

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

BERNARDO BERGANTINI BOTAMEDE

**INTEGRAÇÃO DA ENERGIA SOLAR TÉRMICA POR CONCENTRADORES DO
TIPO CALHA PARABÓLICA COM UMA USINA TERMELÉTRICA OPERANDO
EM CICLO COMBINADO**

Ilha Solteira

2023

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

BERNARDO BERGANTINI BOTAMEDE

INTEGRAÇÃO DA ENERGIA SOLAR TÉRMICA POR CONCENTRADORES DO TIPO CALHA PARABÓLICA COM UMA USINA TERMELÉTRICA OPERANDO EM CICLO COMBINADO

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia - UNESP – Campus de Ilha Solteira, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Orientador: Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano

Ilha Solteira

2023

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

B748i Botamede, Bernardo Bergantini.
Integração da energia solar térmica por concentradores do tipo calha parabólica com uma usina termelétrica operando em ciclo combinado / Bernardo Bergantini Botamede. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2023
146 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2023

Orientador: Leandro Oliveira Salviano
Inclui bibliografia

1. Modelagem termodinâmica. 2. Energia solar concentrada. 3. Coletor de calha parabólica. 4. Planta termelétrica. 5. Ciclo combinado integrado a solar. 6. Open Modelica.


Raiane da Silva Santos

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Integração da energia solar térmica por concentradores do tipo calha parabólica com uma usina termelétrica operando em ciclo combinado

AUTOR: BERNARDO BERGANTINI BOTAMEDE
ORIENTADOR: LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO (Participação Presencial)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE (Participação Presencial)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. MARCELO MODESTO DA SILVA (Participação Virtual)
UFABC

gov.br

Documento assinado digitalmente
MARCELO MODESTO DA SILVA
Data: 03/03/2023 07:43:31-0300
Verifique em <https://verificador.itb.br>

Ilha Solteira, 01 de março de 2023

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que me incentivaram a seguir com este projeto de mestrado, em especial à minha esposa Denise, à Bettina e aos meus pais Renata e José Carlos. Vosso apoio foi fundamental para iniciar a pós-graduação e superar cada desafio.

Agradeço ao meu orientador, Professor Doutor Leandro Oliveira Salviano, pelo suporte e direcionamento dado em todas as etapas deste projeto, por sua presteza e disposição, sempre atuando de forma célere e pragmática.

Aos demais Professores do curso de pós-graduação, pelas disciplinas ministradas e conhecimentos transmitidos, e aos que se disponibilizaram a participar e contribuir em cada etapa de aprovação e qualificação deste trabalho.

Meus agradecimentos à empresa e à Usina Termelétrica por disponibilizar os dados necessários para desenvolvimento deste estudo.

Por fim, agradeço aos meus colegas de trabalho: Leonardo Leucas, Leandro Schiara, Renato Barella e Flávio Altino, que me incentivaram a seguir com o mestrado e a ter como meta a qualificação e a excelência profissional, e pelos anos de convivência e aprendizado.

RESUMO

A energia solar térmica é atualmente usada para a geração de energia como uma fonte confiável e livre de carbono em muitos países. Infelizmente, não existe este tipo de projeto comercial em operação no Brasil, embora se verifique um grande potencial solar. Nesse contexto, uma estratégia de transição é o desenvolvimento de uma usina solar híbrida que possa ser aplicada nas atuais usinas termelétricas. Desta forma, o presente trabalho investiga algumas alternativas de *layout* para o acoplamento de uma usina solar térmica com uma usina em operação de ciclo combinado (ciclo Brayton e Rankine) localizada na região centro-oeste do Brasil. Um sistema com coletor solar de calha parabólica foi selecionado para este estudo, considerando óleo sintético e sal fundido como fluidos de transferência de calor (HTF) na planta solar e água como fluido de trabalho no ciclo de potência. A modelagem termodinâmica e os modelos matemáticos foram desenvolvidos no *software* de código aberto OpenModelica. A modelagem termodinâmica da configuração atual da usina termelétrica foi validada através de dados operacionais reais cedidos por empresa privada. A usina solar térmica com concentrador solar com armazenamento térmico foi modelada e validada através do *software* de referência *System Advisor Model (SAM)* do *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*. Uma proposta de acoplamento da usina solar com armazenamento térmico foi feita através da caldeira de recuperação de calor (HRSG), considerando seis layouts com óleo sintético e seis layouts com sal fundido como fluido de trabalho na planta solar, nos quais a usina solar é usada para pré-aquecer a água, evaporar o vapor, superaquecer o vapor ou em uma combinação destes processos em paralelo com a caldeira. Dados horários de um ano meteorológico típico (TMY) foram utilizados como dados de entrada para cada simulação. Os resultados mostraram que os *layouts* que utilizam a energia solar para superaquecimento do vapor saturado apresentaram o melhor desempenho termodinâmico, com eficiência de conversão da energia solar para a elétrica de até 32,3%, e aumento de 1,5% na potência bruta média diária da turbina a vapor, em condições nominais de irradiação solar (DNI). Em uma base anual, a planta híbrida com o campo solar de 13.080 m² tem o potencial de evitar o consumo de combustível fóssil em até 34.410 MMBtu, representando até 1.997 ton CO₂ de redução de emissões e até US\$ 458.682,00 de economia de custos de combustível.

Palavras-chave: modelagem termodinâmica; energia solar concentrada; coletor de calha parabólica; planta termelétrica; ciclo combinado integrado a solar; open Modelica.

ABSTRACT

Solar Thermal Energy is currently used for power generation as a reliable carbon-free source in many countries. Unfortunately, there is no such commercial project under operation in Brazil, although large solar potential is identified. In this context, a transition strategy is to develop a hybrid solar plant which can be applied in current thermoelectric power plants. Therefore, the present work investigates some layout alternatives for coupling solar thermal plant with an operational plant base on combined cycle (Brayton and Rankine cycle) located in Brazil. A parabolic trough collector was selected for this study, as the most consolidated concentrated solar power (CSP) technology, considering either synthetic oil or solar salt as heat transfer fluid (HTF) and water as power block working fluid. Thermodynamic modeling and additional mathematical models were developed on the open-source software OpenModelica. The thermodynamic modeling of the current power plant model was validated through real operating data, provided by private company. The solar thermal plant with solar concentrator with thermal storage was modeled and validated using the reference software System Advisor Model (SAM) from National Renewable Energy Laboratory (NREL). A proposal for a combined solar power plant with thermal storage was made through the Heat Recovery Steam Generator (HRSG), considering six layouts with synthetic oil and six layouts with molten salt as working fluid in the solar field, where the solar plant is used either to preheat water, to evaporate steam, to superheat steam, or a combination of these processes in parallel with the HRSG. Hourly data from a Typical Meteorological Year (TMY) was used as input on each simulation. The results showed that layouts using solar energy to superheat the saturated steam presented the best thermodynamic performance, with an efficiency of conversion from solar to electric energy up to 32.3%, and an increase of 1.5% in the average steam turbine gross power, under nominal solar irradiation conditions (DNI). On an annual basis, the hybrid plant with the 13,080 m² solar field has the potential to avoid up to 34,410 MMBtu fossil fuel consumption, representing 1,997 ton CO₂ of emissions reduction and up to US\$ 458,682.52 in fuel cost savings.

Keywords: thermodynamic modeling; Concentrated Solar Power (CSP). parabolic trough collector; power plant; Integrated Solar Combined Cycle (ISCC); open Modelica.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Projetos com energia solar concentrada ao redor do mundo.....	15
Figura 2 – Principais tecnologias de energia solar concentrada.....	16
Figura 3 – Distribuição de empreendimentos CSP por tipo de tecnologia.....	17
Figura 4 - Irradiação solar direta média anual no Brasil.	18
Figura 5 – Exemplo de uma caldeira de recuperação com três níveis de pressão e reaquecimento de vapor.....	20
Figura 6 - Exemplo de uma planta solar híbrida operando em ciclo combinado.....	20
Figura 7 - Fluxograma da planta solar elaborada com base na planta Andasol II.....	21
Figura 8 - Exemplo típico de coletores solares de calha parabólica.....	22
Figura 9 - Exemplo de integração da energia solar nos ciclos Brayton e Rankine em plantas de ciclo combinado.....	26
Figura 10 – Exemplo de uma planta ISCC típica em Kuraymat, Egito.....	27
Figura 11 – Esquema de integração da energia solar concentrada à planta de ciclo combinado.	28
Figura 12 - Interligação da planta solar no nível de pressão intermediária.....	29
Figura 13 - Interligação da planta solar no nível de alta pressão.	29
Figura 14 - Layouts de integração da planta solar com o ciclo combinado: a) em paralelo ao evaporador, b) em paralelo ao evaporador e ao superaquecedor, c) em paralelo ao economizador, evaporador e superaquecedor.....	33
Figura 15 – Diagrama de fluxo da planta solar integrada à planta termelétrica.....	35
Figura 16 - Layout geral da planta termelétrica de referência.....	40
Figura 17 - Diagrama de blocos da planta elaborada no OpenModelica e condições de contorno.....	43
Figura 18 - Detalhes do modelo da caldeira implementado no OpenModelica.	54
Figura 19 - Fluxograma da planta solar utilizada para validação dos modelos matemáticos. .	58
Figura 20 - Fluxograma da planta solar a ser acoplada na planta termelétrica.	59
Figura 21 - Fluxograma da planta solar, com detalhe dos modos de transferência de calor nos coletores.....	61
Figura 22 - Imagem de satélite do campo solar na configuração “H”, com destaque em amarelo para os headers.....	63
Figura 23 – Layout da planta de referência e seções das tubulações.	63

Figura 24 - transferência de calor entre os componentes do tubo coletor	65
Figura 25 - Discretização unidimensional do tubo coletor.....	67
Figura 26 - Ângulos de posição solar.	73
Figura 27 - Fluxos de radiação direta normal e radiação disponível no plano de abertura com os coletores orientados na direção norte-sul e na direção leste-oeste.....	74
Figura 28 - Ângulo de incidência.	75
Figura 29 - Ilustração do efeito de sombreamento entre fileiras adjacentes.	76
Figura 30 - Efeito de redução da área útil do espelho, devido a perdas nas extremidades.	78
Figura 31. Exemplo dos modos operacionais ao longo de um dia típico.	83
Figura 32 – Principais cargas de consumo na planta Andasol 3.	89
Figura 33 – Pontos de interligação para os layouts #1-OS/MS e #2-OS/MS.....	93
Figura 34 - Pontos de interligação para o layout #3-OS.	93
Figura 35 - Pontos de interligação para o layout #3-MS.....	94
Figura 36 - Pontos de interligação para os layouts #4-OS e #6-OS.	94
Figura 37 - Pontos de interligação para os layouts #4-SF e #6-SF.....	95
Figura 38 - Pontos de interligação para os layouts #5-OS/SF.....	95
Figura 39 - Perfis mensais da radiação solar direta.	101
Figura 40 - Radiação solar direta (DNI) e corrigida pelo ângulo de incidência ao longo do ano.	102
Figura 41 - Radiação solar direta em janeiro (TMY), destaque para os dias considerados na etapa de validação.....	103
Figura 42 – Perfil anual de temperatura e velocidade do vento.	103
Figura 43 - Perfis de temperatura na caldeira de recuperação de calor no lado água e no lado gás, valores obtidos no OpenModelica em relação aos dados de referência da planta.	106
Figura 44 - Perdas térmicas e a potência do campo solar no dia 15 de janeiro.....	108
Figura 45 - Perdas térmicas e a potência do campo solar no dia 19 de janeiro.....	109
Figura 46 - Perdas térmicas e a potência do campo solar no dia 21 de janeiro.....	109
Figura 47 - Potência térmica do campo solar nos dias 6 a 14 de janeiro.....	110
Figura 48 - Temperaturas de entrada e de saída do campo solar no dia 15 de janeiro.....	111
Figura 49 - Temperaturas de entrada e de saída do campo solar no dia 19 de janeiro.....	111
Figura 50 - Temperaturas de entrada e de saída do campo solar no dia 21 de janeiro.....	112
Figura 51 - Comparação das temperaturas de entrada do bloco de potência obtidas no Modelica (linha sólida) e SAM (linha tracejada), nos dias 20 e 21 de janeiro.....	113
Figura 52 - Potências bruta do bloco de geração e líquida da planta no dia 15 de janeiro.....	114

Figura 53 - Potências bruta do bloco de geração e líquida da planta no dia 19 de janeiro.....	114
Figura 54 - Potências bruta do bloco de geração e líquida da planta no dia 21 de janeiro.....	115
Figura 55 – Valores de geração líquida mensal da planta obtidas pelo Modelica e SAM.	115
Figura 56: comparação entre a energia adicional gerada em cada layout.	117
Figura 57 – Distribuição das irreversibilidades por tipo de componente da planta base.	121
Figura 58 – Diagrama de fluxo de exergia na planta base.....	122
Figura 59 – Fluxos de energia e exergia na planta solar.	125
Figura 60 – Fluxograma da planta base com os pontos de controle.....	126
Figura 61 – Eficiência da caldeira de recuperação.	128
Figura 62 – Potência elétrica bruta da turbina a vapor.	129
Figura 63 – Média mensal da irradiação solar direta e temperatura ambiente na localidade de referência.	131
Figura 64 – Energia incremental e eficiência do campo solar para o layout #6-OS.	131
Figura 65 – Diagrama de blocos para a planta híbrida.	147

