point.

A temperatura de entrada do campo solar é considerada igual a temperatura de saída do tanque de armazenamento frio.

Entretanto, esta operação de recirculação aumenta a temperatura no tanque frio. Portanto, o aumento da temperatura é estimado pelo balanço de energia no volume de controle do tanque considerando a massa máxima acumulada calculada, as entalpias específicas e as vazões mássicas na entrada de retorno e na saída deste volume de controle durante a simulação. As vazões mássicas de saída e entrada são iguais, assim, o volume do tanque não é alterado durante esta etapa.

A formulação do balanço de energia para o tanque frio durante a segunda etapa de recirculação é calculada como:

$$M C_{tf} \frac{d(T_{tf})}{dt} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} - UA_{tf}(T_{tf} - T_{amb}) \quad (161)$$

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_r \quad (162)$$

$$M C_{tf} \frac{d(T_{tf})}{dt} = \dot{m}_r \cdot (h_{in} - h_{out}) - UA_{tf}(T_{tf} - T_{amb}) \quad (163)$$

Onde:

$M \rightarrow$ massa total acumulada no tanque frio. [kg]

$C_{htf} \rightarrow$ Calor específico do fluido térmico armazenado à temperatura não estratificada do tanque frio. $[\frac{J}{kg \cdot K}]$

$T_{tf} \rightarrow$ Temperatura da massa acumulada dentro do tanque frio. [$^{\circ}C$]

$U \rightarrow$ Coeficiente global de transferência de calor entre o tanque frio e o ambiente. $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$

$\dot{m}_r \rightarrow$ vazão mássica durante a recirculação e retorno ao tanque frio. [kg/s]

$h_{in} \rightarrow$ entalpia de entrada no retorno do óleo para o tanque. $[\frac{J}{kg}]$

$h_{out} \rightarrow$ entalpia de saída de óleo do tanque frio. $[\frac{J}{kg}]$

O coeficiente global de transferência de calor padrão do software SAM (*System Advisory Model*) é considerado como (NREL, 2014):

$$U = 0,4 \frac{W}{m^2 K} \quad (164)$$

A área de superfície lateral de transferência de calor do óleo térmico em contato com a parede do tanque frio é definida como:

$$A_{tf} = \frac{4 M}{\rho \cdot D_{tf}} \quad (165)$$

Onde:

$M \rightarrow$ massa máxima acumulada no tanque frio. [kg]

$\rho \rightarrow$ massa específica de óleo de acordo com a temperatura do tanque. $[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$

$D_{tf} \rightarrow$ Diâmetro do tanque frio. [m]

O intuito da formulação é estimar o aumento de temperatura do tanque pelo retorno do óleo térmico aquecido pelo campo solar até 330°C. O método numérico utilizado para a resolução da equação diferencial (163) é o método de Euler (DUFFIE; BECKMAN, 1980) para o passo de tempo $\Delta t=10$ segundos.

$$\overline{T}_{tf}^{J+1} \cong \overline{T}_{tf}^J + \frac{\dot{m}_r^J (h_{in} - h_{out}) \Delta t - U \frac{4 M}{\rho^* D_{tf}} (\overline{T}_{tf}^J - T_{amb}) \Delta t}{M C_{tf}^*} \quad (166)$$

Onde:

$J \rightarrow$ Passo anterior de tempo.

$J+1 \rightarrow$ Passo atual de tempo.

$\Delta t \rightarrow$ Passo de tempo. $\Delta t=10$ segundos

5.4. Operação plena

A operação plena é iniciada após o fluido térmico atingir 330°C na saída do campo solar. Nesse instante, a recirculação para o tanque é interrompida e o fluido passa a ser bombeado pelo campo solar para o tanque de armazenamento quente.

A vazão mássica (\dot{m}) nesta etapa passa a ser controlada na simulação numérica conforme formulação de Österholm (1990) apresentada na equação (167). O controle da vazão mássica é primordial para que a temperatura na saída do campo solar seja mantida próxima ao set-point desejado de 390°C.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{conv,e} - \dot{Q}_{rad,e}}{c_{htf,op} \cdot (T_{set,saida} - T_{ent})} \quad (167)$$

Onde:

\dot{m} → Vazão mássica controlada no escoamento do campo solar. [kg/s]

\dot{Q}_{abs} → taxa de transferência de calor absorvido pelo campo solar devido às perdas ópticas. [kW]

$\dot{Q}_{conv,e}$ → taxa de transferência de calor perdido para o ambiente pela convecção externa. [kW]

$\dot{Q}_{rad,e}$ → taxa de transferência de calor perdido para o ambiente pela radiação externa. [kW]

$c_{htf,op}$ → Calor específico do fluido térmico avaliado na temperatura média de operação $(T_{op} = \frac{T_{ent} + T_{set,saida}}{2})$. [$\frac{J}{kg \cdot K}$]

$T_{set,saida}$ → Temperatura desejada (set-point) na saída do campo solar. $T_{set,saida} = 390^\circ\text{C}$.

T_{ent} → Temperatura de entrada do campo solar. $T_{ent} \cong 290^\circ\text{C}$.

A temperatura na saída do campo solar é mantida com valores bem próximos da temperatura de set-point em 390°C através do controle da vazão mássica. Dessa forma, o controle da vazão mássica garante que a temperatura de óleo não ultrapasse o limite de degradação de 400°C no final do coletor solar e nem decresça para valores abaixo de 390°C .

Excepcionalmente em casos de queda acentuada da irradiação solar devido aos efeitos da passagem de nuvens, a vazão mínima de 1 kg/s é mantida caso o cálculo da vazão mássica da equação (167) apresente valores inferiores ao mínimo estabelecido. Caso a queda acentuada de irradiação permaneça por um tempo prolongado, a temperatura no final do campo solar começa a cair devido à condição mínima estabelecida para vazão mássica.

A variação da temperatura da massa acumulada dentro do tanque quente durante a operação plena do campo solar é estimada. Como a temperatura na saída do campo solar apresenta valores de temperatura inferiores ao set-point de 390°C em alguns momentos, a variação da temperatura dentro do tanque é estimada para verificar a influência da entrada deste óleo térmico com menor temperatura. Os valores de temperatura abaixo do set-point são característicos no início da etapa da operação plena ($330^\circ\text{C} < T < 390^\circ\text{C}$) e em alguns momentos possíveis de queda acentuada da irradiação direta normal em dias nublados.

O cálculo da variação da temperatura média da massa de óleo acumulada no tanque quente é formulado para cada passo de tempo conforme solução do balanço de energia para o volume de controle do tanque:

$$\frac{d(m_{acm}C_{tq}T_{tq})}{dt} = C_{tq}(\dot{m}_{e,tq}T_e - \dot{m}_{s,tq}T_{tq}) - UA_{tq}(T_{tq} - T_{amb}) \quad (168)$$

Onde:

m_{acm} = Massa acumulada de óleo. [kg]

C_{tq} → Calor específico do fluido térmico armazenado à temperatura não estratificada do tanque quente. [$\frac{J}{kg \cdot K}$]

$\dot{m}_{e,tq}$ → vazão mássica que entra no tanque quente. [kg/s]

$\dot{m}_{s,tq}$ → vazão mássica que sai do tanque quente. [kg/s]

T_e → Temperatura de entrada do óleo no tanque térmico. Esta temperatura é considerada igual a temperatura controlada de saída do campo solar. [°C]

T_{tq} → Temperatura da massa acumulada dentro do tanque quente. [°C]

U → Coeficiente global de transferência de calor entre o tanque e o ambiente. [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]

A_{tq} → Área de superfície lateral de transferência de calor do óleo térmico em contato com a parede do tanque quente. [m²]

T_{amb} → Temperatura ambiente. $T_{amb} = 21,2^\circ C$.

O coeficiente global de transferência de calor padrão estimado pelo software SAM como (NREL, 2014):

$$U = 0,4 \frac{W}{m^2 K} \quad (169)$$

A área de superfície lateral de transferência de calor do óleo térmico em contato com a parede do tanque quente é definida como:

$$A_{tq} = \frac{4 \cdot m_{acm}}{\rho \cdot D_{tq}} \quad (170)$$

Onde:

m_{acm} → massa de óleo acumulada no instante atual de tempo. [kg]

$\rho \rightarrow$ massa específica de óleo de acordo com a temperatura do tanque. $[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$

$D_{tq} \rightarrow$ Diâmetro do tanque quente. [m]

A equação (168) do balanço de energia do tanque é resolvida pelo método de Euler:

$$\overline{T}_{tq}^{J+1} = \frac{T_e^J \dot{m}_{e,tq}^J \Delta t + (m_{acm}^J - \dot{m}_{s,tq}^J \Delta t) \overline{T}_{tq}^J - U \frac{4m_{acm}^J}{C_{tf}^* \rho^* D_{tq}} (\overline{T}_{tq}^J - T_{amb}) \Delta t}{m_{acm}} \quad (171)$$

Onde:

$J \rightarrow$ Passo anterior de tempo.

$J+1 \rightarrow$ Passo atual de tempo.

$\Delta t \rightarrow$ Passo de tempo. $\Delta t = 10$ segundos

A simulação também contempla os resultados do balanço de massa nos volumes de controle com a variação de temperatura da massa acumulada de óleo no interior do tanque quente durante a operação.

A vazão mássica que entra no tanque quente é a vazão mássica advinda do campo solar cujo valor é controlado para manter a temperatura de set-point desejada no final de cada loop constituinte.

$$\dot{m}_{e,tq} = \dot{m}_{cs} \quad (172)$$

Onde:

$\dot{m}_{e,tq} \rightarrow$ Vazão mássica que entra para o tanque quente.

$\dot{m}_{cs} \rightarrow$ Vazão mássica do campo solar.

A vazão mássica que sai do tanque quente é a vazão mássica calculada no trocador de calor para a transferência da carga térmica estimada do campo solar para o bloco de potência.

$$\dot{m}_{s,tq} = \dot{m}_{ex} \quad (173)$$

Onde:

$\dot{m}_{s,tq} \rightarrow$ Vazão mássica que sai do tanque quente.

$\dot{m}_{ex} \rightarrow$ Vazão mássica de fluido térmico no trocador de calor.

No entanto, as seguintes lógicas de controle da vazão mássica de entrada e saída do tanque de armazenamento são impostas para que as restrições do volume do tanque não sejam violadas (POWELL; EDGAR, 2012):

- Condição limite de enchimento do tanque quente:

Essa condição limite ocorre quando o volume de óleo acumulado no tanque quente atinge o valor máximo acumulado projetado com valores superiores da vazão mássica do campo solar em relação a vazão mássica no trocador de calor.

É necessário a redução da vazão mássica do campo solar para o mesmo valor da vazão mássica que sai do tanque para a transferência de calor no trocador de calor. Essa redução é realizada pela diminuição da captação térmica da irradiação através do desfoque dos espelhos. Consequentemente, a temperatura na saída do loop do campo solar é mantida conforme o set-point desejado de temperatura.

Lógica imposta:

$$\text{Se } V_{tq} = V_{max,tq} \text{ e } \dot{m}_{cs} > \dot{m}_{ex}$$

$$\dot{m}_{cs} \cong \dot{m}_{ex} \quad (174)$$

Onde:

V_{tq} → Volume de óleo acumulado no tanque quente. [m³]

$V_{max,tq}$ → Volume máximo de óleo acumulado no tanque quente. [m³]

\dot{m}_{cs} → Vazão mássica advindo do campo solar que entra para o tanque quente. [kg/s]

Dessa forma, a vazão mássica de entrada e saída do tanque são determinadas como:

$$\dot{m}_{e,tq} \cong \dot{m}_{ex} \quad (175)$$

$$\dot{m}_{s,tq} \cong \dot{m}_{ex} \quad (176)$$

- Condição limite de esvaziamento do tanque quente:

Essa condição limite ocorre quando o volume de óleo acumulado no tanque quente atinge o valor mínimo acumulado projetado para o tanque com valores

inferiores da vazão mássica do campo solar em relação a vazão mássica no trocador de calor.