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores de referência.....	43
Tabela 2 – principais parâmetros de projeto e de operação das turbinas a gás	51
Tabela 3 – parâmetros para modelagem da turbina a vapor	52
Tabela 4 - Parâmetros principais da caldeira de recuperação de calor	54
Tabela 5 – Cálculo das tubulações de distribuição.....	64
Tabela 6 - Parâmetros dos tubos receptores	72
Tabela 7 - Parâmetros utilizados na modelagem ótica dos coletores.	77
Tabela 8 - Configurações atribuídas ao campo solar e ao ciclo vapor.	82
Tabela 9 - Resumo das equações para cada modo de operação.	85
Tabela 10 - Resumo dos parâmetros do tanque de armazenamento e bloco de controle	85
Tabela 11 - Resumo das perdas parasitárias típicas da planta solar e valores nominais.	89
Tabela 12 - Parâmetros principais da planta solar.....	92
Tabela 13 - Resumo dos layouts e pontos de interligação.....	92
Tabela 14 – Temperaturas e vazões nas entradas e saídas dos permutadores da planta solar..	96
Tabela 15 - Comparação dos resultados obtidos no OpenModelica e dados de referência da planta.	104
Tabela 16 - Efeito das hipóteses adotadas no modelo em relação à condição dos equipamentos instalados.	106
Tabela 17 – Consumo e geração total de energia no dia 15-janeiro.....	116
Tabela 18 - Principais indicadores de desempenho das plantas híbridas.	118
Tabela 19 – Eficiência energética da planta solar	119
Tabela 20 – Eficiência exergética média para o dia 15 de janeiro.	123
Tabela 21 – Irreversibilidade as 12h00 do dia 15 de janeiro para os subsistemas principais	124
Tabela 22 - Parâmetros avaliados com as plantas em regime permanente as 12h00.	126
Tabela 23 – Resultados mensais obtidos com o layout #6-OS.....	132
Tabela 24 - resumo dos principais modelos utilizados e alterações.	146

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIACÕES

Símbolos Latinos

A	Área, m ²
C _p	Calor específico a pressão constante, kJ/kg.K
D	Diâmetro, m
dt	Derivada temporal, s ⁻¹
E	Energia, KJ
<i>e_x</i>	Exergia específica, kJ/kg
<i>Ē_x</i>	Taxa de transferência de exergia, kW
f	Fator de atrito
<i>F_{int}</i>	Fator de interceptação
g	Aceleração da gravidade, m/s ²
h	Entalpia específica, kJ/kg
<i>Ī_{rr}</i>	Taxa de geração de irreversibilidade, kW
k	Condutividade térmica, W/m.K
L	Comprimento, m
<i>ṁ</i>	Vazão mássica, kg/s
M	Massa molar, kg
<i>Q̇</i>	Taxa de transferência de calor, kW
s	Entropia específica, kJ/kg.K
T	Temperatura, °C
U	Coefficiente de transferência de calor, W/m ² .K
V	Volume, m ³
<i>Ẇ</i>	Potência elétrica ou taxa de transferência de trabalho, kW
z	Nível, m
Z	Parâmetro geométrico de aletas

Símbolos Gregos

α	Absortividade
α_{sun}	Ângulo de declinação solar
β	Ângulo de declive do coletor
β_{col}	Ângulo de rastreamento do coletor
γ	Ângulo azimutal
δ	Ângulo de hora solar
ΔT	Diferença de temperatura, °C
ε	Emissividade
η	Eficiência
θ	Ângulo de incidência
θ_z	Ângulo de zênite solar
ξ_{ch}	Exergia química, kJ/kg
ρ	Massa específica, kg/m ³
ρ_{esp}	Refletividade do espelho (coletor solar)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
τ	Transmissividade
φ	Fluxo de potência térmica, kW/m ²
φ_{sun}	Intensidade da irradiação solar, kW/m ²
X	Fração mássica

Subscritos

0	Estado de referência para cálculo da entropia
abs	Absorvedor
amb	Ambiente
b	Bomba centrífuga
brt	Bruto (relativo à potência)
cns	Corpo negro do sol (temperatura de referência para cálculo de exergia)
col	Coletor
cham	Chaminé
comb	Combustível

cond	Condução
conv	Convecção
cp	Compressor
ctg	Conjunto turbogerador
de	Desaerador
e	Entrada
ele	Elétrico
env	Envelope de vidro (coletor)
gn	Gás natural
gv	Gerador de vapor
incr	Incremental
int	Interno
is	Referente ao estado isentrópico
la	Lado água (lado interno ao tubo da caldeira)
lg	Lado gás de combustão (lado externo ao tubo da caldeira)
liq	Líquida (relativo à potência líquida)
mec	Mecânico
nom	Nominal
nom	Nominal
par	Parasitário (relativo a cargas elétricas de consumo da planta)
proj	Ponto de projeto
rad	Irradiação
rc	Recirculação
rec	Tubo receptor
ref	Referência
resf	Resfriamento
s	Saída
spt	Suporte (do coletor solar)
sun	Solar
ter	Térmico
vbp	Vapor de baixa pressão
vc	Volume de controle

Abreviações

BC	Bomba de condensado
BP	Bloco de potência
CS	Campo Solar
CSP	Concentrated solar power
DNI	Direct Normal Irradiance
ECO	Economizador
EVA	Evaporador
HRSG	Heat recovery steam generator
HTF	Heat transfer fluid
IAM	Incidence angle modifier
ISCC	Integrated solar combined cycle
LHV	Lower Heating Value
LTE	Low temperature economizer
NGCC	Natural gas combined cycle
OS	Óleo sintético
PTC	Parabolic trough collector
SAM	System Advisor Model
SF	Sal fundido
SUP	Superaquecedor
TES	Thermal Storage System
TG	Turbina a gás
TMY	Typical Meteorological Year
TV	Turbina a vapor
UTE	Usina Termoelétrica

SUMÁRIO

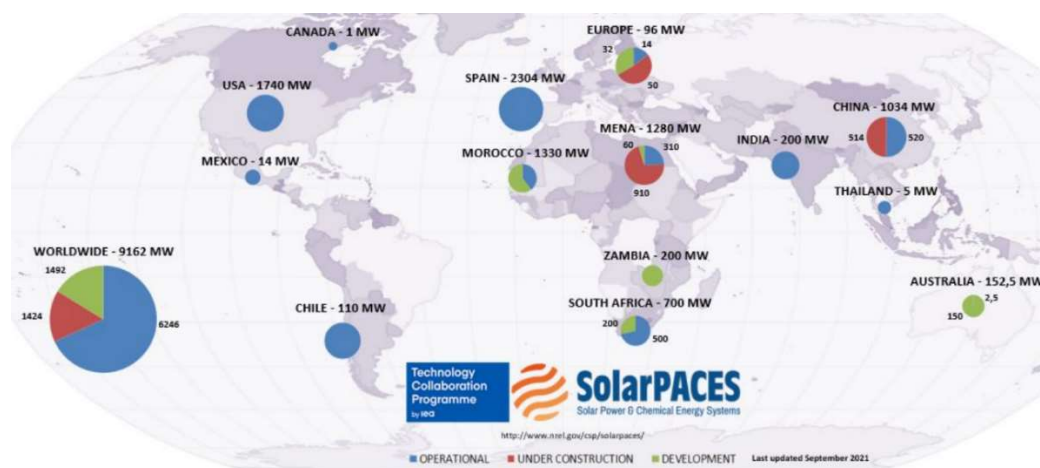
1.	INTRODUÇÃO	15
1.1.	Plantas de energia solar concentrada	21
1.2.	Integração da energia solar concentrada a plantas de ciclo combinado	25
1.3.	Objetivos	36
2.	METODOLOGIA DE MODELAGEM	37
2.1.	Equações básicas	37
2.2.	Descrição e modelagem da planta termelétrica	40
2.2.1.	<i>Turbogeradores</i>	46
2.2.2.	<i>Caldeira de recuperação de calor</i>	53
2.3.	Modelagem da planta solar	58
2.3.1.	<i>Campo solar</i>	60
2.3.2.	<i>Modelagem termodinâmica dos coletores</i>	64
2.3.3.	<i>Eficiência ótica dos coletores</i>	72
2.3.4.	<i>Controle e armazenamento térmico</i>	79
2.3.5.	<i>Trocadores de calor</i>	86
2.3.6.	<i>Bloco de geração e cargas parasitárias</i>	87
2.4.	Integração da planta solar com a planta termelétrica	91
2.4.1.	Indicadores de performance da planta híbrida	97
2.4.2.	Dados climáticos.....	100
3.	VALIDAÇÃO DOS MODELOS	104
3.1.	Validação da planta termelétrica de referência	104
3.2.	Validação da planta solar	107
4.	RESULTADOS	116
4.1.	Análise energética	116
4.2.	Análise exergética	120
4.3.	Análise de parâmetros da planta base	125
4.4.	Avaliação de desempenho anual.....	130
5.	CONCLUSÃO	134
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	137
	ANEXO A – Descrição do software OpenModelica	143
A.1	Descrição do OpenModelica	143
A.1	Bibliotecas e modelos utilizados.....	144

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de novas tecnologias para a geração de energia a partir de fontes renováveis é uma demanda crescente, tendo em vista a limitação de longo prazo dos recursos não renováveis, bem como em decorrência do impacto da utilização de combustíveis fósseis no clima global, conforme tratado de modo abrangente no relatório do Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC, 2014). Neste contexto, a energia solar concentrada, também mencionada na literatura como energia solar térmica ou heliotérmica, pode ser uma tecnologia importante para o enfrentamento destes desafios, especialmente por ser uma fonte de energia renovável que permite, entre outros, armazenar a energia solar térmica de modo a viabilizar o despacho da energia elétrica de modo previsível, conforme a demanda do sistema consumidor.

Apesar da energia solar térmica ser atualmente utilizada para geração de energia elétrica em muitos países como uma fonte mais confiável quando comparada a outras fontes de energias renováveis devido a possibilidade de armazenamento da energia térmica, não existe tal empreendimento em projeto ou em operação comercial no Brasil, embora se verifique um grande potencial solar em diversas regiões brasileiras. A Figura 1 apresenta os projetos envolvendo energia solar concentrada ao redor do mundo, considerando projetos em operação comercial, em construção e em fase de desenvolvimento. Nota-se que a maior parte dos empreendimentos se concentra em países e regiões específicas, com a maior parte das unidades em operação comercial localizadas nos Estados Unidos e Espanha, enquanto a maior parte de novos empreendimentos em fase de construção estão localizadas na China e Oriente Médio / Norte da África (MENA).

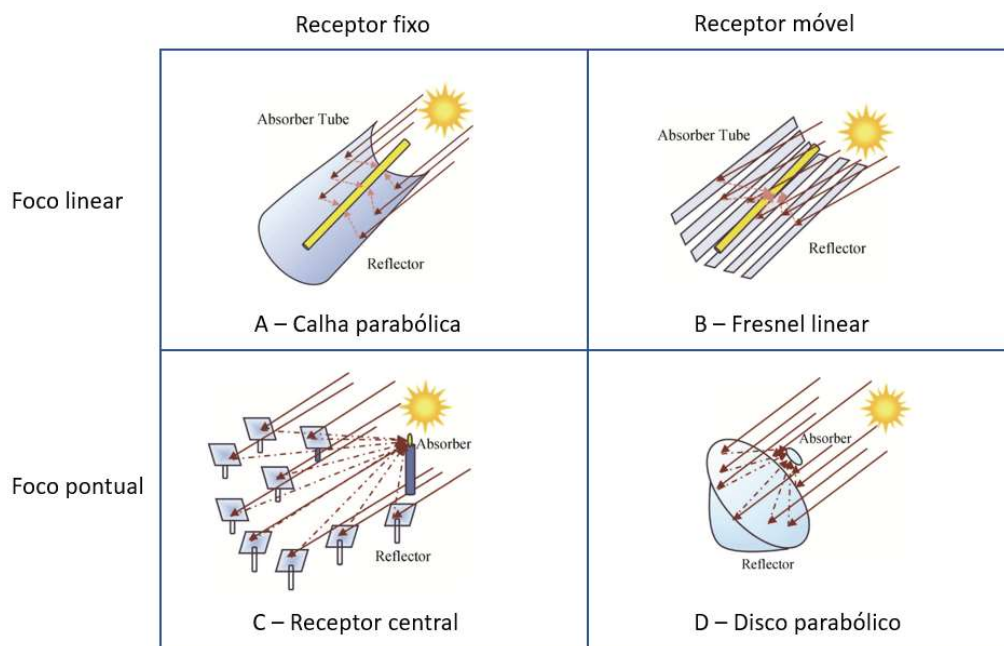
Figura 1 – Projetos com energia solar concentrada ao redor do mundo.



Fonte: Solar Paces (2021).

A energia solar térmica tem sido aplicada através de quatro tecnologias principais: calha parabólica, receptor central (torre solar), refletor linear Fresnel e disco parabólico, conforme ilustrado na Figura 2. Coletores do tipo receptor central (torre solar) e disco parabólico possibilitam atingir maiores taxas de concentração da radiação solar e menores perdas térmicas, atingindo assim temperaturas mais elevadas no fluido de trabalho e maior eficiência termodinâmica, entretanto possuem um custo de implantação mais elevado. Além disso, o coletor tipo disco parabólico inviabiliza o uso de sistemas de armazenamento térmico e não são utilizados em instalações comerciais de grande porte. Coletores tipo calha parabólica e Fresnel, que utilizam foco linear, apesar de apresentarem eficiência termodinâmica mais baixa em relação aos coletores com foco pontual, apresentam um custo de instalação mais baixo (KHANDELWAL *et al.*, 2020).

Figura 2 – Principais tecnologias de energia solar concentrada.



Fonte: Adaptado de Khandelwal *et al.* (2020)

A Figura 3 ilustra os principais empreendimentos localizados ao redor do mundo para cada tipo de tecnologia. Nota-se que a maioria dos projetos tem adotado o modelo de calha parabólica, seguida por receptores centrais e coletores Fresnel. Além disso, a grande maioria destes projetos se concentra entre os paralelos 20°N a 40°N, tipicamente em regiões com elevada incidência solar e climas áridos ou semiáridos.

Figura 3 – Distribuição de empreendimentos CSP por tipo de tecnologia.



Fonte: Solar Paces (2021).

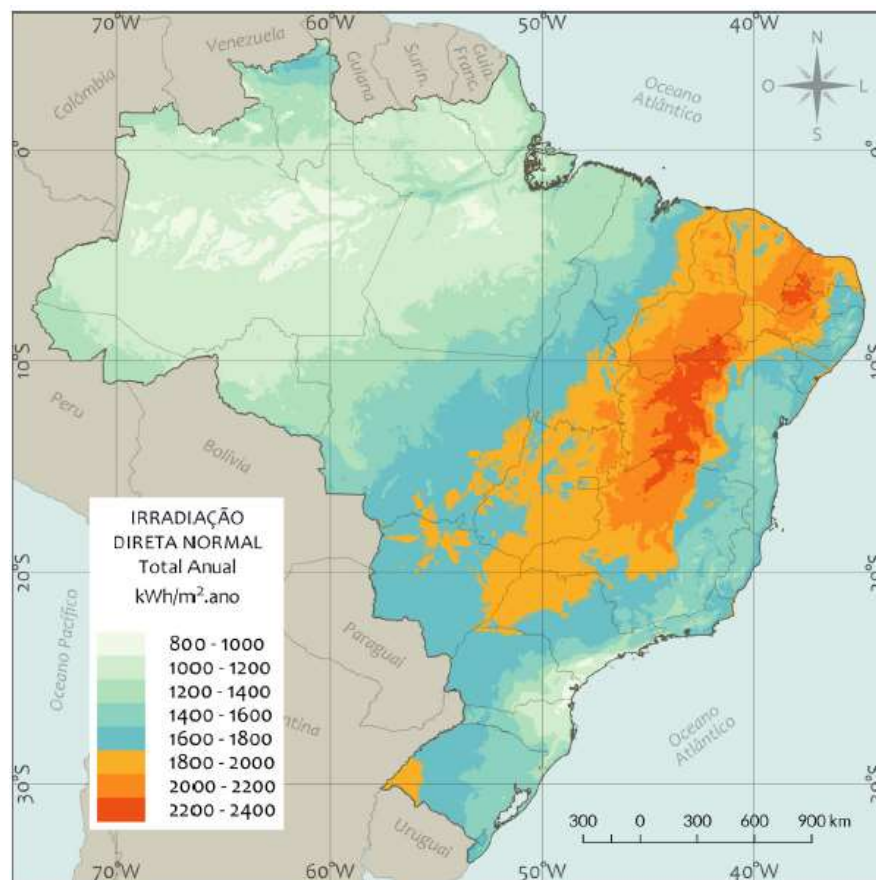
Em geral, estudos indicam que a energia solar concentrada tem o potencial de se tornar viável economicamente a partir de valores entre 1.800 e 2.000 kW.h/m².ano de radiação solar direta (ISLAM *et al.*, 2018). A Figura 4 destaca as regiões brasileiras com potencial para utilização da energia solar concentrada, com destaque para locais com radiação solar direta acima de 1800 kW-h/m²/ano. Nota-se que os valores mais elevados são verificados no interior da região nordeste, região oeste de Minas Gerais e São Paulo, sul de Tocantins, Goiás e trechos do Mato Grosso do Sul. A região norte, em geral, apresenta menor incidência solar apesar de se situar próximo à linha do equador, principalmente em decorrência da maior nebulosidade ao longo do ano.

Tendo em vista o contexto apresentado, é necessária a busca de alternativas que viabilizem a inserção gradual da energia solar concentrada no mercado brasileiro. Assim, a hibridização desta fonte com outras fontes primárias de energia tem sido proposta na literatura como uma alternativa econômica e estratégia de transição para impulsionar a energia solar térmica em novos mercados (PETERSEIM *et al.*, 2014; POWELL *et al.*, 2017). Diversas fontes primárias foram propostas para integração com a energia solar térmica, incluindo fontes não renováveis, tais como o carvão mineral e o gás natural, e fontes renováveis, a exemplo da energia solar fotovoltaica, eólica, geotérmica e biomassa.

A escolha da fonte primária para integração com a energia solar térmica pode afetar diversos parâmetros de performance da planta híbrida. Se o objetivo principal for minimizar as emissões de CO₂ por unidade de energia gerada ou atingir uma maior proporção de energia

solar como fonte primária da planta (*solar share*), a hibridização com outras fontes renováveis poderá ser a escolha mais adequada. Entretanto, a hibridização com fontes fósseis permite atingir maior eficiência termodinâmica, maior fator de capacidade da planta solar e menores custos de investimento e custo nivelado da energia elétrica (PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017).

Figura 4 - Irradiação solar direta média anual no Brasil.



Fonte: Pereira *et al.* (2017)

Dessa forma, a energia solar térmica pode ser integrada a diversas classes de instalações industriais, seja para geração de energia elétrica para consumo interno ou comercialização, ou mesmo para aplicação da energia térmica diretamente em processos industriais, a exemplo de refinarias, siderúrgicas e usinas de açúcar e álcool. Em unidades industriais voltadas para a comercialização de energia elétrica e que utilizam combustíveis fósseis, a energia solar térmica tem o potencial de ser utilizada tanto para aumentar a geração elétrica quanto para reduzir o consumo e a dependência de combustíveis fósseis.

No Brasil, as usinas de ciclo combinado de gás natural são uma opção atraente para a hibridização com a energia solar concentrada, considerando as extensas reservas de gás natural disponíveis e a presença de diversas usinas em locais com alta incidência solar. O gás natural também tem uma emissão de carbono muito menor e impactos ambientais reduzidos quando comparado a outros combustíveis fósseis, tal como o carvão mineral. Além disso, estas usinas são fundamentais para a estabilidade de curto e longo prazo do Sistema Interligado Nacional (SIN), especialmente para um cenário futuro em que mais fontes renováveis intermitentes serão implantadas.

Diversos recursos das usinas de ciclo combinado a gás natural NGCC podem ser compartilhados com usinas solares, tais como turbomáquinas, bombas, sistemas de rejeição de calor, estações de tratamento de água, subestação, dentre outros equipamentos, além da própria infraestrutura da usina, recursos humanos e financeiros. Esta estratégia permite a redução do custo de investimento e de custos operacionais, agregando maior competitividade econômica ao empreendimento da planta solar.

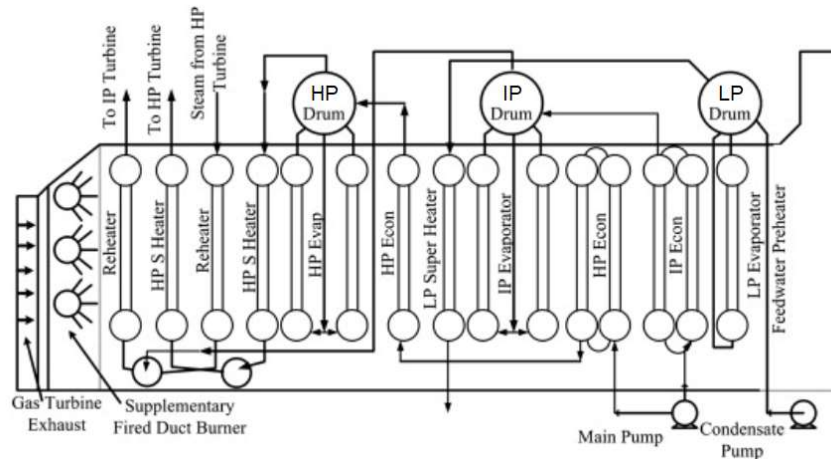
Diversas configurações (*layouts*) podem ser adotadas para integração da planta solar com os ciclos Brayton e Rankine presentes em uma planta típica de ciclo combinado. Na integração no ciclo Brayton, em geral, a energia solar é inserida no fluxo de ar após o compressor e antes da etapa de combustão, permitindo reduzir o consumo de combustível. No caso da integração no ciclo Rankine, a interligação da planta solar ocorre com a caldeira de recuperação de calor (*Heat Recover Steam Generator - HRSG*), permitindo aumentar a produção de vapor da caldeira e a potência da turbina a vapor.

As caldeiras de recuperação de calor são compostas por diversos equipamentos e trocadores de calor dispostos em série após a descarga da turbina a gás, nos quais são realizadas as etapas de aquecimento, evaporação da água e superaquecimento do vapor, que podem ser realizadas usualmente em um, dois ou três níveis de pressão, a depender do projeto do equipamento e com base nas condições operacionais do ciclo Rankine, sendo possível ainda a inclusão de etapas de reaquecimento do vapor proveniente da turbina para aumento da eficiência do sistema. A Figura 5 exemplifica uma caldeira típica com três níveis de pressão e reaquecimento.

A complexidade das caldeiras de recuperação de calor, mesmo para projetos com apenas um nível de pressão, permite diversas configurações de interligação da energia solar térmica. A alternativa de interligação irá influenciar na performance tanto da caldeira de recuperação de calor e da turbina a vapor da planta existente quanto da planta solar. Assim, faz-se necessário avaliar quais alternativas permite maximizar a performance global da planta

híbrida, bem como qual a influência na performance e operação dos equipamentos existentes do ciclo vapor.

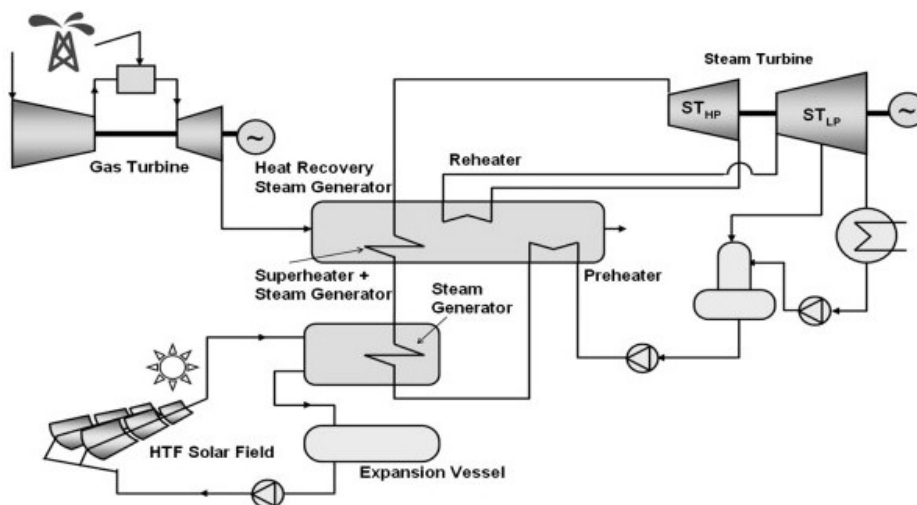
Figura 5 – Exemplo de uma caldeira de recuperação com três níveis de pressão e reaquecimento de vapor.



Fonte: Carazas, Salazar e Souza (2011)

A Figura 6 apresenta como exemplo a utilização da energia solar térmica para geração complementar de vapor saturado em uma planta operando em ciclo combinado. Neste caso, foram utilizados coletores de calhas parabólicas para realizar o aquecimento do fluido de transferência térmica (HTF), o qual é utilizado posteriormente no trocador de calor (*Steam-Generator*) para evaporação da água extraída da caldeira na saída do economizador. O vapor gerado é direcionado ao superaquecedor, se juntando ao fluxo principal da caldeira.

Figura 6 - Exemplo de uma planta solar híbrida operando em ciclo combinado.