É necessário a redução da vazão mássica no trocador de calor para o mesmo valor da vazão mássica que entra para o tanque, ou seja, a vazão mássica no trocador é controlada para ser a mesma vazão mássica do campo solar. Essa redução reduz a carga térmica transferida para o bloco de potência caso a condição limite de esvaziamento seja atingida.

Lógica imposta:

Se $V_{tq} = V_{min,tq}$ e $\dot{m}_{cs} < \dot{m}_{ex}$

$$\dot{m}_{ex} \cong \dot{m}_{cs} \quad (177)$$

Onde:

$V_{tq} \rightarrow$ Volume de óleo acumulado no tanque quente. [m³]

$V_{max,tq} \rightarrow$ Volume máximo de óleo acumulado no tanque quente. [m³]

$\dot{m}_{cs} \rightarrow$ Vazão mássica advindo do campo solar que entra para o tanque quente. [kg/s]

Dessa forma, a vazão mássica de entrada e saída do tanque são determinados como:

$$\dot{m}_{e,tq} \cong \dot{m}_{cs} \quad (178)$$

$$\dot{m}_{s,tq} \cong \dot{m}_{cs} \quad (179)$$

5.5.

Descrição do método de simulação proposto.

Os valores da irradiância direta normal (DNI) dos dias simulados são apresentados a partir do instante de partida até o instante da parada do campo solar.

O critério para início da operação para cada dia é definido quando o ângulo de altitude solar ultrapassar 10° no período da manhã. O critério de parada para cada dia é estabelecido quando o ângulo de altitude solar estiver abaixo de 10° no período do fim da tarde. Estes critérios são estabelecidos para otimizar a captação da irradiação, pois o rastreamento solar ocorre entre os períodos de início e parada com valores de irradiância significativos com menores perdas ópticas. Além disso, este intervalo de funcionamento com maiores ângulos de altitude solar garante a

diminuição dos efeitos de sombreamento e menores ângulos de incidência durante a partida e parada do campo. Este critério de partida e parada é o critério padrão do software SAM (NREL, 2014).

A variação da temperatura na saída do campo solar e da vazão mássica em cada loop do campo solar são apresentadas durante o período de funcionamento.

A Recirculação 1 é denominada como aquela em que o fluido térmico retorna da saída para a entrada do campo solar durante a primeira etapa da partida.

A Recirculação 2 é denominada como aquela em que o fluido térmico retorna para o tanque de armazenamento frio durante segunda etapa da partida.

A etapa denominada como Operação Plena é aquela em que o fluido térmico passa a ser bombeado para o tanque de armazenamento quente e a carga térmica é transferida para o bloco de potência da unidade geradora de eletricidade da planta.

A variação do volume dos tanques quente e frio são mostrados desde a partida do campo solar até o esvaziamento completo do tanque quente no período noturno.

As temperaturas das massas acumuladas de fluido térmico dentro dos tanques são dispostas ao longo de todo período para análise da influência da variação da temperatura na saída campo solar durante as etapas e lógicas propostas de funcionamento.

As potências térmicas e a eficiência térmica do campo são calculadas e representadas graficamente para elucidação dos parâmetros gerais de funcionamento para cada dia analisado.

5.6.

Resultados para dias de céu claro do ano meteorológico típico.

A operação do campo solar é simulada para 4 diferentes dias de céu claro em diferentes épocas do ano com os maiores valores de DNI acumulados para o mês em análise. Sendo assim, os dias mais ensolarados de cada estação do ano foram escolhidos para simulação:

- a) Dia 1 de março do ano meteorológico típico.
- b) Dia 15 de junho do ano meteorológico típico.
- c) Dia 26 de setembro do ano meteorológico típico.
- d) Dia 2 de dezembro do ano meteorológico típico.

A tabela 5.2 resume os dados de partida para os 4 dias analisados.

Tabela 5.2: Dados do instante da partida da simulação.

Dia	t_i (h:min:seg)	DNI_i (W/m ²)	α_i (°)	θ_i (°)	F_{shadow} -
1/MAR	6:41:10	388,8	10,01	5,00	0,44
15/JUN	7:24:40	415,4	10,03	29,43	0,50
26/SET	6:24:30	291,1	10,01	1,46	0,43
2/DEZ	5:57:20	433,8	10,00	19,79	0,46

Onde:

t_i → Horário local do início da partida. [h:min:s]

DNI_i → Irradiância direta normal na partida. [$\frac{W}{m^2}$]

α_i → Ângulo de elevação do sol na partida. [°]

θ_i → Ângulo de incidência do sol na partida. [°]

F_{shadow} → Fator de sombreamento na partida. [-]

A tabela 5.3 resume os dados de parada para os 4 dias analisados.

Tabela 5.3: Dados do instante da parada da simulação.

Dia	t_p (h:min:seg)	DNI_p (W/m ²)	α_p (°)	θ_p (°)	F_{shadow} -
1/MAR	17:37:20	232,7	9,96	5,00	0,43
15/JUN	16:31:30	330,6	9,97	29,40	0,50
26/SET	17:09:50	393,4	9,97	1,45	0,43
2/DEZ	17:37:20	261,7	9,99	19,80	0,46

Onde:

t_p → Horário local do término da operação. [h:min:s]

DNI_p → Irradiância direta normal na parada. [$\frac{W}{m^2}$]

α_p → Ângulo de elevação do sol na parada. [°]

θ_p → Ângulo de incidência do sol na parada. [°]

F_{shadow} → Fator de sombreamento na parada. [-]

5.6.1. Resultados gráficos do dia 01 de março.

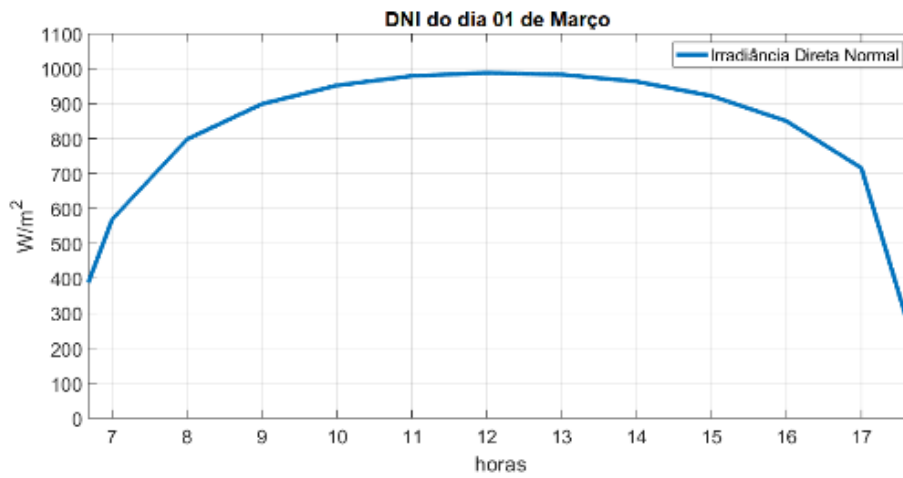


Figura 5.2: Irradiância Direta Normal no dia 01 de março.

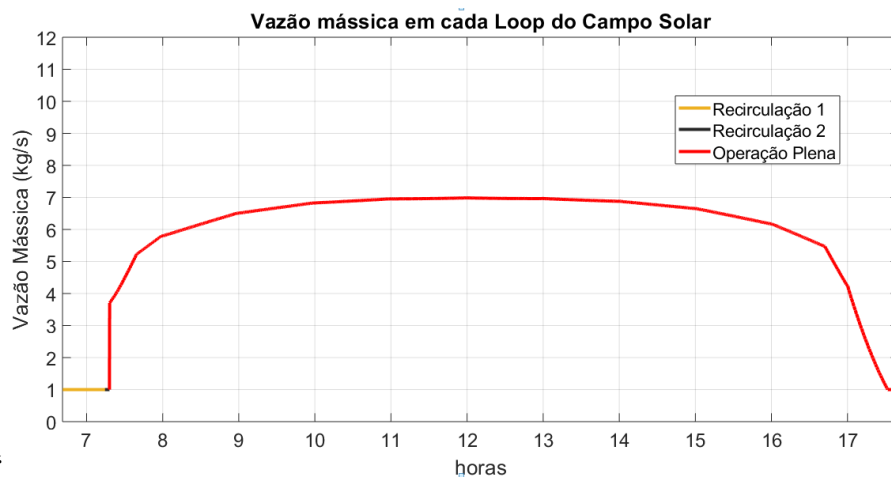


Figura 5.3: Vazão mássica no Loop do campo solar no dia 01 de março.

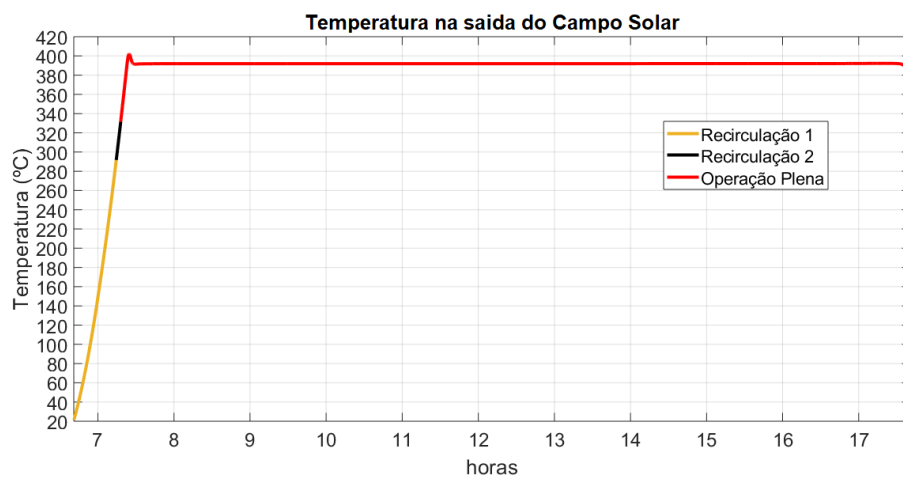


Figura 5.4: Temperatura na saída do campo solar no dia 01 de março.

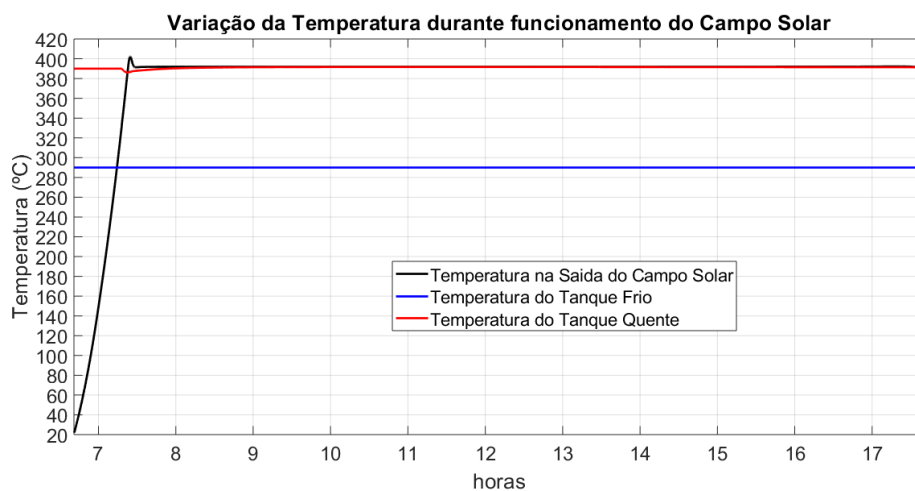


Figura 5.5: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente no dia 01 de março.