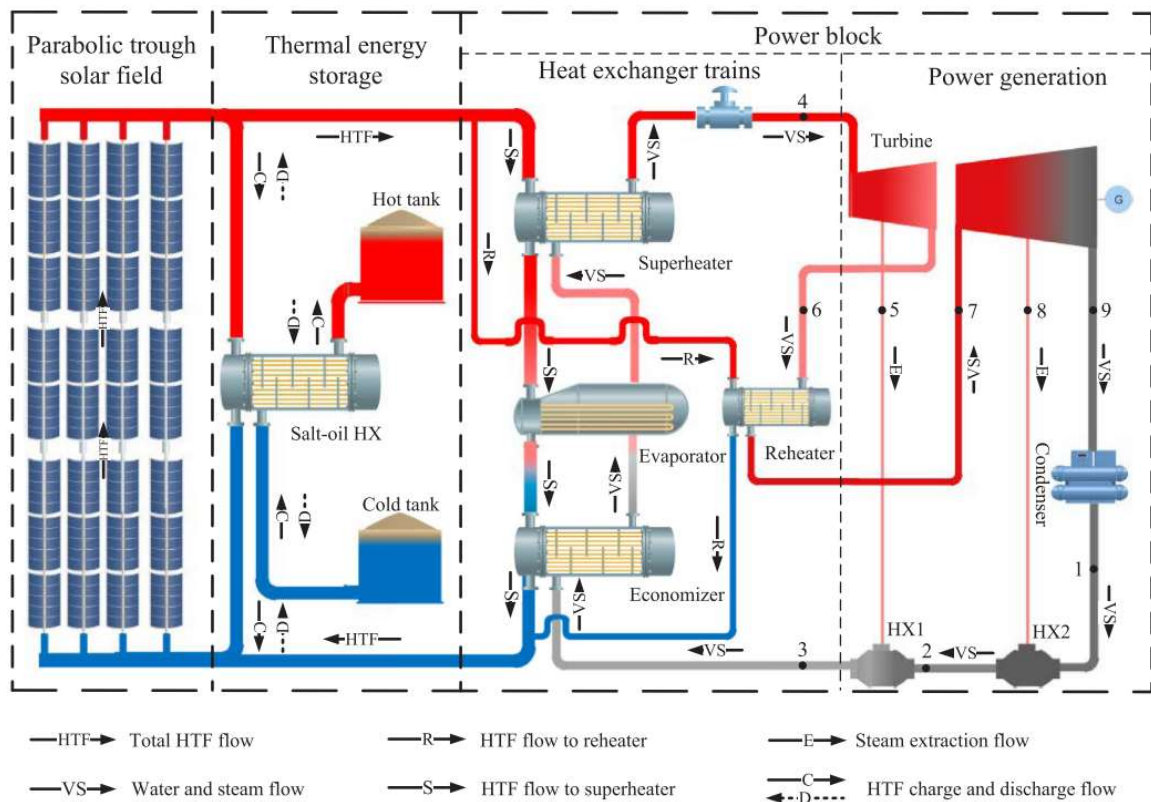
Fonte: Montes *et al.* (2011)

Nos subtópicos a seguir serão apresentadas as revisões bibliográficas sobre plantas de energia solar concentrada que utilizam coletores do tipo calha parabólica, integração da energia solar concentrada às plantas de ciclo combinado e, por fim, os objetivos do presente trabalho.

1.1. Plantas de energia solar concentrada

As plantas de energia solar térmica, também designadas por plantas heliotérmicas ou solar concentrada, operam tipicamente sob as condições operacionais de um ciclo Rankine convencional, utilizando a energia solar direta ou indiretamente para a geração de vapor superaquecido. Usualmente, são compostas por três seções principais: o campo solar, o sistema de armazenamento térmico e o bloco de potência, conforme ilustrado na Figura 7.

Figura 7 - Fluxograma da planta solar elaborada com base na planta Andasol II.



Fonte: Wei *et al.* (2020).

O primeiro bloco à esquerda é o campo solar, composto pelo conjunto de coletores do tipo calha parabólica que realizam o aquecimento do óleo sintético. Na sequência, a vazão excedente do óleo é desviada para o trocador de calor do sistema de armazenamento térmico

para o aquecimento do sal fundido, que armazena a energia térmica no tanque quente. Em condições de baixa produção no campo solar, o sal fundido armazenado no tanque é utilizado para aquecer o óleo e manter a operação da planta próxima às condições nominais. No bloco seguinte, o óleo térmico é distribuído por trocadores de calor óleo-água, para aquecimento da água e geração de vapor superaquecido em uma primeira etapa e reaquecimento do vapor em uma segunda etapa. No último bloco à direita, o vapor superaquecido é utilizado para geração elétrica na turbina a vapor.

O coletor solar do tipo calha parabólica, mostrado na Figura 8, é uma das tecnologias comercialmente mais difundidas e empregadas em diversas plantas em operação no mundo (ver Figura 3). Estes coletores utilizam espelhos parabólicos de modo a aumentar a densidade energética sobre os tubos receptores, convertendo a radiação solar em energia térmica útil, e permitindo a geração de vapor nas condições usuais do ciclo Rankine. Tubos externos de vidro são empregados para reduzir as perdas térmicas, sendo o espaço anular preenchido por gás a baixa pressão ou vácuo.

Figura 8 - Exemplo típico de coletores solares de calha parabólica.



Fonte: Office of Energy Efficiency and Renewable Energy (2016).

O óleo sintético é utilizado em larga escala como fluido de transferência térmica (HTF) no campo solar, embora apresente algumas desvantagens, tais como a baixa estabilidade térmica

em temperaturas elevada, fato que limita sua temperatura de trabalho em cerca de 400 °C, bem como custo elevado. Algumas opções têm sido avaliadas na busca de superar as limitações do óleo sintético, tais como CO₂ a alta pressão, ar, sal fundido e metais líquidos (BENOIT *et al.*, 2016)

Recentes estudos investigaram a viabilidade de utilizar diretamente a água para aquecimento e geração de vapor saturado ou superaquecido, eliminando a necessidade de se utilizar um fluido intermediário e trocadores de calor óleo-água. Neste caso, as principais vantagens da geração direta de vapor (DSG) em relação ao óleo sintético seriam a maior temperatura de trabalho, maior rendimento do ciclo Rankine, menor custo de implantação e menores impactos ambientais. A geração direta de vapor apresenta, no entanto, algumas desvantagens e limitações a serem superadas, tais como maior complexidades dos sistemas de controle, pressão elevada nos tubos absorvedores, e ocorrência de escoamento multifásico, fato que pode implicar em instabilidades no fluxo e redução na taxa de transferência interna de calor, a depender do padrão de escoamento (DE SÁ *et al.*, 2018).

O adequado dimensionamento de cada equipamento da planta de potência é fundamental para um bom desempenho energético e econômico do empreendimento. Um dos principais parâmetros a ser avaliado nesse sentido é o múltiplo solar (SM), que corresponde à razão entre a potência térmica produzida pelo campo solar no ponto de projeto e a potência térmica nominal do bloco de potência. O ponto de projeto é normalmente arbitrado próximo ao valor máximo histórico de radiação normal direta (DNI) para a localidade em estudo. Para um SM unitário, por exemplo, o bloco de potência opera quase a totalidade do tempo em carga parcial, com um baixo fator de utilização. Mesmo para plantas que não possuem sistema de armazenamento térmico, o ponto ótimo do SM será superior ao valor unitário (MONTES *et al.*, 2009). Valores muito elevados para o SM, entretanto, podem reduzir o fator de capacidade (percentual médio de utilização) do campo solar.

Neste contexto, a inserção de equipamentos para armazenamento da energia térmica excedente, que não pode ser imediatamente consumida pelo bloco de potência, contribui para aumentar o fator de capacidade dos equipamentos do campo solar e do ciclo vapor, permitindo a utilização da energia armazenada conforme a demanda (GONZÁLEZ-ROUBAUD; PÉREZ-OSORIO; PRIETO, 2017). O sistema de armazenamento térmico (TES) permite ainda absorver as variações da radiação solar, que podem ocorrer com frequência devido a efeitos de nebulosidade, e evitar, desta forma, oscilação indesejada no fornecimento térmico ao ciclo vapor, ou mesmo o desligamento da planta de potência. A capacidade de armazenamento,

expressa em horas, corresponde ao tempo que este sistema permite ao bloco de potência operar em sua capacidade nominal.

Diversos estudos foram realizados com o objetivo de simular o comportamento de plantas de energia solar por concentradores do tipo calha parabólica. Patnode (2006) utilizou como referência a planta SEGS VI, localizada no deserto de Mojave, Califórnia/EUA, para a modelagem da planta solar e validação com dados de operação. O modelo foi utilizado para avaliar efeitos de degradação dos coletores, estratégias de controle de vazão do fluido de transferência térmica (HTF) e projetos alternativos do condensador. Esta mesma planta foi utilizada por Manzolini *et al.* (2011) para desenvolvimento e validação de um código projetado para projeto e dimensionamento de plantas solares.

Llorente García, Álvarez e Blanco (2011) e Al-Maliki *et al.* (2016) realizaram estudos independentes relativos à modelagem da planta Andasol-II localizada na Espanha, sendo o primeiro trabalho com enfoque no desempenho termodinâmico da planta e o segundo na modelagem dinâmica. Ambos os estudos realizaram a validação dos modelos matemáticos com dados reais de operação. Esta mesma planta Andasol II foi utilizada como referência por Wei *et al.* (2020), que propôs um modelo analítico para os trocadores de calor com objetivo de realizar a modelagem dinâmica da planta solar. Os resultados foram comparados com os dados de operação da planta Andasol II e apresentaram boa concordância.

Em cada estudo citado anteriormente, as estruturas e lógicas de controle são representadas com variados níveis de detalhamento e, em geral, são adotados modelos simplificados para representar as diversas condições operacionais da planta e estratégias de despacho do armazenamento térmico.

As modelagens ótica e termodinâmica dos coletores de calha parabólica foram tratadas em detalhes por Duffie e Beckman (2013) e Kalogirou, (2014), embora diversos estudos abordem aspectos mais específicos deste tipo de equipamento. Padilla *et al.* (2011) realizaram a análise numérica unidimensional dos coletores, propondo correlações detalhadas para modelar a transferência de calor por condução, convecção e radiação. Sharma Nayak e Kedare (2013) investigaram os efeitos de sombreamento entre fileiras adjacentes de coletores, bem como os efeitos da latitude e orientação sobre a energia total disponível no plano dos espelhos. Pigozzo *et al.* (2014) realizaram a análise numérica e experimental das perdas térmicas em um coletor parabólico de pequena escala. Liang, You e Zhang (2015) investigaram a influência de diferentes abordagens para a modelagem unidimensional (1-D) da transferência de calor, comparando os resultados com dados experimentais e com modelos tridimensionais (3-D). Os

resultados indicaram que os efeitos de condução entre as superfícies internas e externas do tubo absorvedor e envelope de vidro (condução radial), e nos nós adjacentes ao longo do comprimento do tubo (condução axial), podem ser desprezados.

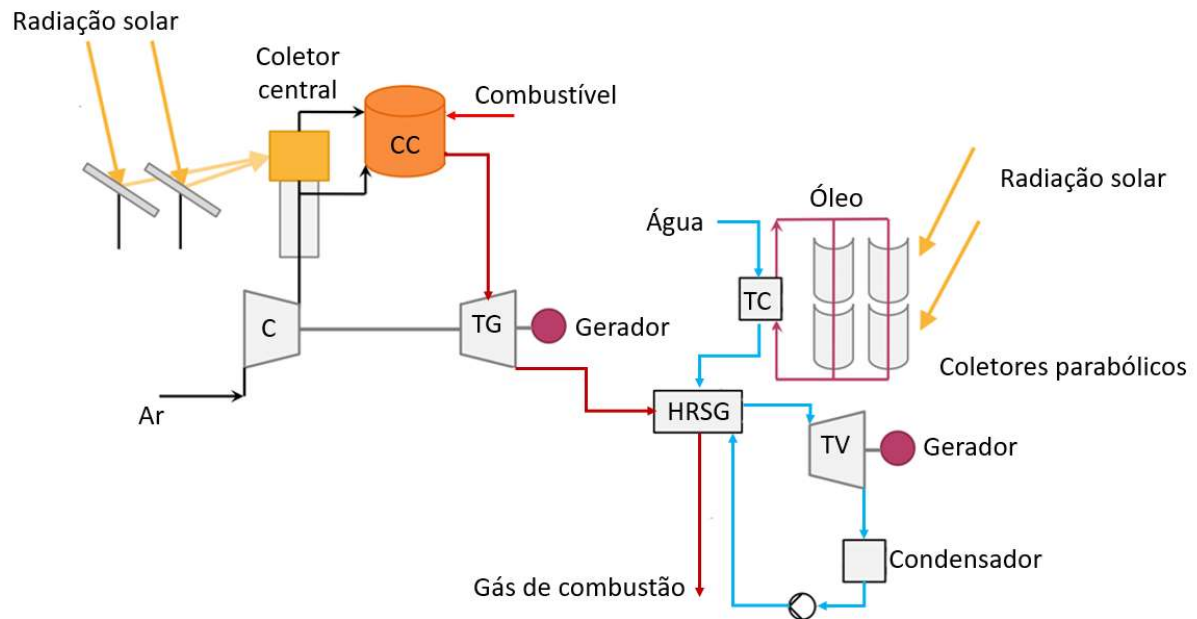
A análise exergética de plantas solares foi realizada por Reddy, Kaushik e Tyagi (2012) para coletores do tipo calha parabólica. Foi realizado o cálculo da exergia disponível no plano de abertura dos coletores e na superfície do tubo absorvedor, bem como são apresentadas as equações para cálculo de exergia e irreversibilidades nos demais equipamentos da planta. Foi verificado que o conjunto coletor-receptor representa a maior parte das irreversibilidades geradas na planta, com uma eficiência exergética da ordem de 39,09%.

Um estudo similar foi realizado por Xu *et al.* (2011) quanto à análise exergética de coletores centrais do tipo torre solar. Foi verificado que o coletor central é o componente que mais contribui com a geração de irreversibilidades, em torno de 44,2% do total da planta, seguido pelo campo de heliostatos, com cerca de 33,1% do total. O estudo indica que um aumento da temperatura do fluido de trabalho do coletor central, neste caso o sal fundido, poderia contribuir para aumentar a eficiência exergética do sistema. Além disso, um aumento na razão de concentração da radiação solar concomitantemente com uma redução da área de abertura do receptor central contribuiria com o aumento tanto da eficiência energética quanto da eficiência exergética da planta.

1.2. Integração da energia solar concentrada a plantas de ciclo combinado

Diversas configurações e estratégias híbridas têm sido propostas na literatura, considerando a integração solar tanto com ciclo *topping* (Brayton) quanto com o ciclo *bottoming* (Rankine) (POWELL *et al.*, 2017; PRAMANIK; RAVIKRISHNA, 2017). A Figura 9 exemplifica estas duas opções de acoplamento da planta solar ao ciclo combinado. No ciclo *topping*, concentradores do tipo torre central podem ser utilizados para atingir temperaturas mais elevadas, de modo a fornecer energia para aquecimento do ar na saída do compressor axial da turbina a gás, reduzindo o consumo de combustível, enquanto no ciclo *bottoming* coletores lineares do tipo calha parabólica podem ser utilizados para aquecimento e geração de vapor complementar para a caldeira de recuperação de calor, contribuindo para aumento da geração da planta.

Figura 9 - Exemplo de integração da energia solar nos ciclos Brayton e Rankine em plantas de ciclo combinado.



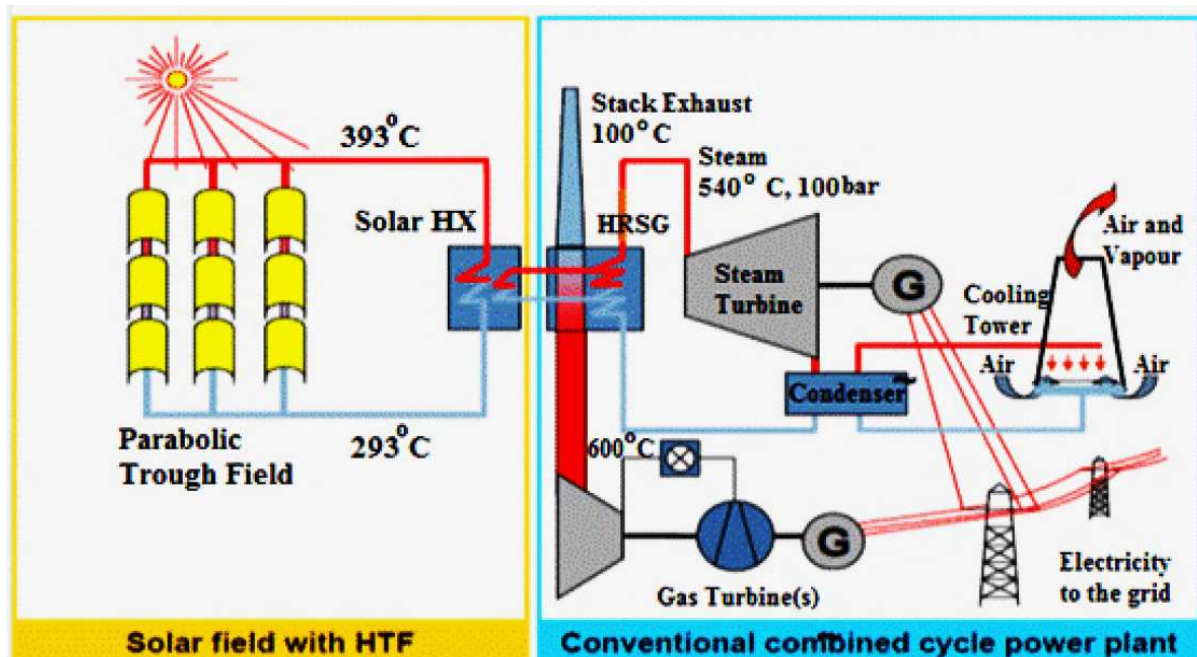
Fonte: adaptado de Pramanik e Ravikrishna (2017).

A planta de Kurymat no Egito é um exemplo de uma planta integrada de ciclo combinado com energia solar (ISCC), com uma capacidade de cerca de 135 MW e em operação desde 2011, ilustrada na Figura 10. Esta usina usa coletores de calha parabólica para aquecer o óleo sintético e não possui sistema de armazenamento de energia térmica. Uma fração da água pré-aquecida em alta pressão é evaporada e levemente superaquecida nos trocadores de calor da planta solar, retornando à caldeira. Um modelo detalhado desta usina foi desenvolvido no software TRNSYS® por Abdel Dayem *et al.* (2014), com objetivo de investigar o desempenho nas condições meteorológicas de Meca, na Arabia Saudita. Os resultados mostraram que um aumento de até 10% da energia elétrica produzida pela turbina a vapor poderia ser obtido como resultado de maior incidência da radiação solar direta na cidade de Meca em relação a Kurymat, além disso o percentual de participação da solar como fonte primária da planta híbrida poderia atingir cerca de 25% do total da energia primária consumida pela planta.

Behar (2018) avaliou o desempenho energético de 15 configurações considerando ciclo Brayton com e sem recuperação, ciclo Rankine regenerativo, ciclo combinado, planta solar utilizando óleo e sal fundido, e *layouts* híbridos com integração ao ciclo Brayton e com integração ao ciclo Rankine. Os resultados mostraram que a opção mais eficaz para a conversão de energia solar é a integração do campo solar com coletores do tipo calha parabólica com óleo

sintético no ciclo *bottoming*. Entretanto, caso o objetivo seja redução do consumo de combustível fóssil, a melhor opção de uso da energia solar seria para o pré-aquecimento do ar comprimido, antes de ser injetado nas câmaras de combustão da turbina a gás.

Figura 10 – Exemplo de uma planta ISCC típica em Kuraymat, Egito

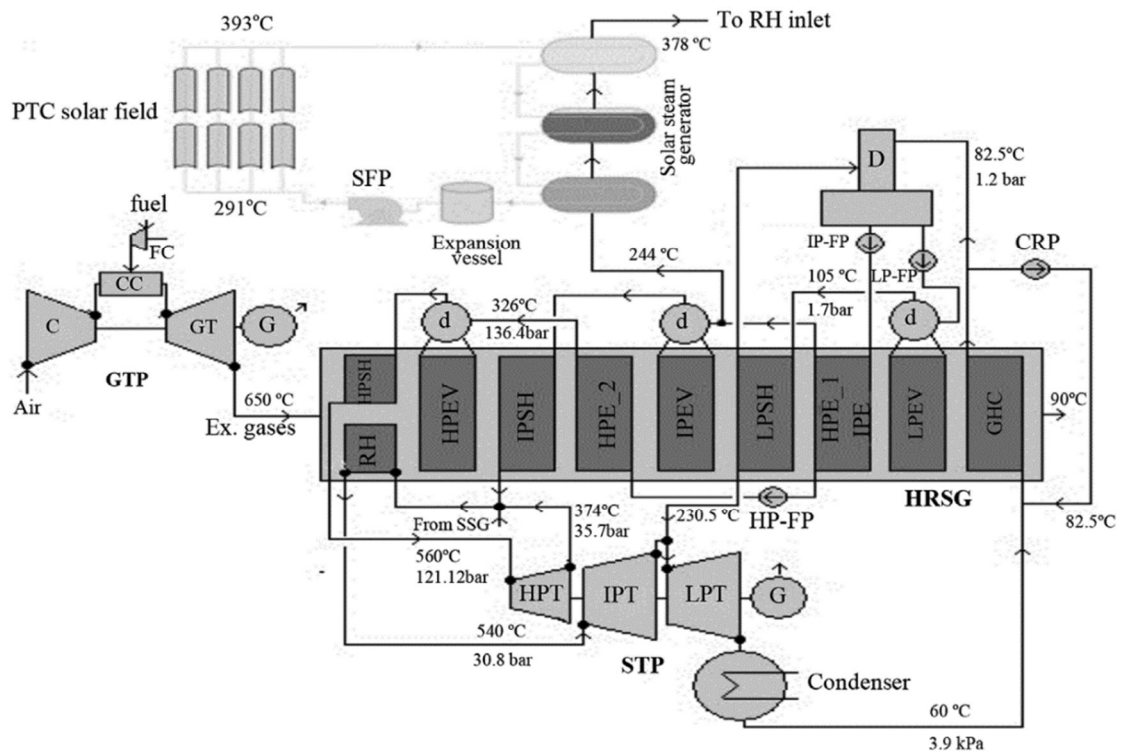


Fonte: Abdel Dayem *et al.* (2014)

Manente, Rech e Lazzaretto (2016) analisaram *layouts* para integração solar em um ciclo *bottoming* de três níveis de pressão em uma planta de ciclo combinado a gás natural (NGCC), considerando calha parabólica, Fresnel linear e torre solar, e concluíram que calha parabólica com óleo sintético aplicado para evaporação de água saturada de alta pressão apresentou o maior valor de eficiência de conversão de energia solar.

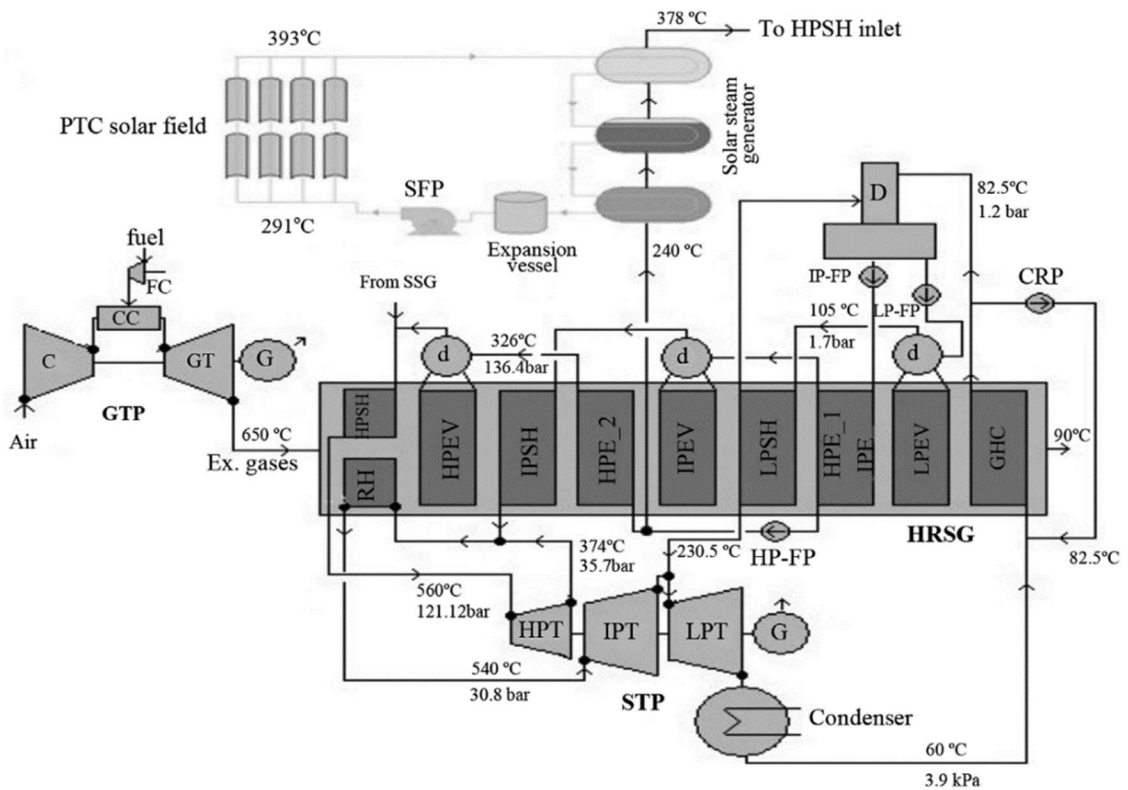
Franchini *et al.* (2013) desenvolveram um estudo comparativo entre as tecnologias de calha parabólica e torre solar aplicadas a uma planta exclusivamente solar e a uma planta híbrida. No caso da planta híbrida, a energia solar é interligada ao ciclo combinado através de trocadores de calor, desviando parte do fluxo de água pré-aquecida à jusante do economizador de alta pressão e retornando com vapor superaquecido à montante do superaquecedor de alta pressão, conforme Figura 11. Foi verificado que os coletores parabólicos apresentam maior eficiência nos meses de verão. Entretanto, no inverno, as perdas térmicas aumentam de modo muito mais acentuado que no coletor central, de modo que este último apresenta uma melhor

Figura 12 - Interligação da planta solar no nível de pressão intermediária.



Fonte: Elmohlawy, Ochkov e Kazandzhan (2019)

Figura 13 - Interligação da planta solar no nível de alta pressão.



Fonte: Elmohlawy, Ochkov e Kazandzhan (2019)

Sachdeva e Singh (2019) realizaram a análise termodinâmica de um ciclo combinado (Brayton, Rankine e ciclo orgânico de Rankine) onde a energia solar térmica é a única fonte primária da planta. Um receptor central (torre solar) utilizando sal fundido como fluido de trabalho foi aplicado para aquecimento do ar após os estágios de compressão da turbina a gás, de modo a atingir a temperatura de projeto na entrada da turbina. O desempenho da planta foi avaliado sob diferentes condições de razão de compressão da turbina a gás, fração de extração de vapor na turbina a vapor de baixa pressão, e pressão de entrada na turbina a vapor de alta pressão. Os resultados mostraram que a máxima eficiência do ciclo combinado triplo de 33,5% é obtida para uma razão de compressão de 24 no ciclo Brayton, vapor de alta pressão a 50 bar e 600 K e vapor de baixa pressão a 20 bar e 600 K, com uma fração de sangria na turbina a vapor equivalente a 20% da vazão de entrada. Além disso, a análise pela Segunda Lei da Termodinâmica mostrou que o recuperador de calor e gerador de vapor do ciclo Rankine orgânico é o componente com menor eficiência, seguido pela caldeira de recuperação de calor, turbina de baixa pressão, turbina do ciclo Rankine orgânico, turbina de alta pressão, compressor e turbina a gás, em ordem crescente.