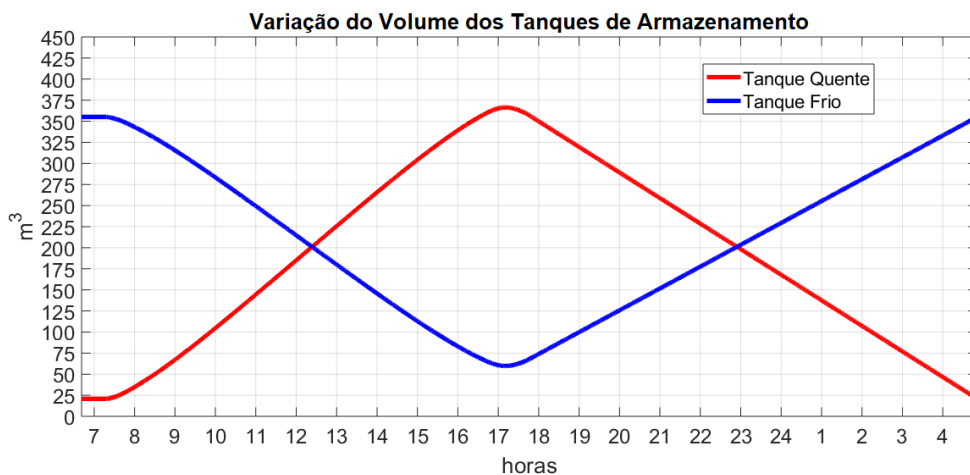


Figura 5.6: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia 1 de março.

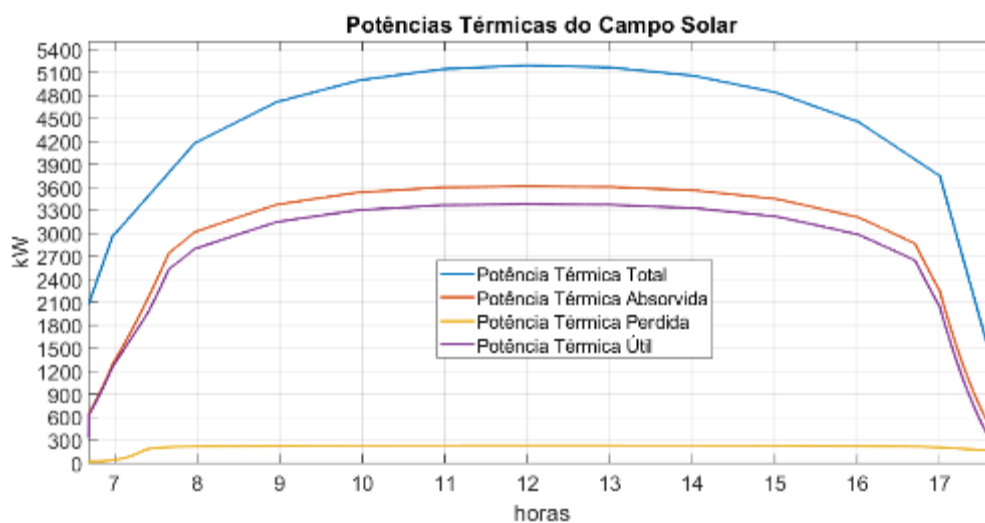


Figura 5.7: Potências térmicas do campo solar no dia 01 de março.

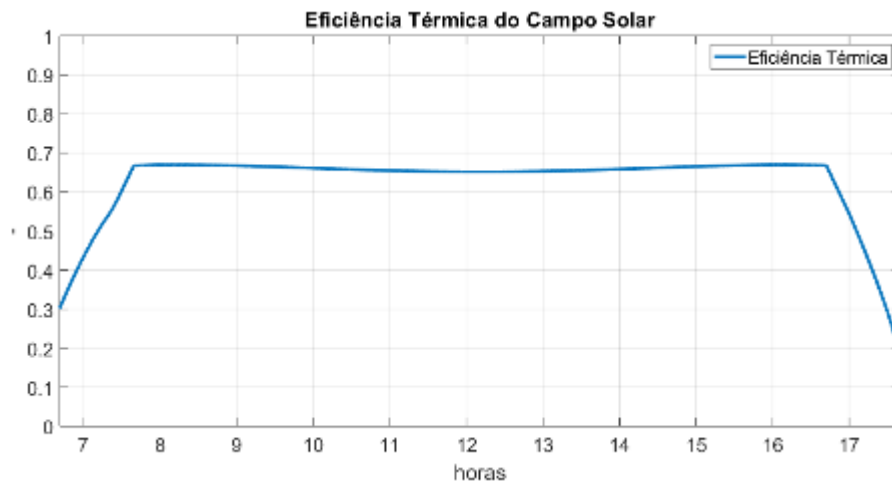


Figura 5.8: Eficiência térmica do campo solar no dia 01 de março.

5.6.2. Resultados gráficos do dia 15 de junho.

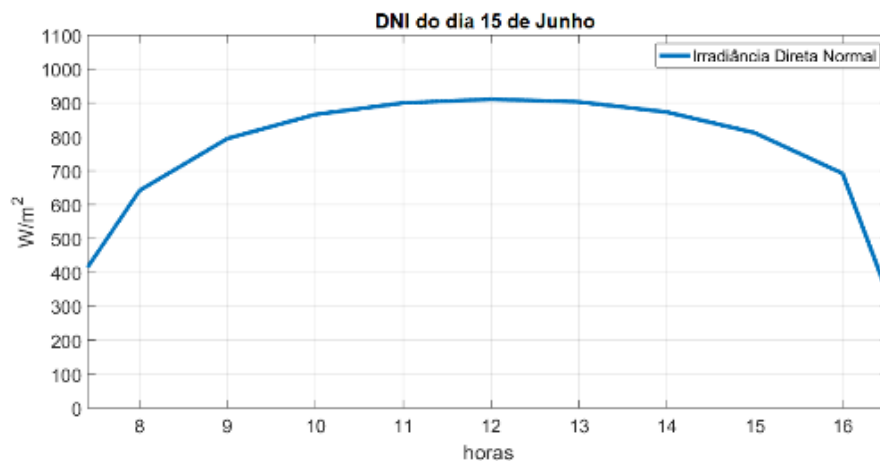


Figura 5.9: Irradiância Direta Normal no dia 15 de junho.

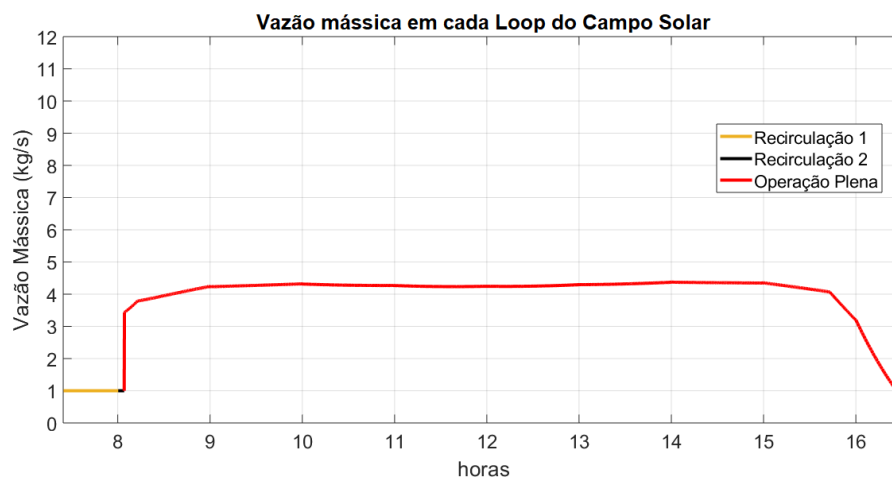


Figura 5.10: Vazão mássica no loop do campo solar no dia 15 de junho.

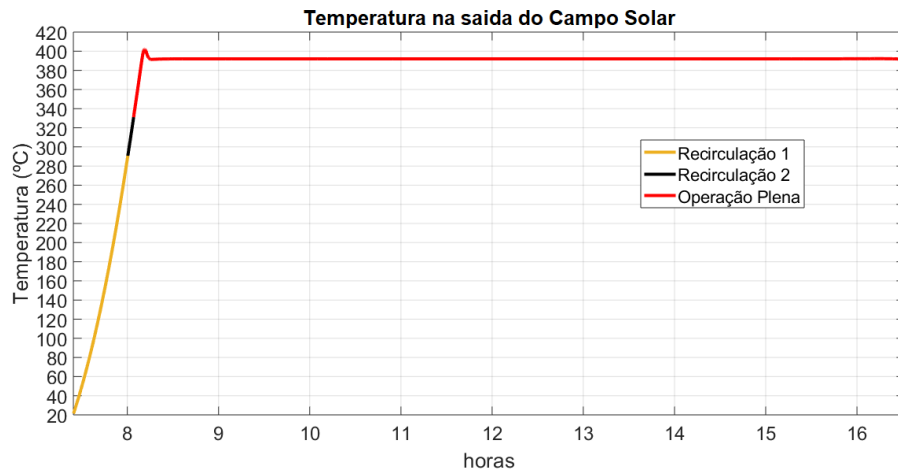


Figura 5.11: Temperatura na saída do campo solar no dia 15 de junho

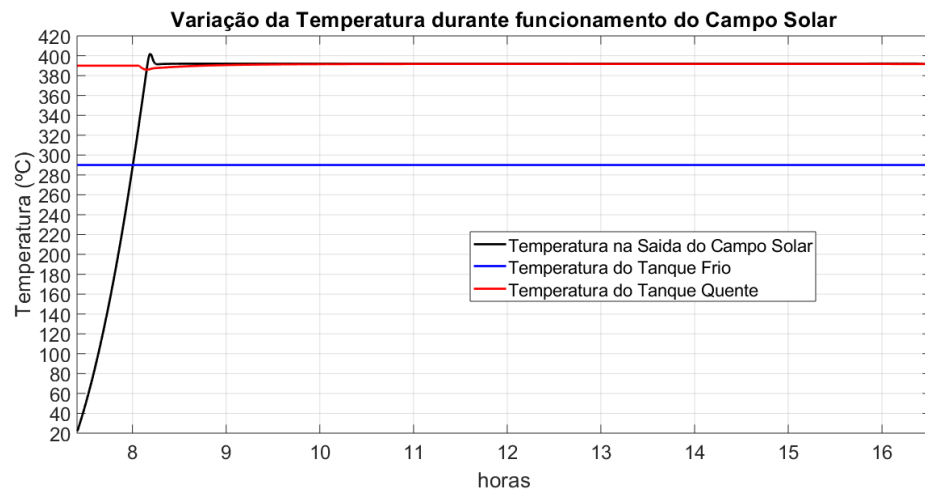


Figura 5.12: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente no dia 15 de junho.

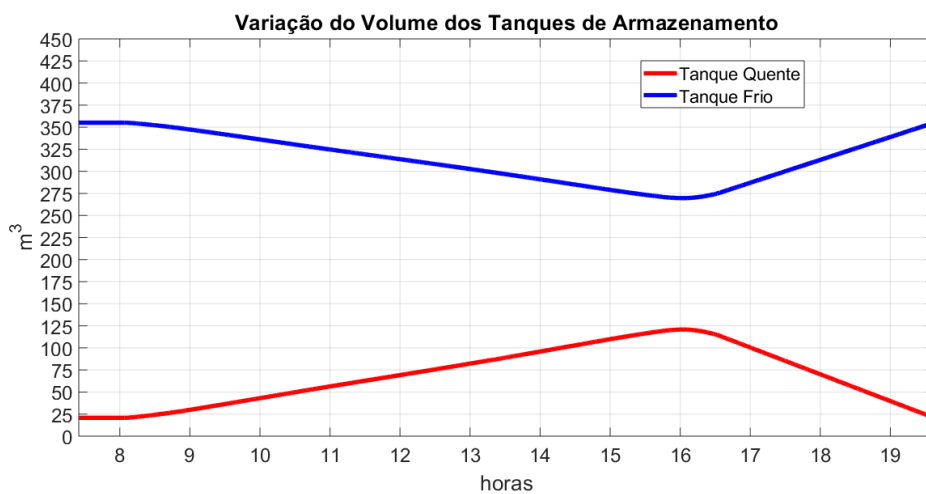


Figura 5.13: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia 15 de junho.

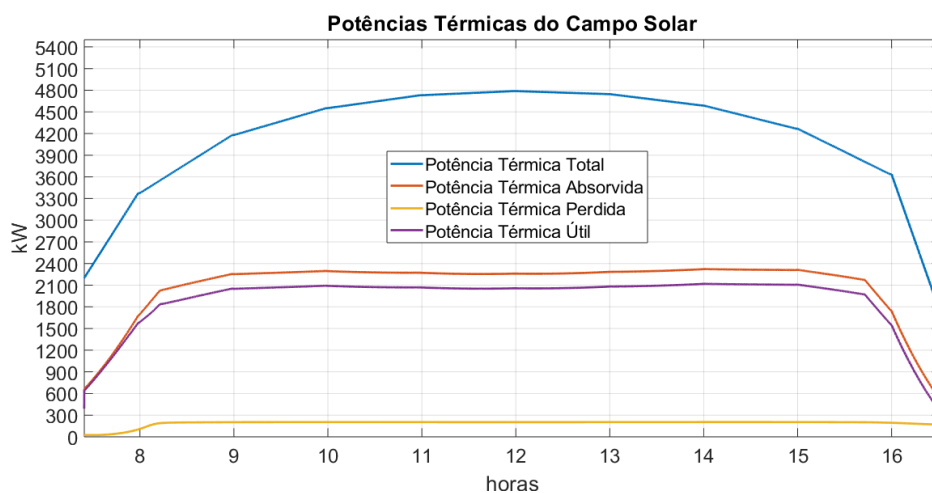


Figura 5.14: Potências térmicas do campo solar no dia 15 de junho.

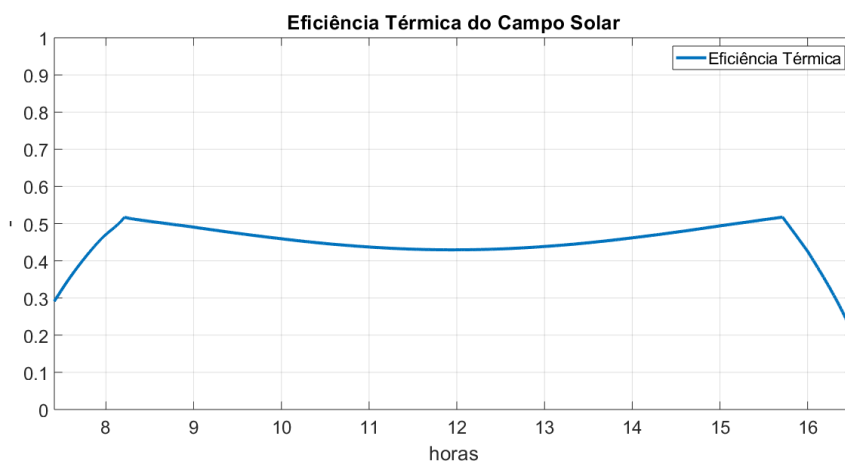


Figura 5.15: Eficiência térmica do campo solar no dia 15 de junho.

5.6.3. Resultados gráficos do dia 26 de setembro.

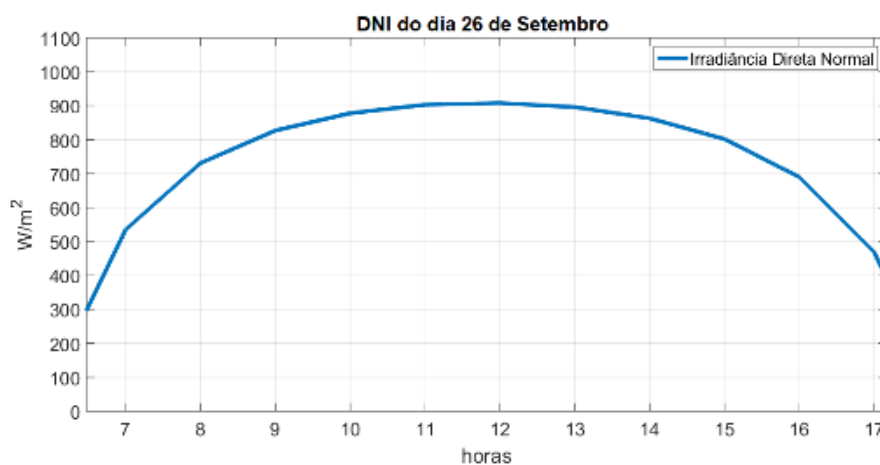


Figura 5.16: Irradiância Direta Normal no dia 26 de setembro.

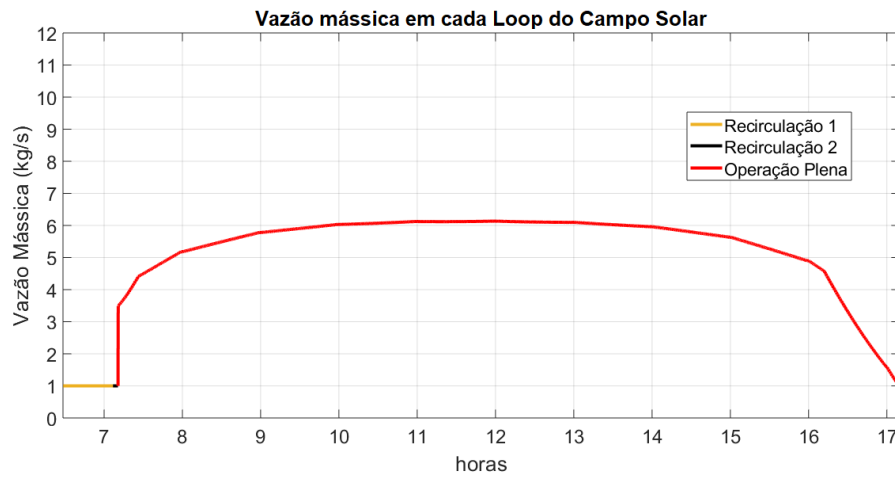


Figura 5.17: Vazão mássica no Loop do campo solar no dia 26 de setembro.

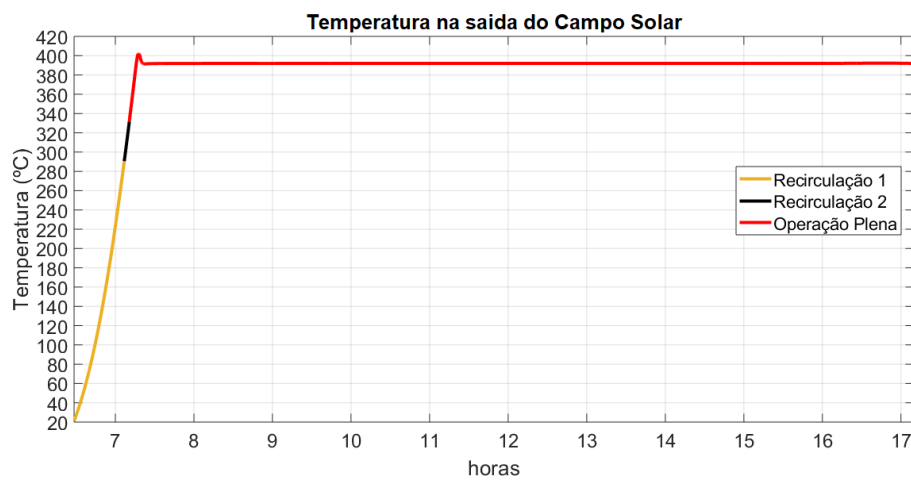


Figura 5.18: Temperatura na saída do campo solar no dia 26 de setembro.

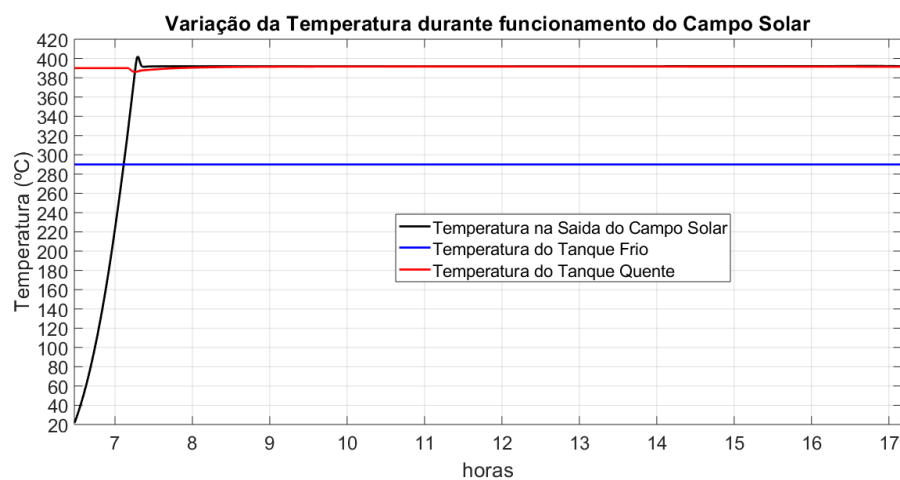


Figura 5.19: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente no dia 26 de setembro.

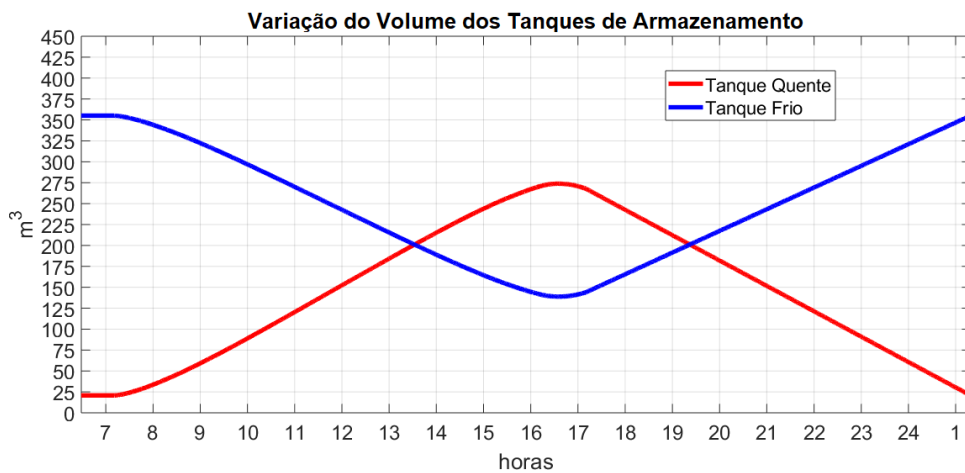


Figura 5.20: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia 26 de setembro.

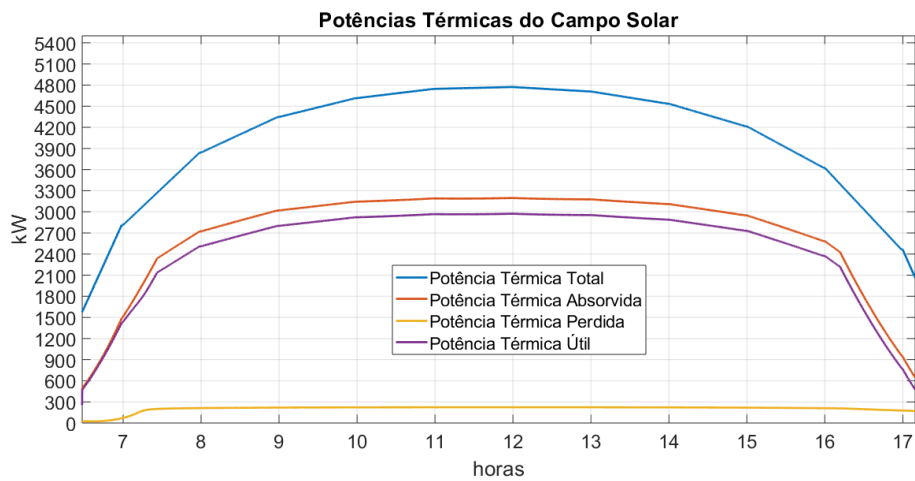


Figura 5.21: Potências térmicas do campo solar no dia 26 de setembro.