Elmorsy, Morosuk e Tsatsaronis (2022) realizaram uma avaliação exergoeconômica de cinco configurações para integração de energia solar ao HRSG em uma usina de ciclo combinado, considerando coletores tipo Fresnel e receptor central para geração direta de vapor, e coletores de calhas parabólicas com óleo sintético como fluido de transferência de calor. Um dos parâmetros avaliados neste estudo é o custo nivelado de eletricidade, que corresponde ao custo médio da energia produzida ao longo do ciclo de vida de um determinado ativo (neste caso a usina) considerando os custos ocorrentes em todo o ciclo de vida do ativo, desde a etapa de projeto e instalação até o descomissionamento. Os resultados mostraram que a geração direta de vapor proporciona um menor custo nivelado de eletricidade, no qual o uso do campo solar para evaporar água ou para evaporar e superaquecer o vapor apresentaram resultados semelhantes. O layout com estágio de pré-aquecimento da água apresentou maior custo nivelado.

De acordo com os estudos citados anteriormente e conforme mencionado por Muñoz, Rovira e Montes (2022), em geral, os projetos recentes em operação ou em desenvolvimento adotam integração em ciclo *bottoming* com coletores do tipo calha parabólica e óleo sintético como fluido de transferência térmica, com participação solar de 3% até 14% da produção total da energia primária consumida. Além disso, com base na literatura avaliada, as configurações híbridas que apresentaram melhor desempenho termodinâmico consideram a integração da

energia solar no circuito de alta pressão das caldeiras, para evaporação da água e/ou superaquecimento do vapor.

Os estudos mencionados anteriormente buscaram um esquema ótimo de integração da energia solar para o caso de um novo projeto. O *retrofit* de uma planta operacional para integração solar, entretanto, deve considerar as restrições técnicas de cada projeto, dos equipamentos e das instalações da usina, bem como verificar a necessidade de adequação da planta solar às premissas de projeto da planta existente. Além disso, as condições do mercado local e os aspectos regulatórios exercem forte influência sobre análise técnica e econômica. Nessa perspectiva, alguns trabalhos recentes foram realizados para avaliar o potencial de acoplamento de energia solar com usinas existentes operando com gás natural.

Antonanzas *et al.* (2015) realizaram um estudo de viabilidade de potencial para hibridização solar térmica em turbinas a gás de ciclo aberto e turbinas a gás de ciclo combinado na Argélia. Boretti e Al-Zubaidy (2019) avaliaram o potencial de acoplamento de uma usina solar sem armazenamento térmico com uma planta localizada em Trinidad e Tobago. Abdelhalim e Suárez-Ramón (2020) investigaram o potencial de economia de combustível por meio da hibridização solar em uma usina de ciclo combinado no Egito. Neelam *et al.* (2021) investigaram o desempenho de uma planta híbrida considerando coletores Fresnel e água ou sal fundido como fluidos de transferência de calor. Um trocador de calor solar foi usado para substituir um ou dois estágios de aquecedores da água de alimentação em um ciclo Rankine de 210 MW localizado na Índia, como alternativa para reduzir o consumo de carvão mineral. O tempo de recuperação do capital de investimento foi estimado em cerca de 10,3 anos para o caso de substituição de um estágio de aquecedor de água e 7,9 anos no caso da substituição de dois estágios de aquecedores. Além disso, foi verificada a possibilidade de redução das emissões de dióxido de carbono em 30.729 toneladas de por ano com a substituição de um aquecedor e em 49.415 toneladas de por ano com a substituição de dois aquecedores.

Abdel-Dayem e Hawsawi (2022) realizaram um estudo de viabilidade técnico-econômica de uma planta em cogeração onde a energia solar é utilizada para aquecer a água de alimentação de alta pressão, considerando um coletor solar de calha parabólica, sem um sistema de armazenamento térmico. Uma usina de 62 MW localizada na Arábia Saudita foi usada como referência para o estudo. Os resultados mostraram uma economia de até US\$ 41,5 milhões nos custos do ciclo de vida, quando comparado ao ciclo de vida da planta convencional, tendo por referência uma área de campo solar de 150.000 m² e uma participação solar de 28% no total da energia primária consumida.

Khandelwal *et al.* (2022) propuseram a integração da energia solar térmica como alternativa para operação de usinas de ciclo combinado que são subutilizadas como resultado de custos de combustíveis mais elevados. Uma planta de 328,10 MW localizado no norte da Índia foi usada como referência neste estudo. A planta híbrida proposta pelos autores considera o uso de energia solar para fornecer vapor de alta pressão em paralelo à caldeira. O desempenho da planta foi avaliado em diferentes condições de carga da turbina a gás, considerando diferentes configurações tanto do fluido de transferência de calor quanto do armazenamento de energia térmica. A influência do sistema de armazenamento de energia térmica em cascata foi analisada, considerando o uso de diferentes materiais de mudança de fase. Os resultados mostraram que o sal fundido é a melhor opção como fluido de transferência de calor, e o uso do armazenamento térmico em cascata permitiu aumentar 20,04 MW de potência na turbina a vapor.

Aghdam *et al.* (2021) propuseram a análise Energética, Exergética, Exergoeconômica, Exergoambiental, Emergoeconômica e Emergoambiental (6E) para investigar a influência da integração da energia solar em uma termelétrica existente no Irã. A energia solar foi usada para produzir vapor em paralelo ao evaporador de alta pressão, e a capacidade da usina foi aumentada de 714 MW para 728 MW, enquanto a eficiência elétrica foi aumentada de 45% a 47%.

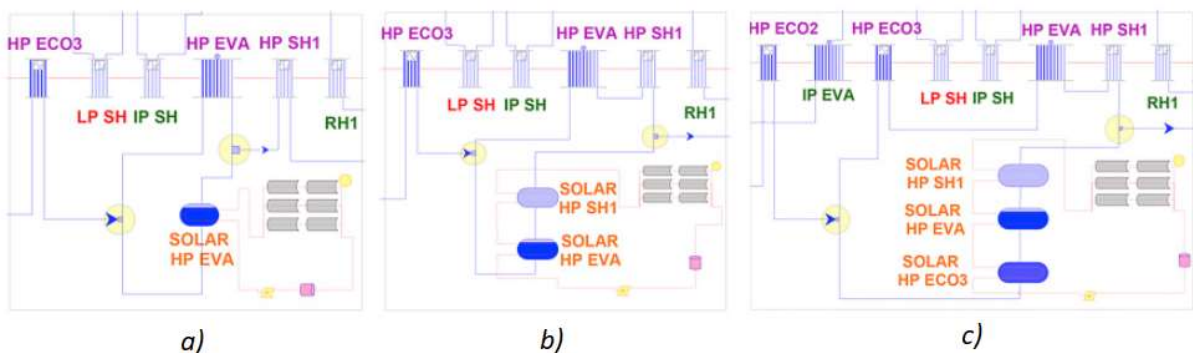
Ameri e Mohammadzadeh (2018) realizaram um estudo termodinâmico, termoeconômico e de ciclo de vida de uma planta ISCC proposta para uma planta convencional localizada no Irã, considerando modificações mínimas nos equipamentos existentes. Três layouts foram aplicados para investigar a introdução de energia solar em um economizador, um evaporador e um superaquecedor conectados à caldeira de recuperação de calor. As configurações híbridas foram capazes de aumentar a potência da planta original de 295 MW para 301 MW, enquanto as emissões específicas de CO_2 diminuíram de 0,455 para 0,435 kg/kWh.

Todos esses trabalhos consideraram a tecnologia de calhas parabólicas e pequenas modificações na planta base, embora a atualização de importantes componentes também seja uma possibilidade para permitir uma maior porcentagem solar. Manente (2016) avaliou seis esquemas de acoplamento de energia solar com o nível de alta pressão da caldeira de recuperação de calor, em uma planta de ciclo combinado localizada na Itália, com capacidade instalada de 390 MWe, e operando com gás natural. Foram considerados três *layouts* com a

utilização de coletores parabólicos, ilustrados na Figura 14, um layout com receptor central e dois *layouts* com coletores Fresnel. Além disso, foi avaliado o cenário com os equipamentos originais do ciclo combinado e um cenário no qual a turbina a vapor e a caldeira de recuperação de calor foram substituídos por equipamentos de maior capacidade. Mantendo os equipamentos inalterados, a fração de energia solar é limitada a 19 MWe para estratégia de economia de combustível e 17 MWe para modo de aumento de potência, enquanto valores próximos ou acima de 50 MWe de energia solar podem ser obtidos substituindo os equipamentos existentes.

O estudo de plantas solares híbridas no mercado elétrico brasileiro foi realizado por alguns autores. Burin *et al.* (2015) (2016) investigaram o acoplamento da energia solar com uma planta de cogeração com bagaço de cana-de-açúcar, na qual a energia solar é usada para pré-aquecer a água de alimentação em um ciclo de cogeração, permitindo a economia de combustível e estendendo a geração de eletricidade para o período de entressafra. A integração de coletores do tipo Fresnel linear com um ciclo de cogeração em uma fábrica de papel foi proposta por Burin, Giudice e Bazzo (2018), e Bohrer Filho (2015) avaliou a integração da energia solar térmica em uma termelétrica brasileira operando em ciclo combinado, tendo como premissa a geração direta de vapor superaquecido de modo paralelo às caldeiras recuperadoras. Cavalcanti, Lima e De Souza (2020) realizaram um estudo comparativo entre um sistema de captura de carbono e um sistema de energia solar concentrada aplicados a um ciclo combinado de gás natural localizado no nordeste do Brasil, considerando análise exegética e de impacto ambiental. A aplicação da energia solar apresentou melhores resultados, com maior aumento na potência líquida da planta e menor impacto ambiental em comparação com a opção de captura de carbono.

Figura 14 - Layouts de integração da planta solar com o ciclo combinado: a) em paralelo ao evaporador, b) em paralelo ao evaporador e ao superaquecedor, c) em paralelo ao economizador, evaporador e superaquecedor.

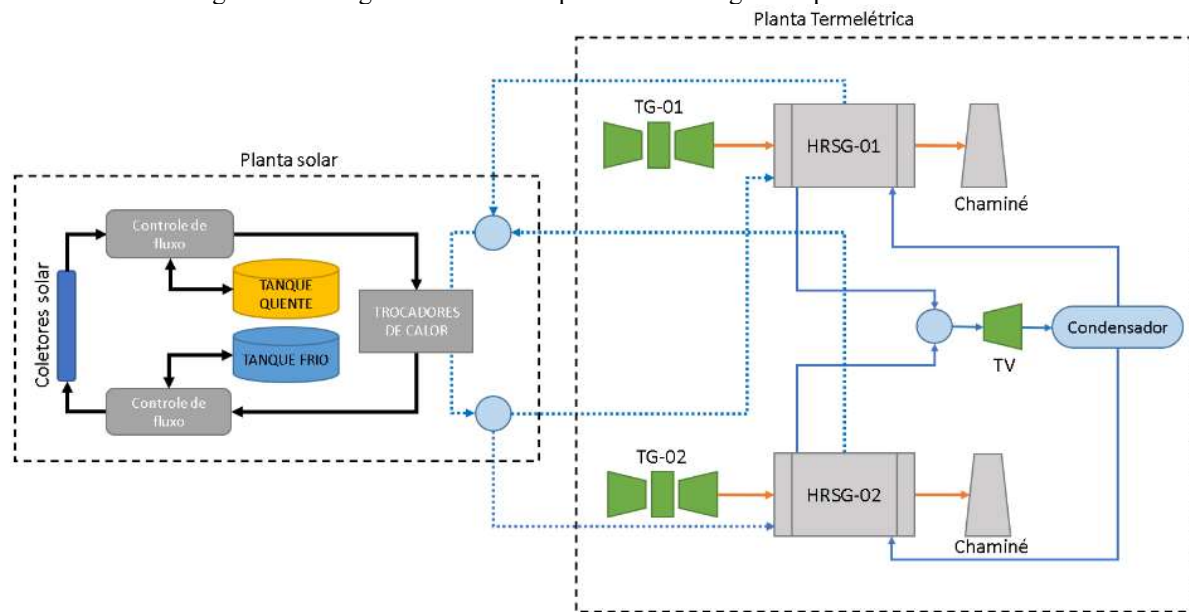


Diversos estudos de alternativas para integração da energia solar térmica a unidades industriais de geração de energia foram revisados neste capítulo, considerando a integração com o ciclo Rankine e com o ciclo Brayton, bem como o uso de coletores do tipo calha parabólica e receptor central, utilizando óleo sintético e sal fundido como fluidos de transferência térmica, os quais foram aplicados em diferentes configurações para redução de consumo de combustível fóssil e aumento de geração de energia.

Não foram encontrados estudos relacionados a uma avaliação das alternativas de acoplamento da energia solar concentrada com uma planta existente operando em ciclo combinado, considerando o impacto nos principais equipamento da planta base. Desta forma, a novidade deste trabalho é realizar a simulação e a análise de desempenho energético e exergético de doze *layouts* propostos para acoplamento de uma usina solar concentrada com uma usina operacional baseada em um ciclo combinado (Brayton e ciclo Rankine) localizada no Brasil, bem como investigar como a integração da usina solar afeta a operação da caldeira de recuperação de calor e da turbina a vapor. Por fim, este trabalho busca contribuir com o estudo de uma aplicação que se aproxime de uma condição real da indústria, e de modo a fornecer dados de performance termodinâmica das plantas híbridas para servir de referência a estudos de *retrofit* de unidades industriais, tendo por objetivo final contribuir com a inserção gradual da energia solar térmica no mercado elétrico brasileiro.