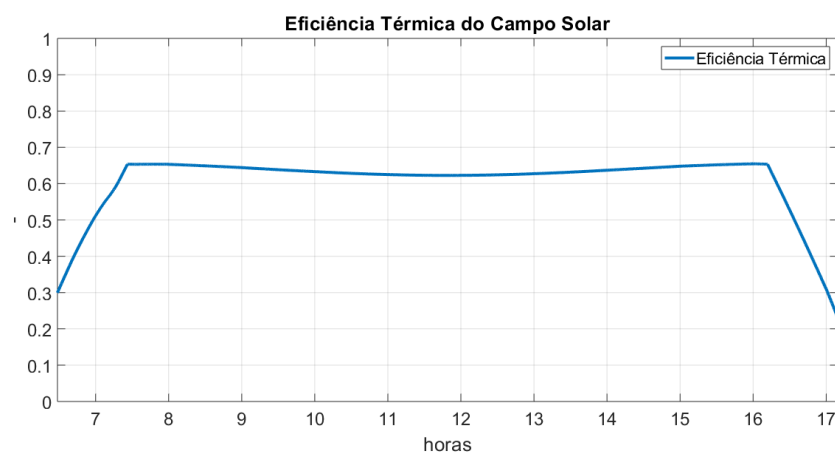


Figura 5.22: Eficiência térmica do campo solar no dia 26 de setembro.

5.6.4. Resultados gráficos do dia 02 de dezembro

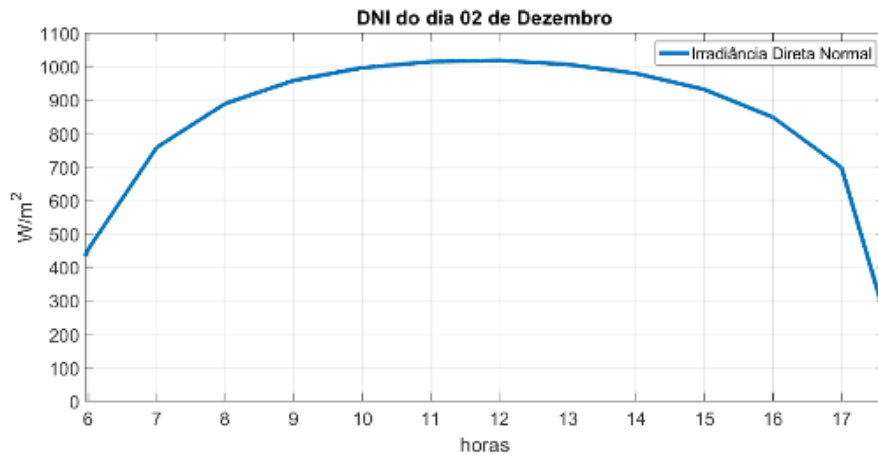


Figura 5.23: Irradiância Direta Normal no dia 02 de dezembro.

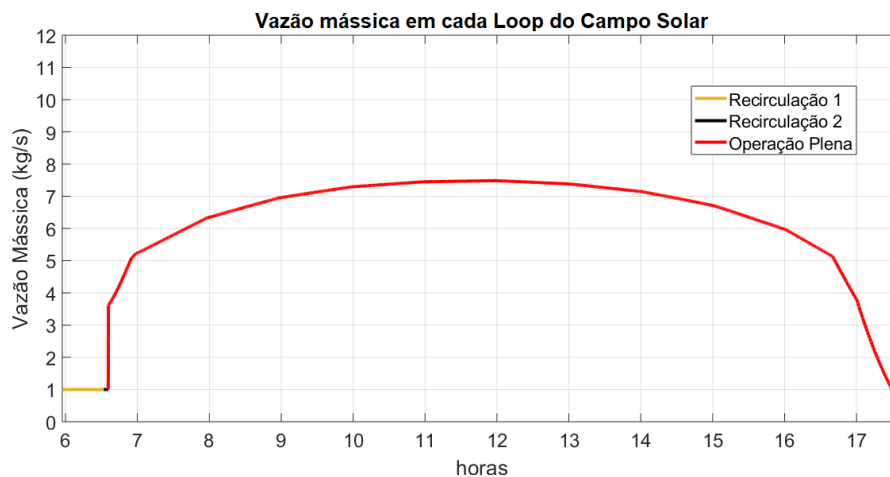


Figura 5.24: Vazão mássica no Loop do campo solar no dia 02 de dezembro.

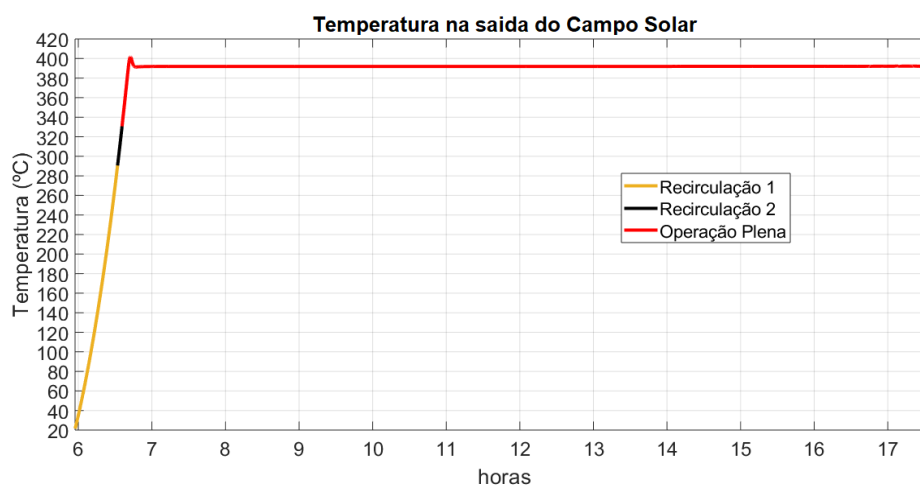


Figura 5.25: Temperatura na saída do campo solar no dia 02 de dezembro.

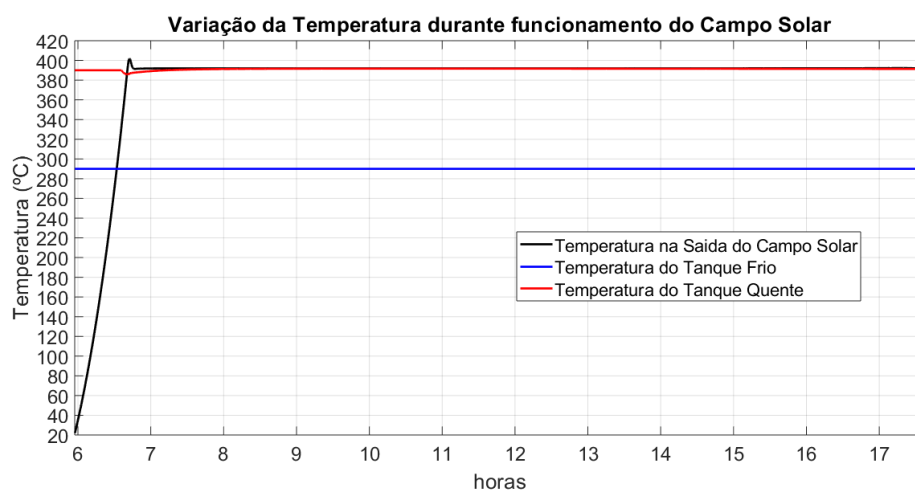


Figura 5.26: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente no dia 02 de dezembro.

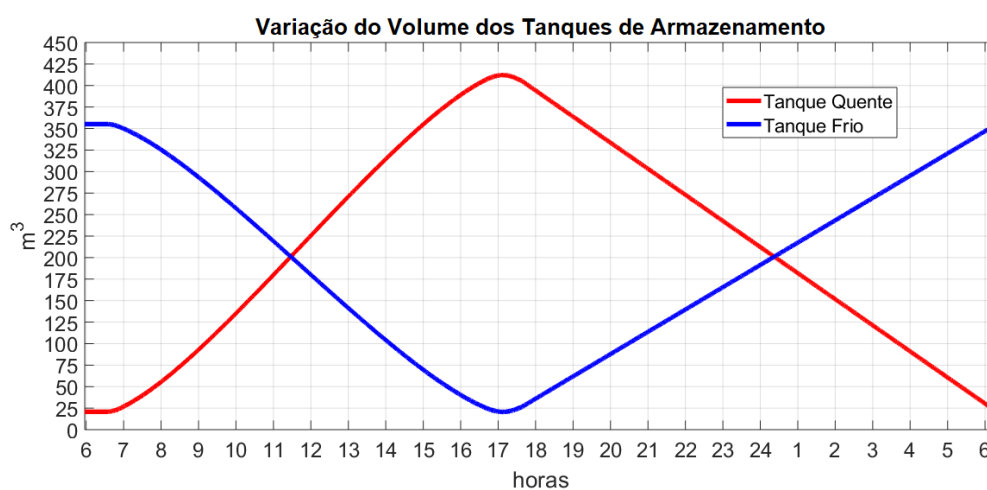


Figura 5.27: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia 02 de dezembro.

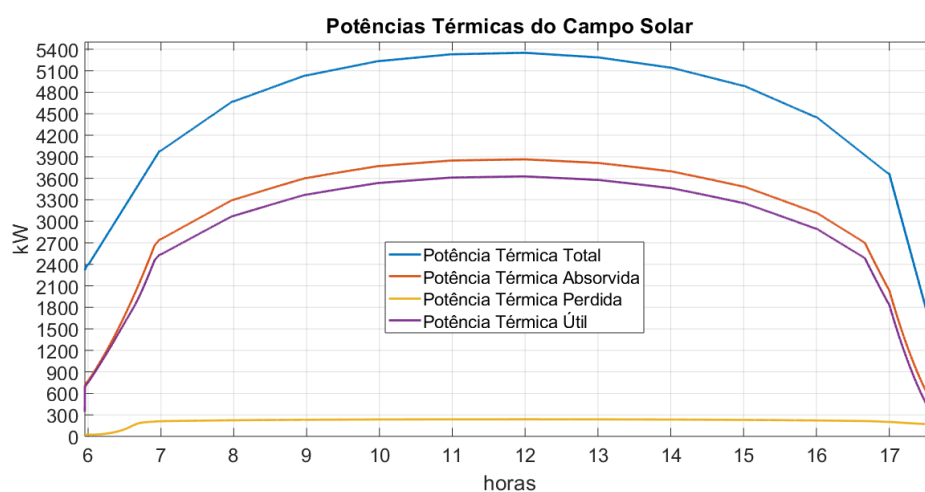


Figura 5.28: Potências térmicas do campo solar no dia 02 de dezembro.

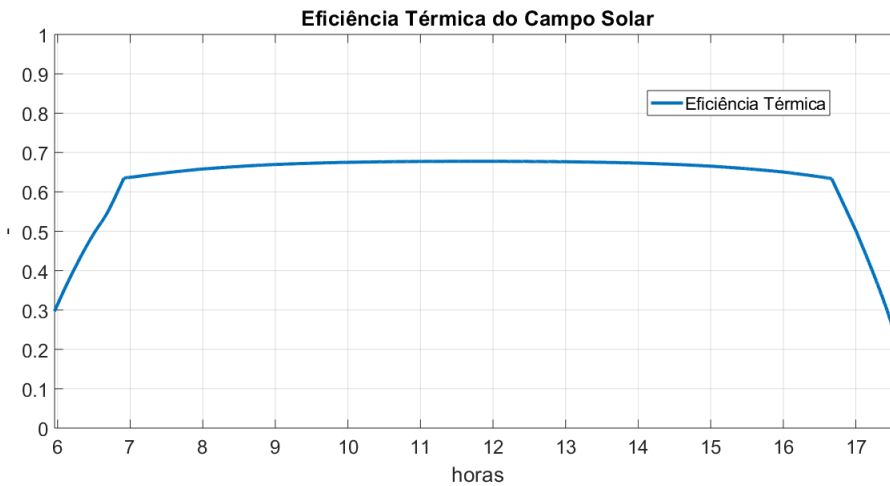


Figura 5.29: Eficiência térmica do campo solar no dia 02 de dezembro.