Para este trabalho foi considerada a integração da energia solar no ciclo Rankine (*bottoming*), que é a opção que tem sido adotada em projeto recentes de plantas de ciclo combinado com energia solar térmica, conforme citado anteriormente. Além disso, a integração da energia solar no ciclo Rankine pode ser realizada mediante modificações simples dos equipamentos existentes, enquanto a integração no ciclo Brayton exigiria extensas modificações nos equipamentos e sistemas da turbina a gás, não havendo casos precedentes na literatura avaliada. O coletor de calha parabólica foi adotado como tecnologia de concentração, considerando que sua faixa de temperatura de operação é mais adequada para a integração solar no ciclo Rankine quando comparada às alternativas de receptor central (torre solar) ou Fresnel, e por ser a tecnologia mais madura na indústria, aplicada em projetos recentes de diversas plantas híbridas. Óleo sintético ou sal fundido foram assumidos como fluidos de trabalho da planta solar, tendo em vista que são amplamente utilizados em usinas solares e permitem o uso do sistema de armazenamento de energia térmica. O fluxograma simplificado da planta de referência com o acoplamento da planta solar está ilustrado na Figura 15, o qual será descrito em detalhes no Capítulo 2.

Figura 15 – Diagrama de fluxo da planta solar integrada à planta termelétrica.



Fonte: Próprio autor (2022).

A modelagem termodinâmica e os modelos matemáticos adicionais foram desenvolvidos no software open-source OpenModelica. Um modelo matemático dinâmico unidimensional (1-D) foi usado para modelar o receptor coletor de calha e o fluxo interno em cada seção do Gerador de Vapor de Recuperação de Calor (HRSG). As transferências de calor por condução, convecção e radiação foram modeladas no tubo receptor, tampa de vidro e suportes. Uma eficiência isentrópica constante foi adotada para bombas, turbinas a gás e a vapor, e os trocadores de calor da usina solar foram modelados por meio do método *Number of Transfer Units* (NTU). O sistema de armazenamento de energia térmica (TES) foi modelado como um sistema de dois tanques com armazenamento direto ou indireto, e uma estratégia de despacho TES foi desenvolvida. A proposta de usina solar com armazenamento térmico é integrada ao Gerador de Vapor de Recuperação de Calor (HRSG) considerando vários layouts para diferentes estratégias, seja para fornecer água aquecida, vapor saturado ou superaquecido.

Dados extraídos de um ano meteorológico típico foram usados como entrada para os modelos matemáticos, e simulação da planta híbrida foi realizada em regime transiente, em um único dia com elevada incidência de radiação solar. Foram realizadas as análises pela Primeira Lei e pela Segunda Lei da Termodinâmica em cada equipamento, servindo de base para o cálculo de eficiência e dos demais indicadores de performance avaliados neste trabalho, os quais foram utilizados para comparar o desempenho dos layouts propostos. Para o layout de melhor

desempenho, foi realizada uma análise anual, possibilitando avaliar o desempenho mensal da planta híbrida e a influência das condições meteorológicas ao longo do ano.

1.3. Objetivos

Este trabalho tem por objetivo principal investigar as configurações de acoplamento de uma planta solar de coletores solares parabólicos a uma usina termelétrica existente operando em ciclo combinado, de modo a complementar a geração energética com uma fonte renovável, buscando o aumento de geração e possibilitando a redução de custos operacionais através da redução do consumo de combustível fóssil, além contribuir para mitigar a emissão de gases nocivos na atmosfera. Através da modelagem termodinâmica do sistema acoplado, pretende-se avaliar diversas configurações para identificar os *layouts* que aumentam o desempenho da planta de potência híbrida.

Além disso, com base nos *layouts* avaliados pretende-se verificar a influência do fluido de trabalho da planta solar, neste caso o óleo e o sal fundido, sobre o desempenho termodinâmica da planta híbrida, bem como investigar o impacto do acoplamento da planta solar sobre os equipamentos da planta base. Por fim, pretende-se realizar uma análise complementar com objetivo de investigar o desempenho da planta híbrida ao longo do ano e o potencial anual de aumento de geração elétrica e economia de combustível fóssil.

2. METODOLOGIA DE MODELAGEM

2.1. Equações básicas

Nesta seção são apresentadas as equações básicas utilizadas na modelagem dos equipamentos da planta termelétrica existente e da planta solar. A modelagem matemática foi implementada no software aberto OpenModelica, utilizando e adaptando os modelos das bibliotecas disponíveis, conforme detalhado no Anexo A.

A equação da conservação de massa e a 1ª Lei da Termodinâmica são as equações principais aplicadas em cada um dos equipamentos da planta de potência (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003):

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = \left(\frac{dm}{dt} \right)_{vc} \quad (1)$$

$$\sum \dot{Q}_{vc} - \sum \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = \left(\frac{dE}{dt} \right)_{vc} \quad (2)$$

onde $\left(\frac{dm}{dt} \right)_{vc}$ e $\left(\frac{dE}{dt} \right)_{vc}$ são a taxa de variação de massa e de energia dentro do volume de controle, \dot{m}_e e \dot{m}_s são as vazões mássicas de entrada e de saída do volume de controle, h_e e h_s são os valores de entalpia na entrada e na saída, \dot{Q}_{vc} é a taxa de transferência de calor para o volume de controle e \dot{W}_{vc} é a taxa de transferência de trabalho realizada pelo volume de controle.

O cálculo da variação de entalpia em cada equipamento que produz ou consome trabalho mecânico foi realizado tendo por parâmetro sua eficiência isentrópica (η), conforme Equação (3) para a turbina a gás e turbina a vapor, e Equação (4) para compressores e bombas centrífugas (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003):

$$(h_s - h_e) = \eta \cdot (h_{is} - h_e) \quad (3)$$

$$\eta \cdot (h_s - h_e) = (h_{is} - h_e) \quad (4)$$

onde h_e e h_s são as entalpias do vapor na entrada e na saída de cada equipamento e h_{is} é a entalpia no estado isentrópico na saída.

O cálculo da exergia de fluxo (e_x) nas entradas e saídas de cada equipamento foi realizado através da Equação (5) para o caso de regime permanente (BEJAN, 2016), desconsiderando as exergias associadas à energia cinética e potencial gravitacional. Para o estado morto, assume-se valores constantes de $T_0 = 298 \text{ K}$ e $P_0 = 101,3 \text{ kPa}$.

$$e_x = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (5)$$

onde h, h_0, s, s_0 são as entalpias e entropias no estado avaliado e no estado morto, respectivamente.

Considerando a análise em regime permanente e considerando que todos os escoamentos transportam a mesma substância, temos que a potência útil obtida de um determinado volume de controle ($\dot{E}_{w,vc}$) pode ser obtida através da Equação (6) (BEJAN, 2016):

$$\dot{E}_{w,vc} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum \dot{m}_e \cdot e_{x,e} - \sum \dot{m}_s \cdot e_{x,s} - T_0 \cdot \dot{S}_{ger} \quad (6)$$

onde T_i é a temperatura da fonte (reservatório) de calor, \dot{Q}_i é o calor trocado com cada fonte de calor e \dot{S}_{ger} é a entropia gerada no volume de controle avaliado.

A Equação (6) foi modificada considerando que o volume de controle possui fronteiras rígidas, as quais não realizam trabalho, de modo que a potência útil é igual ao trabalho de eixo em um dado volume de controle (\dot{W}_{vc}), e considerando a componente $T_0 \cdot \dot{S}_{ger}$ como sendo as irreversibilidades relativas a cada equipamento da planta (\dot{Irr}_{vc}), conforme mostrado na Equação (7):

$$\dot{Irr}_{vc} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum \dot{m}_e \cdot e_{x,e} - \sum \dot{m}_s \cdot e_{x,s} - \dot{W}_{vc} \quad (7)$$

Nos coletores parabólicos, foi avaliada a exergia disponível devido a área de abertura dos espelhos ($\dot{E}x_{col}$) e na superfície externa dos tubos absorvedores ($\dot{E}x_{abs}$), Equações (8) e (9), tendo por referência a temperatura aparente de corpo negro do sol (T_{cns}), adotada como sendo 5600 K, temperatura ambiente (T_{amb}) e temperatura da superfície do absorvedor (T_{abs}), (REDDY; KAUSHIK; TYAGI, 2012):

$$\dot{E}x_{col} = \dot{Q}_{col} \left(1 - \frac{4 T_{amb}}{3 T_{cns}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{amb}}{T_{cns}} \right)^4 \right) \quad (8)$$

$$\dot{E}x_{abs} = \dot{Q}_{abs} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{abs}} \right) \quad (9)$$

onde \dot{Q}_{col} e \dot{Q}_{abs} são a potência da radiação solar no plano de abertura dos coletores e a potência efetivamente absorvida pelo tubo receptor.

A eficiência global da planta termelétrica através da primeira lei (η_{ute}) foi calculada pela Equação (10), adaptada de Behar (2018), considerando a razão entre a potência elétrica líquida da planta (\dot{W}_{liq}) pela potência térmica de entrada, obtida através da queima do gás combustível nas duas turbinas a gás. A eficiência global considerando a segunda lei ($\eta_{II,ute}$) foi calculada pela razão entre a potência líquida da planta e a exergia total de entrada através da admissão de ar da turbina ($\dot{E}x_{tg,e}$), e exergia química do gás combustível ($\dot{E}x_{gn}$), conforme Equação (11), sendo as irreversibilidades contabilizadas conforme Equação (12), adaptado de Moreno-Gamboa, Escudero-Atehortua e Nieto-Londoño (2020). As eficiências pela Segunda Lei e demais equações específicas para as plantas híbridas são apresentadas no item 2.4.1.

$$\eta_{ute} = \frac{\dot{W}_{liq}}{2 \cdot LHV_{comb} \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (10)$$

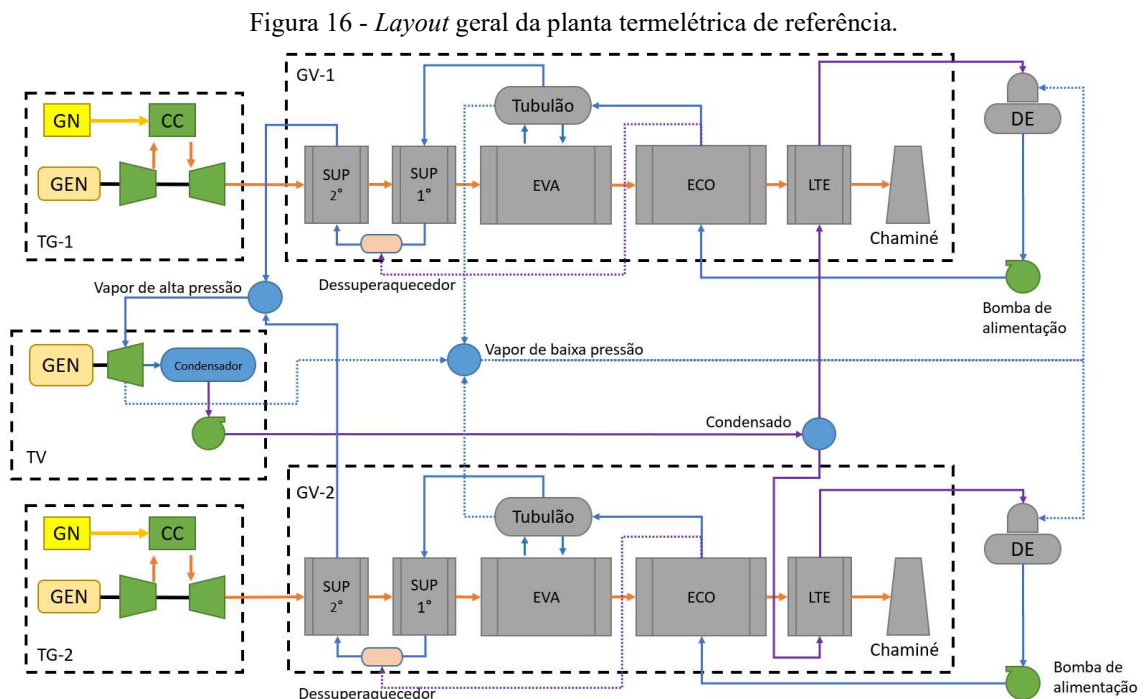
$$\eta_{II,ute} = \frac{\dot{W}_{liq}}{2 \cdot (\dot{E}x_{gn} + \dot{E}x_{tg,e})} \quad (11)$$

$$\dot{I}rr_{ute} = 2 \cdot (\dot{E}x_{gn} + \dot{E}x_{tg,e}) - \dot{W}_{liq} \quad (12)$$

onde LHV_{comb} é o poder calorífico inferior do gás combustível, \dot{m}_{comb} é a vazão do gás combustível, $\dot{E}x_{gn}$ e $\dot{E}x_{tg,e}$ são as exergias totais do gás combustível e do ar na entrada da turbina a gás, respectivamente.

2.2. Descrição e modelagem da planta termelétrica

A planta termelétrica sob análise opera em ciclo combinado, fornecendo energia elétrica para o sistema interligado nacional, utilizando exclusivamente gás natural como fonte primária de energia. A planta é composta por dois turbogeradores a gás (TG) de potência nominal de 65 MW cada unidade, duas caldeiras de recuperação de calor e geração de vapor (GV) e um turbogerador a vapor (TV) de potência nominal de 62,5 MW, conforme fluxograma mostrado na Figura 16. As caldeiras são compostas pelo economizador de baixa temperatura (LTE), economizador (ECO), evaporador (EVA) e superaquecedores (SUP) primário e secundário, operando apenas com o gás de exaustão da turbina a gás, não sendo utilizado queimador complementar.