5.6.5. Resumo dos resultados

A tabela 5.4 resume os resultados das simulações de acordo com os seguintes dados:

Tabela 5.4: Resumo dos resultados das simulações.

Dia	Δt_i (min:seg)	Δt_{op} (h:min:seg)	E_i (kWh)	E_{op} (kWh)	E_{req} (kWh)	%E -
1/MAR	36:50	10:22:40	763,6	31090	34660,8	89,7
15/JUN	39:30	8:27:20	763,2	16667	34660,8	48,1
26/SET	42:00	9:59:10	763,6	26183	34660,8	75,5
2/DEZ	38:10	11:02:00	762,1	34229	34660,8	98,7

Onde:

$\Delta t_i \rightarrow$ Tempo total necessário para partida do campo solar.

$\Delta t_{op} \rightarrow$ Tempo total da operação plena do campo solar.

$E_i \rightarrow$ Energia térmica útil consumida para partida do campo solar.

$E_{op} \rightarrow$ Energia térmica útil produzida durante a etapa de operação plena do campo solar.

$E_{req} \rightarrow$ Energia térmica útil requerida para o atendimento do fornecimento da carga térmica durante a 24 horas de operação $\rightarrow E_{req} = \dot{Q}_{CS} \cdot 24h = 1444,2 \text{ kW} \cdot 24h \rightarrow E_{req} = 34.660,8 \text{ kWh}$.

%E \rightarrow Fator de capacidade diária do campo solar. $\%E = \frac{E_{op}}{E_{req}} \cdot 100$.

5.6.6. Eficiência térmica média

O cálculo da eficiência média considera a média aritmética dos valores de eficiência térmica para todos os dias analisados supracitados durante o funcionamento do campo solar.

$$\bar{\eta}_t \cong 0,585 \quad (180)$$

$$\bar{\eta}_t \cong 58,5 \% \quad (181)$$

Onde:

$\bar{\eta}_t \rightarrow$ Eficiência térmica média do campo solar.

5.6.7. Eficiência global da usina termossolar

A eficiência global da usina termossolar é estimado considerando a diminuição da potência líquida devido ao desconto da potência do consumo parasita calculado no item 3.12.

$$\eta_{cs} = \frac{\dot{W}_{eletrica} - \dot{W}_p}{\dot{Q}_H} \quad (182)$$

$$\eta_{cs} = \frac{1304,2 \text{ kW} - 38,5 \text{ kW}}{4890 \text{ kW}} = 0,259 \quad (183)$$

$$\eta_{cs} \cong 25,9 \% \quad (184)$$

Onde:

$\eta_{cs} \rightarrow$ Eficiência global da usina termossolar.

$\dot{W}_{eletrica} \rightarrow$ Potência elétrica produzida no gerador elétrico.

$\dot{W}_p \rightarrow$ Potência elétrica de consumo parasita do campo solar

$\dot{Q}_H \rightarrow$ Taxa de transferência total de calor fornecida pelo campo solar e pela caldeira do bloco de potência.

5.6.8. Eficiência do sistema elétrico-solar

A eficiência do sistema elétrico-solar é estimada multiplicando a eficiência global da usina pela eficiência média térmica do campo solar (GÜNTHER; SHAHBAZFAR; CSAMBOR, 2010).

$$\eta_s \cong \eta_{cs} \cdot \bar{\eta}_t \cong 0,152 \quad (185)$$

$$\eta_s \cong 15,2 \% \quad (186)$$

5.7.

Simulação de um dia real.

A rotina computacional em Matlab e a lógica de funcionamento proposta para a usina híbrida termossolar são testadas para simulação de um dia real através da medição de dados reais de irradiância direta normal. Estes dados foram obtidos na medição meteorológica da localidade da Universidade Estadual Norte Fluminense no município de Campo dos Goytacazes no Rio de Janeiro. Os citados dados foram medidos pelo Instituto de Energia da PUC-Rio para a elaboração do Atlas Solarimétrico do Estado do Rio de Janeiro (IEPUC; EGPE, 2016).

O dia 3 de janeiro de 2015 foi escolhido devido aos altos valores intermitentes de irradiância direta normal que representam um dia real com nebulosidade. Os ângulos notáveis da posição do sol para o dia analisado foram calculados a partir dos dados de latitude e longitude da cidade de Campos dos Goytacazes. Consequentemente, os fatores ópticos do campo solar foram obtidos conforme formulação apresentada no capítulo 3. O critério para início da operação para cada dia é definido quando o ângulo de altitude solar ultrapassar 10° no período da manhã. O critério de parada para cada dia é estabelecido quando o ângulo de altitude solar estiver abaixo de 10° no período do fim da tarde. Este critério de partida e parada é o critério padrão do software SAM (NREL, 2014). Os resultados gráficos da simulação deste dia real para o campo solar proposto são apresentados nas figuras a seguir.

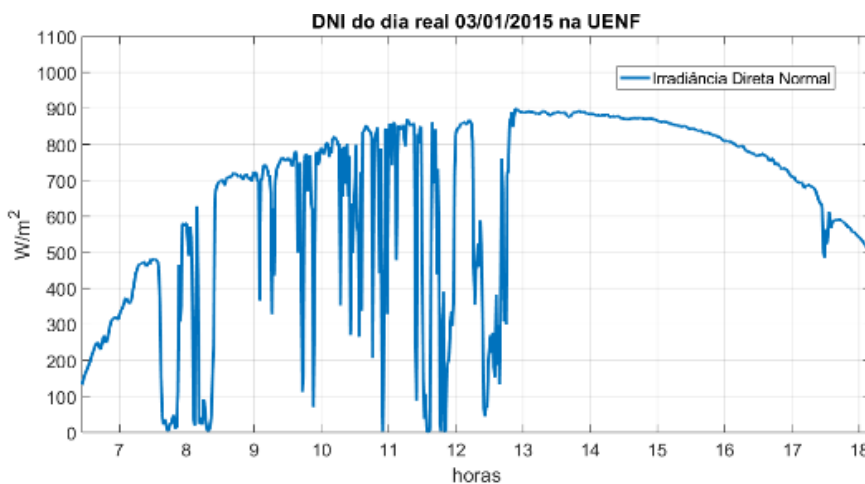


Figura 5.30: DNI do dia real 03/01/2015 em Campos dos Goytacazes.

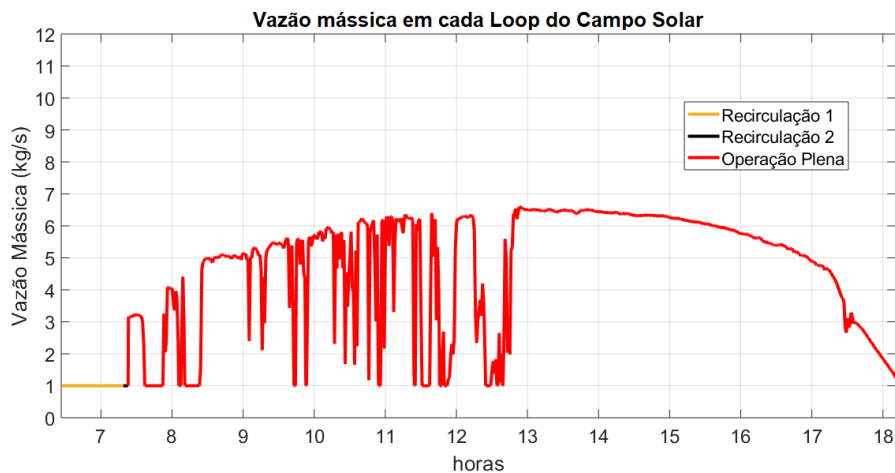


Figura 5.31: Vazão mássica no loop campo solar no dia real 03/01/2015.

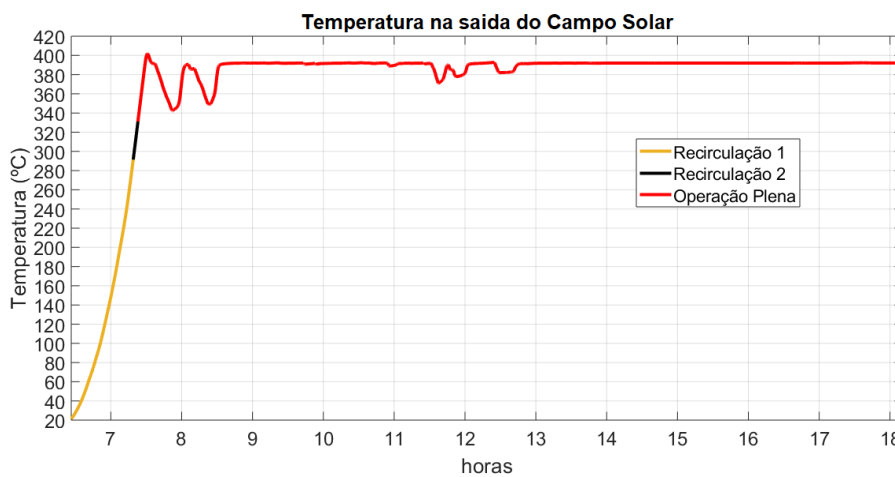


Figura 5.32: Temperatura na saída do campo solar no dia real 03/01/2015.

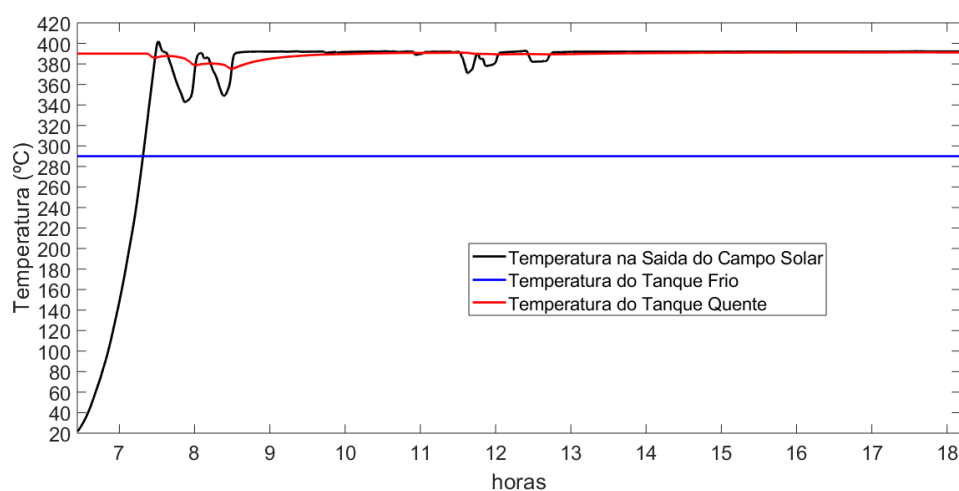


Figura 5.33: Temperatura na saída do campo solar, temperatura do tanque frio e temperatura do tanque quente para o dia real 03/01/2015.

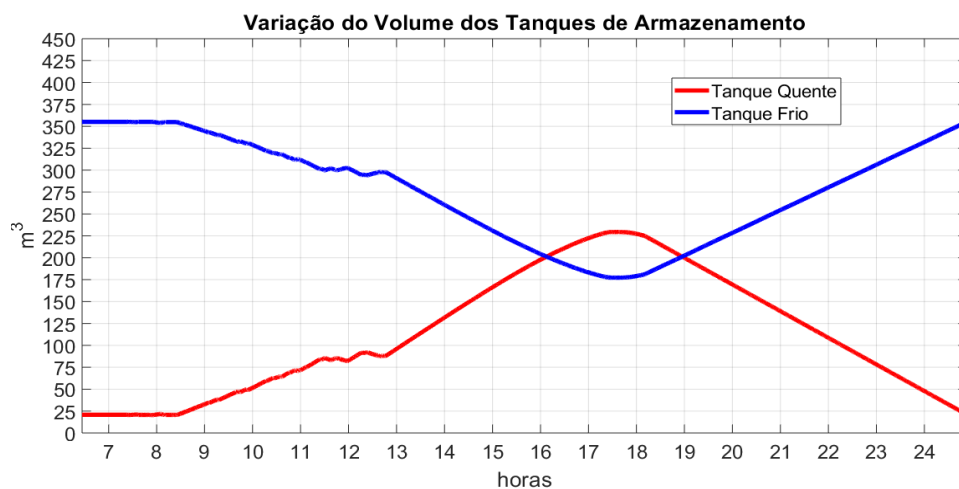


Figura 5.34: Variação do volume dos tanques de armazenamento no dia real.

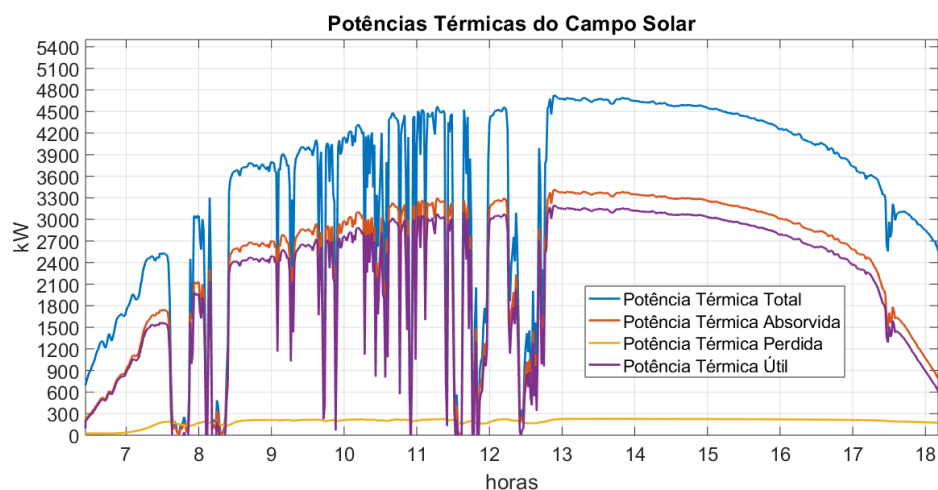


Figura 5.35: Potências térmicas do campo solar para o dia real 03/01/2015.

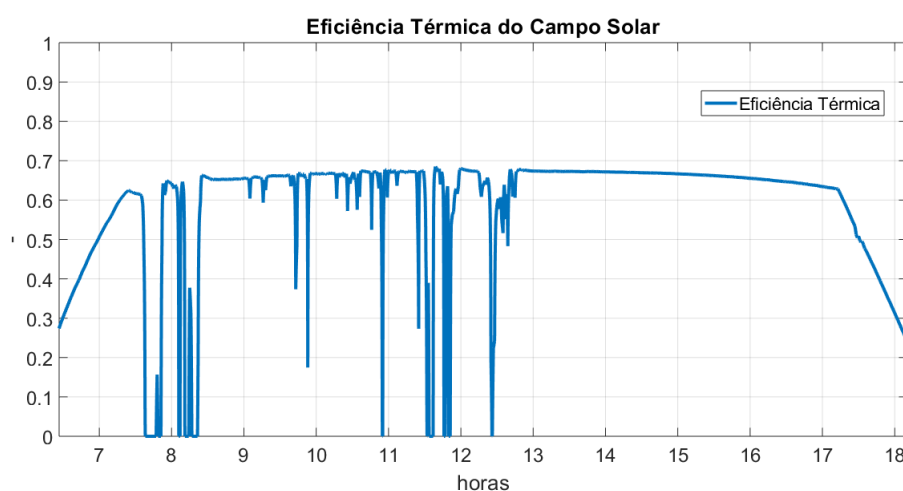


Figura 5.36: Eficiência térmica do campo solar para o dia real 03/01/2015.

5.8. Discussão de resultados

Os resultados iniciais do simulador mostraram diversos aspectos notórios característicos da usina termossolar com armazenamento de energia. A despachabilidade é verificada pelos resultados da variação do volume dos tanques de armazenamento nos dias analisados. Importante ressaltar que mesmo com a variação da temperatura na saída do campo solar em um dia real, a temperatura no tanque de armazenamento quente não abaixa significativamente e garante a operação contínua com temperaturas de saída próximas a 390°C.

Os resultados encontrados mostram a eficácia do simulador no controle da vazão mássica para a manutenção do set-point desejado na saída do campo solar em 390°C. Estes resultados numéricos apresentam coerência física justificado pela interação entre os valores variáveis de irradiância direta normal, ângulos notáveis da posição solar, vazão mássica e temperatura nas diferentes simulações.

O resultado encontrado para a eficiência do sistema solar-elétrico disposto no item 5.6.8 é de 15,2% o que indica coerência com a eficiência anual de 15% do coletor de calha parabólico de acordo com a IEA (2010). A tabela da IEA (2010) apresentada na figura 1.5 dispõe as eficiências anuais do sistema solar-elétrico para os diversos tipos de tecnologia de coletores concentradores heliotérmicos.

Todavia, a eficiência de 15,2% do sistema proposto pode ser comparada com outras tecnologias renováveis como a solar fotovoltaica. Segundo o relatório ITRPV (2019), as eficiências dos painéis fotovoltaicos mais utilizados na geração de energia elétrica possuem eficiência que variam de 19% a 21% atualmente. Isto indica que a eficiência do sistema de heliotérmico é inferior ao sistema fotovoltaico. Todavia, a grande vantagem da usina heliotérmica é a despachabilidade e confiabilidade superior deste sistema em comparação ao sistema fotovoltaico. O sistema de armazenamento de energia da usina heliotérmica garante geração contínua, confiável e a menor dependência da variabilidade da fonte renovável solar. Estas vantagens são diferenciais motivadores para o investimento em concentradores solares de calha parabólica mesmo com a eficiência inferior em relação aos painéis fotovoltaicos.

A análise do campo solar proposto foi simulada no software SAM com todos os parâmetros de entrada estabelecidos ao longo do trabalho. O fator de capacidade anual encontrado foi de 32,6% sem nenhuma energia desperdiçada.

Este fator de capacidade foi considerado baixo para a operação do campo solar com armazenamento de energia. É necessário aumentar o tamanho do campo solar mantendo o dimensionamento dos tanques com aproximadamente 13 horas de capacidade de armazenamento.

Esta análise do tamanho insuficiente do campo solar pode ser verificada nos gráficos comparativos dos 4 dias analisados do ano meteorológico típico.

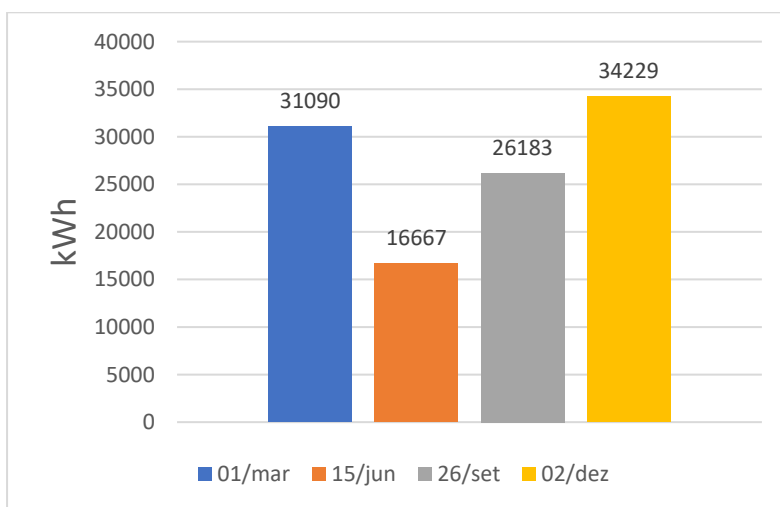


Figura 5.37: Energia total útil captada nos 4 dias ensolarados do ano meteorológico típico.

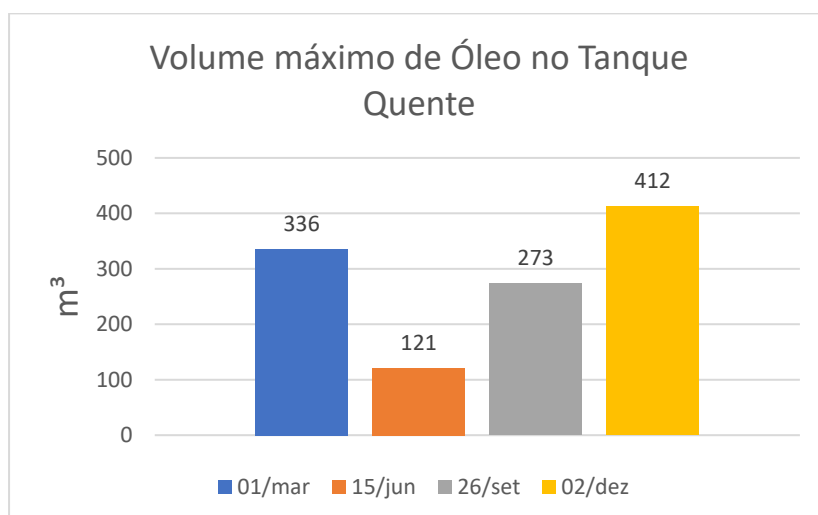


Figura 5.38: Volume máximo de enchimento do tanque quente nos 4 dias ensolarados do ano meteorológico típico.

O dia 15 de junho é o dia com maior DNI acumulado do mês de junho. Este dia ensolarado captou somente 50% da energia útil total do dia mais ensolarado do ano, que é o dia 2 de dezembro. Além disso, o volume de enchimento máximo do tanque quente do dia 15 de junho foi de 29% do volume máximo do dia 2 de dezembro. A maioria dos dias no ano meteorológico apresenta valores mais baixos de irradiação incidente do que os 4 dias analisados o que resultou no baixo fator de capacidade do campo solar. Dessa forma, o aumento de área é requerido em nova análise do dimensionamento.

O futuro aumento da área do campo solar significa maior quantidade de irradiação captada em todos os dias operacionais do ano. Este necessário aumento de área no dimensionamento do campo solar indica a necessidade de implantação de mais um trocador de calor adicional em série para os dias com maior intensidade de irradiação. A adição de um trocador de calor em série possibilitaria a vaporização do fluido de trabalho nos dias mais ensolarados do ano em horários de alta incidência solar. Conforme visto, o dia 2 de dezembro apresenta fator de capacidade de aproximadamente 98% para a carga térmica total de pré-aquecimento. Portanto, o aumento de área do campo solar resultaria em excedente de captação térmica no dia 2 de dezembro. Este excedente de energia poderia ser utilizado para vaporizar o fluido de trabalho no segundo trocador de calor. Esta flexibilidade operacional requisitaria a instalação de uma bomba com velocidade de rotação variável. Esta possibilidade de um segundo trocador aumentaria significativamente o fator de capacidade da planta, reduziria o custo nivelado mínimo de energia e flexibilizaria a operação do sistema híbrido. Esta possibilidade evitaria a necessidade da implementação da estratégia de controle por desfoque dos espelhos.

Portanto, a sugestão da inserção desse trocador de calor adicional evitaria a perda de eficiência térmica nos horários de pico de irradiância e melhorariam a performance do projeto.

6 Conclusão

O presente trabalho propôs a simulação da operação do campo solar através da elaboração de uma rotina computacional em Matlab baseada nos modelos matemático e numérico de Marif *et al.* (2014) e Forristal (2003). O simulador em Matlab para análise do transiente da operação do campo solar com armazenamento térmico direto em dois tanques foi completamente desenvolvido. Em destaque, este programa computacional demonstrou resultados coerentes para um dia real com nebulosidade.

O simulador proposto permite uma análise quantitativa e qualitativa dos parâmetros envolvidos na operação do campo solar. Assim, a compreensão do regime transiente da irradiação incidente sob os coletores concentradores parabólicos é possibilitada. É observado pelos resultados do trabalho o efeito da variação intermitente de irradiância em um dia nublado, resultando na alteração da vazão mássica e das temperaturas do fluido térmico ao longo do campo solar.

Dessa forma, a aplicação futura deste simulador em projetos otimizados de usinas termossolares é esperada no futuro. A contribuição original deste trabalho foi a proposição da simulação da partida do campo solar baseado em informações operacionais existentes.

O presente modelo elaborado foi validado para o teste de bancada experimental realizado por Dudley *et al.* (1994), entretanto, as proposições da simulação da operação do campo precisam ser verificadas e analisadas comparativamente com dados reais operacionais de uma usina já instalada. Portanto, o simulador desenvolvido precisa ser validado com resultados reais de funcionamento de um campo solar com armazenamento de energia em trabalhos futuros.

Após a validação final com dados de usinas existentes, a rotina computacional desenvolvida será utilizada para a otimização do projeto da usina de Boa Esperança.

Inúmeras simulações numéricas com diferentes configurações técnicas e de layout do sistema (comprimento do loop, número de loops paralelos, volume dos tanques) poderão ser testadas para otimização do projeto.

Um dos exemplos de otimização seria aumentar a diferença de temperatura entre os tanques de armazenamento cujo presente valor simulado foi de $\Delta T=100^{\circ}\text{C}$. Possivelmente, esta sugestão aumentaria a eficiência térmica do campo. Além disto, este aumento do ΔT reduziria a quantidade de óleo total necessária nos tanques de armazenamento.

Conclui-se que o simulador desenvolvido apresenta bons indícios de aplicabilidade tanto pela validação por teste de bancada quanto por resultados coerentes com os parâmetros encontrados na literatura. Após a validação final com dados reais de uma usina termossolar em futuros trabalhos, a rotina computacional proposta será uma ferramenta importante para a otimização do projeto da usina termossolar de Boa Esperança. O trabalho futuro para implementação de um trocador de calor adicional é sugerido para melhoria do fator de capacidade. Após o cumprimento destas etapas, as análises econômica, exergética e ambiental serão realizadas em trabalhos futuros. Em destaque, a análise econômica é baseada no custo nivelado mínimo de energia para a otimização do aumento de área sugerido neste trabalho.

A etapa final do projeto da usina Boa Esperança será o dimensionamento detalhado dos componentes para a sua execução final.

7

Referências bibliográficas

ARIAS, D. A.; GAVILÁN, A.; MUREN, R. Pumping power parasitics in parabolic trough solar fields. **SolarPaces Conference**, n. 2, p. 3–10, 2009.

BAHAROON, D. A. et al. Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 41, p. 996–1027, 2015.

BARCIA, L. A. et al. Dynamic modeling of the solar field in parabolic trough solar power plants. **Energies**, v. 8, n. 12, p. 13361–13377, 2015.

BIANCHINI, H. M. **Avaliação comparativa de sistema de energia solar térmica**. Monografia (TCC) – Faculdade de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.

BURIN, E.; BAZZO, E. **Feedwater heating of a sugarcane bagasse power plant using parabolic trough solar collectors**. Proceedings of the 26th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS 2013. **Anais...**2013, Guilin, China.

BRITISH PETROLEUM (BP). **BP energy outlook 2018**. BP energy economics, London, 2018.

CABRERA, F.C.A.; **Avaliação da disponibilidade do recurso solar no Estado do Rio de Janeiro**. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2014.

CARBOGAS; UNIBIO. **Sistema de Gaseificação**. Disponível em: <<https://docplayer.com.br/12630085-Sistema-de-gaseificacao-carbogas-unibio->

fluxograma-da-planta-de-gaseificacao-carbogas-unibio-completa-50-de-g1-100-metanogenico.html>. Acesso em: 22 mar. 2019.

CARVALHO, R. M. **Análise óptica e térmica de um coletor solar parabólico com tubo evacuado para aplicação em sistema de refrigeração por absorção.**

Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2018.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática.** 4.ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2012.

CHANNIWALA, S. A.; EKBOTE, A. A Generalized Model to Estimate Field Size for Solar-Only Parabolic Trough Plant. **3rd South African Solar Energy Conference**, n. May, p. 283–288, 2015.

DGS - DEUTSCHE GESSELLSCHAFT FÜR SINNEENERGIE (GERMAN SOLAR ENERGY SOCIETY). **Planning and installing solar thermal systems: a guide for installers, architects, and engineers.** London: James & James, 2010.

DOW. **Syltherm 800 – Silicon Heat Transfer Fluid.** Disponível em: <<http://dow.com>>. Acesso em: 1 dez. 2018.

DUDLEY, V. E. et al. **Test results: SEGS LS-2 solar collector.** Technical Report of Sandia National Laboratories (SANDIA-94-1884), 1994.

DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Solar Engineering of Thermal Process.** 2.ed. Madison: John Wiley & Sons, 1980.

EXXONMOBIL. **2018 Outlook for energy: a view to 2040.** ExxonMobil, USA, 2018.

FARR, A.; GEE, R. **The SkyTrough™ Parabolic Trough Solar Collector.** ASME 2009 3rd International Conference of Energy Sustainability. **Anais...**San Francisco: 2009. Disponível em: <www.skyfuel.com>

FERREIRA, W. M. **Modelagem Termodinâmica de uma Planta Fresnel com**

Geração Direta de Vapor e Armazenamento de Energia Térmica. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2018.

FORRISTALL, R. **Heat transfer analysis and modelling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver.** Technical Report of NREL, NREL/TP-550-34169, 2003.

GALANTE, R.M. **Análise termodinâmica de uma planta termoelétrica a biomassa assistida por energia solar.** Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.

GAZOLI, J. R. et al. **Dimensionamento básico do campo solar de concentradores cilindro-parabólico da usina termosolar Porto Primavera.** VII Congresso Brasileiro de Energia Solar. **Anais...**2018, Gramado. Disponível em: <<https://anaiscbens.emnuvens.com.br/cbens/article/view/415/415>>

GHASEMI, S. E.; RANJBAR, A. A.; RAMIAR, A. Numerical Study On Thermal Performance Of Solar Parabolic Trough Collector. **Journal of Mathematics and Computer Science**, v. 07, n. 01, p. 1–12, 2018.

GÜNTHER, M.; SHAHBAZFAR, R.; CSAMBOR, S. Chapter 5-Parabolic Trough Technology. In: **Advanced CSP Teaching Materials.** Deutsches Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR), Amã, Jordânia, 2010. p. 1–63.

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

ITRPV. **Internarional Technology Roadmap for Photovoltaic (2018 Results).** 10.ed. VDMA, 2019.

IEPUC; EGPE. **Atlas Rio Solar - Atlas Solarimétrico do Estado do Rio de Janeiro.** Rio de Janeiro: PUC-Rio, 2016.

INCROPERA, F.P. ET AL. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7.ed. John New York: Wiley & Sons, 2002.

INFIESTA, L. R. **Gaseificação de resíduos sólidos urbanos (Rsu) no Vale Do Paranapanema – Projeto Civap**. Monografia (Especialização) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2015.

LOVEGROVE, K.; STEIN, W. **Concentrating solar power technology**. Cambrigde: Woodhead, 2012.

KALOGIROU, S. A. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. **Energy**, v. 48, n. 1, p. 298–306, 2012.

KALOGIROU, S.A. **Solar energy engineering: processes and systems**. Burlington: Elsevier/Academic Press , 2014.

MARIF, Y. et al. Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the Algeria Saharan region. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 521–529, 2014.

MCMAHAN, A. et al. **Field Performance Validation of an Advanced Utility-Scale Parabolic Trough Concentrator**. Disponível em: <skyfuel.com>. Acesso em: 2 dez. 2018.

NETO, J. T. M. **Análise de viabilidade técnica e econômica da tecnologia de gaseificação como alternativa para o aproveitamento energético de resíduos sólidos urbanos**. Dissertação (Mestrado) – Tecnologia de Processos Sustentáveis, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás, 2018.

NREL. **System Advisor Model (SAM) manual**, 2014. Disponível em: <<https://sam.nrel.gov/download>>. Acesso em: 18 ago. 2018.

ÖSTERHOLM, R. **Dynamic modelling of a parabolic trough solar power plant**. Proceedings of the 10th International Modelica Conference, March 10-12, 2014,

Lund, Sweden. **Anais...**Lund: 2014

PATNODE, A. M.; KLEIN, S. A.; REINDL, D. T. **Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power systems**. Thesis (Master of Science) – Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 2006.

PEREIRA, E. et al. **Atlas brasileiro de energia solar**. 2^a ed, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2017.

POWELL, K. M.; EDGAR, T. F. **Control of a large scale solar thermal energy storage system**. American Control Conference. **Anais...**2011.

POWELL, K. M.; EDGAR, T. F. Modeling and control of a solar thermal power plant with thermal energy storage. **Chemical Engineering Science**, v. 71, p. 138–145, 2012.

PRAMANIK, S.; RAVIKRISHNA, R. V. A review of concentrated solar power hybrid technologies. **Applied Thermal Engineering**, v. 127, p. 602–637, 2017.

RATZEL AC, HICKOX, C. E.; GARTLING, D. K. Techniques for Reducing Thermal Conduction and Natural Convection Heat Losses in Annular Receiver. **Journal of Heat Transfer**, v. 101, p. 108–113, 1979.

SANTOS, N.de.A.dos. **Projeto de P&D “Aproveitamento Energético e Geração de Energia Elétrica a partir de Reator Químico”**. FURNAS Centrais Elétricas S.A. 2016. 16 slides.

SEIDEL, G. **MARC Steam Turbines for Power Generation**. MAN Diesel & Turbo SE Hamburg. 2012. 31 slides.

SHAPIRO, H. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7^a ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2013.

SIOHANSI, R.; DENHOLM, P. The value of concentrating solar power and

thermal energy storage. **IEEE Transactions on Sustainable Energy**, v. 01, n. 03, p. 173–183, 2010.

SKYFUEL. **SkyTrough Thermal Efficiency**, 2010. Disponível em: <skyfuel.com>. Acesso em: 1 dez. 2018.

SOLUTIA. **Technical Bulletin Therminol VP-1 - Heat Transfer Fluid**. Disponível em: <<http://tw.t.mpei.ac.ru/tthb/hedh/htf-vp1.pdf>>. Acesso em: 1 nov. 2018.

THOMAS, A.; GUVEN, H.M. Parabolic trough concentrators- design, construction and evaluation. **Energy Conversion Management**, 34(5):401-416, 1993.

WAGNER, M.; GILMAN, P. **Technical Manual for the Physical Trough Model National Renewable Energy Laboratory**. National Renewable Energy Laboratory, Technical Report NREL/TP-5500-51825. Colorado, Estados Unidos da América, 2011.

Wendel, M. **Metodologia para simulação transiente de uma pequena central heliotérmica**. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 201

Anexo A – Data Sheet da Turbina

Descrição		Dados		Unid.
		1ª Fase	2ª Fase	
Potência máx. em pico nos bornes do gerador		1.500	- x -	KW
Potência máx. continua nos bornes do gerador		1.500	- x -	KW
Potencia a ser utilizada nos bornes do gerador		1.250	- x -	KW
Condições do vapor de Admissão	Vazão (100%)	5.750	- x -	Kg/h
	Pressão de Operação	42	- x -	Bar(a)
	Temperatura de Operação	420	- x -	°C
Condições do vapor de extração	Tipo de Extração	NÃO CONTROLADA		
	Vazão	600	- x -	Kg/h
	Pressão de Operação	2,50	- x -	Bar(a)
	Temperatura de Operação	- x -	- x -	°C
Condição de vapor de Exaustão	Vazão		- x -	Kg/h
	Pressão de Operação	0,10	- x -	Bar(a)
	Temperatura de Operação	46	- x -	°C
Rotação do Equipamento	Rotação de Trabalho	6.000	- x -	RPM
	Desarme: Trip Mecânico	6.600	- x -	RPM
	Desarme: Trip Elétrico	6.720	- x -	RPM
Consumo específico em plena carga		4,60	- x -	Kg/kw.h
Rendimento mecânico da turbina		99	- x -	%
Aplicação do equipamento		Gerador		
Sentido de rotação da turbina(visto frente Turb)		Anti-horário		