Fonte: Próprio autor.

Para o ciclo Brayton, o processo se inicia com a admissão e filtragem do ar, entrando no compressor axial através das palhetas variáveis de entrada, que realizam o controle de vazão de ar em função da velocidade de eixo e potência da turbina. O ar sai do compressor a uma temperatura de cerca de 400 °C e pressão em torno de 12 bar, sendo admitido nas câmaras de combustão, onde ocorre a queima do gás combustível. A mistura de ar e componentes da queima do combustível, composta principalmente por N₂, O₂, CO₂ e H₂O, é denominada gás de combustão. Este gás passa pela etapa de expansão na turbina, gerando trabalho mecânico de eixo, sendo rejeitado com uma temperatura da ordem de 600 °C. O gás de combustão pode ser rejeitado diretamente para a atmosfera através da chaminé de by-pass (localizada entre a turbina e a caldeira, não está ilustrada na Figura 16), caso a planta esteja operando em ciclo aberto, ou pode ser direcionado para a caldeira de recuperação de calor, caso esteja operando em ciclo combinado, sendo por fim rejeitado para a atmosfera pela chaminé da caldeira.

No ciclo Rankine, o fluxo de água na caldeira se inicia com o bombeamento da água proveniente do condensador (a cerca de 54 a 60 °C) para o LTE, onde ocorre o pré-aquecimento (na faixa de 90 °C a 95 °C), e em seguida é direcionado ao desaerador, onde o vapor de baixa pressão é injetado a contrafluxo, realizando o aquecimento da água até o ponto de saturação e promovendo a desaeração mecânica, sendo este processo fundamental para remoção de oxigênio dissolvido e controle das taxas de corrosão da caldeira. O desaerador é mantido a uma pressão próxima da atmosférica (cerca de 1,2 bar), de modo que a temperatura da água na saída permanece próximo a 102°C.

A partir do desaerador, a água é bombeada de volta para a caldeira através das bombas de alimentação, com uma pressão de saída da ordem de 92 bar a 98 bar. Uma válvula de controle é instalada entre as bombas e o economizador, para fins de controle de nível no tubulão de vapor. No economizador, a água é aquecida até próximo ao ponto de saturação, respeitando uma margem de segurança, denominada temperatura de aproximação (*approach*), a qual é definida pela diferença entre a temperatura da água na saída do economizador e sua temperatura de saturação para a pressão no ponto de saída. Este controle é realizado durante a etapa de dimensionamento da caldeira (projeto), sendo fundamental para evitar a vaporização da água nos tubos de saída e danos no equipamento.

Após o economizador, a água entra no tubulão de vapor (*drum*), o qual tem por função principal realizar a separação das fases água e vapor provenientes do evaporador. O controle de nível neste equipamento é fundamental para evitar o envio de líquido e danos aos tubos do superaquecedor (no caso de nível excessivamente alto), bem como para evitar a ausência de

líquido nos tubos do evaporador (nível excessivamente baixo) e danos por sobreaquecimento dos tubos.

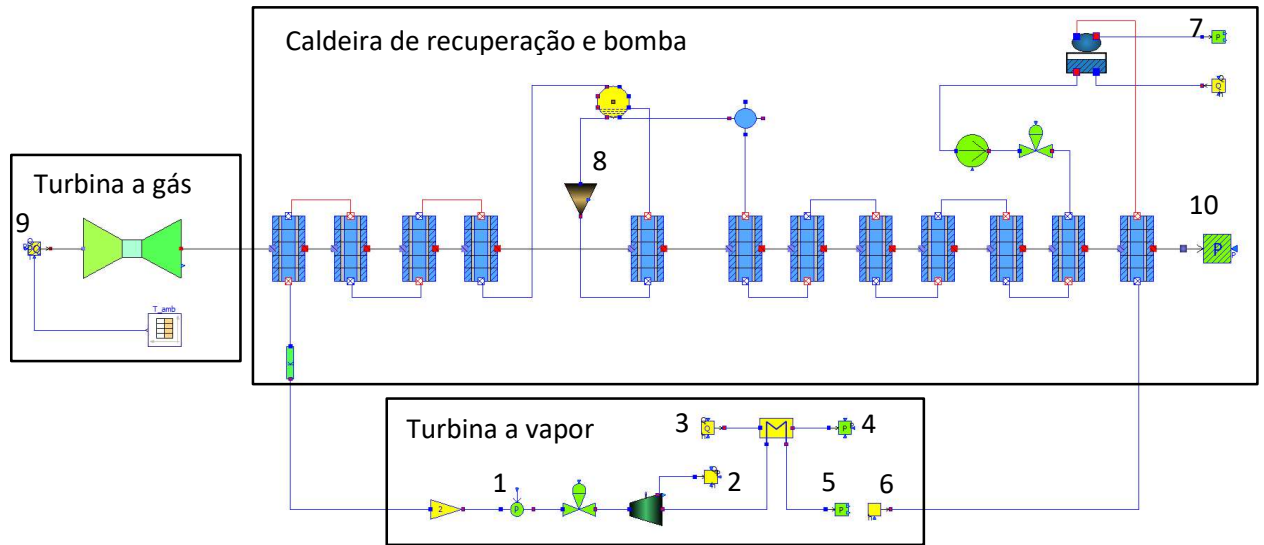
No evaporador, a recirculação da água ocorre por convecção natural, devido a diferença de densidade da água nos tubos de descida (de maior diâmetro e sem aletas) e nos tubos de troca térmica, onde ocorre a evaporação. No tubulão de vapor e no evaporador parte da água é descartada, como medida para controle de sólidos dissolvidos, sendo encaminhada para o vaso de descarga contínua, que opera com pressão próxima à atmosférica. Nestes vasos ocorre a vaporização parcial (*flash*) da água devido à queda de pressão (expansão isentálpica), sendo este vapor recuperado para o sistema de baixa pressão, como meio de reduzir a extração da turbina a vapor.

O superaquecedor é o último estágio da caldeira e tem por função aquecer o vapor até a temperatura nominal de admissão das turbinas a vapor de 500 °C. Entre os estágios primário e secundário do superaquecedor, um dessuperaquecedor é utilizado para ajuste da temperatura de saída, através da injeção de água proveniente do economizador. O vapor produzido pelas duas caldeiras é encaminhado para a turbina a vapor, na qual uma válvula de controle é utilizada para a regulação de pressão, tipicamente em torno de 68 bar.

A turbina a vapor é do tipo condensação, possuindo um ponto de extração para suprimento do sistema de vapor de baixa pressão, utilizado para a desaeração mecânica. Após passar pela expansão na turbina e gerar trabalho mecânico de eixo, o vapor de escape é encaminhado para o condensador a uma temperatura da ordem de 56 °C. O condensador é mantido a uma pressão absoluta da ordem de 0,16 bar, sendo utilizado um sistema de ejetores para extração dos gases não condensáveis e manutenção dos níveis de vácuo durante a operação. O líquido condensado acumulado na câmara inferior do condensador é novamente bombeado para as caldeiras, fechando o ciclo Rankine.

A modelagem da termelétrica implementada no OpenModelica está mostrada na Figura 17, com destaque para os sistemas da turbina a gás, turbina a vapor e caldeira, além de valores de referência aplicados para representar as entradas e saídas do volume de controle da planta, conforme listado na Tabela 1. Alguns valores de referência foram utilizados para representar variáveis controladas, tais como a pressão na entrada da turbina a vapor, pressão de vácuo no condensador e extração da turbina a vapor.

Figura 17 - Diagrama de blocos da planta elaborada no OpenModelica e condições de contorno.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 1 - Valores de referência.

Posição	Variável determinada	Referência
1	Pressão de vapor a montante da turbina a vapor (bar)	68,30
2	Pressão na extração da turbina (bar)	1,35
	Vazão de extração da turbina (kg/s)	1,076
3	Vazão de água de resfriamento (kg/s)	4720
4	Pressão de saída da água de resfriamento (bar)	2,00
5	Pressão de vácuo (bar)	0,15
6	Pressão na entrada do LTE (bar)	8,00
7	Pressão de trabalho do desaerador (bar)	1,05
8	Vazão de recirculação do evaporador (kg/s)	200
9	Temperatura na entrada da turbina a gás (°C)	26
	Umidade relativa na entrada da turbina a gás (%)	76
10	Pressão na saída da chaminé (bar)	1,0002

Fonte: Próprio autor (2022), baseado nas condições de projeto da planta de referência.

A planta termelétrica foi modelada para condições de operação em regime permanente, de modo que foram desabilitadas as eventuais equações específicas para regime transiente nos modelos utilizados a partir das bibliotecas do OpenModelica. Os dados de entrada da simulação são os valores de referência listados na Tabela 1, sendo que os principais dados de saída avaliados são as potências elétricas na saída dos geradores das turbinas a gás e a vapor, e a

produção de vapor da caldeira. As principais premissas adotadas e limitações do modelo estão resumidas a seguir:

- Os equipamentos foram modelados na condição de novos, sem considerar efeitos de degradação e perda de desempenho, depósitos, dentre outros.
- Eficiência termodinâmica constante para o compressor axial e para as turbinas a gás e a vapor, conforme Tabela 2 e Tabela 3.
- As perdas térmicas dos equipamentos para o ambiente foram consideradas apenas nas câmaras de combustão da turbina a gás, considerando que os demais equipamentos possuem isolamento térmico e operam em uma temperatura inferior
- Vazão volumétrica constante na admissão do compressor axial.
- O combustível é completamente consumido no processo de queima (eficiência de combustão de 100%) com base em dados de operação. As perdas de pressão das câmaras de combustão são negligenciadas
- A modelagem da caldeira foi realizada considerando aspectos físicos e geométricos, considerando trocadores de corrente cruzada, número de passes e quantidade de tubos em paralelo, eficiência de aletas, dentre outros.
- Foi adotada vazão constante para a recirculação natural do evaporador para o tubulão de vapor, fixado conforme valores típicos de projeto.
- No tubulão de vapor, foi assumido que há apenas a fase vapor na saída para o superaquecedor (eficiência de separação de 100%), considerando a indisponibilidade de dados de projeto. Esta premissa é corroborada pela ausência de depósitos e outros indícios de arraste de água líquida para o superaquecedor, verificado durante manutenções do equipamento.
- As cargas elétricas da planta são consideradas constantes, exceto para a bomba de alimentação de caldeira, que foi modelada com base na curva de potência requerida em função da vazão de água. Foi assumido o valor de 2,52 MW para a operação do sistema de água de resfriamento (bombas e ventiladores) e sistemas auxiliares em geral, com base em valores típicos da planta de referência.

Algumas simplificações foram adotadas para modelagem da planta, das quais:

- Malhas de controle: não foram representadas as malhas de controle PID, a exemplo dos controles de temperatura e pressão de vapor na saída da caldeira, e controle de nível do tubulão de vapor. Os parâmetros controlados foram fixados conforme valores de projeto.
- Desaerador: aplicado na modelagem da planta base, não foi utilizado no modelo da planta híbrida, na qual foram adotadas as condições de contorno, sem afetar o resultado do cálculo, pois o equipamento opera em pressão atmosférica e em equilíbrio de fases água/vapor, desta forma o estado termodinâmico na saída para a caldeira é praticamente constante.
- Dessuperaquecedor: não considerado no modelo, devido a dificuldades para convergência da simulação, podendo ser implementado como melhoria para trabalhos futuros. Na prática, uma pequena fração de água é desviada da saída do condensador para ser injetada no dessuperaquecedor localizado entre os superaquecedores primário e secundário, tipicamente até 4% da vazão total da caldeira, para controle da temperatura do vapor.
- Sistema de vácuo do condensador e bombeamento de condensado: não foram representados, sendo adotada as condições de contorno na saída do condensador, para fixar a pressão de vácuo, e no retorno do condensado para o pré-aquecedor, para fixar a pressão e entalpia do condensado. O efeito no resultado da simulação pode ser considerado desprezível, uma vez que o estado termodinâmico no condensador é definido pela pressão, que neste caso é constante.
- Linha de recirculação do LTE: a recirculação no LTE é utilizada para manter a temperatura na entrada deste equipamento em torno de 65 °C, como medida para prevenir a condensação de subcomponentes da queima no lado gás de combustão, que possam acelerar o processo de corrosão. Sem a recirculação, a temperatura na entrada do LTE permanece muito próxima à temperatura de retorno do condensado, em 54 °C.
- Fluxos secundários da caldeira: alguns fluxos secundários não foram considerados por serem pouco representativos em relação ao fluxo principal, tais como a purga contínua da caldeira, utilizada para controle de sólidos

dissolvidos (representa cerca de 1,4% da vazão da caldeira) e a extração de vapor motriz para o sistema de ejetores (representa cerca de 0,25% da vazão da caldeira).

Todos os dados necessários para modelagem da planta termelétrica citados neste item 2.2 e demais dados utilizados para comparação com resultados obtidos via simulação, conforme item 2.6, foram disponibilizados pela empresa privada responsável pela operação da planta e revisados pelo autor deste trabalho; estes dados foram baseados na especificação e projeto de equipamentos, e em parâmetros operacionais monitorados no sistema supervisor.

Nas Seções 2.2.1 e 2.2.2 são apresentados os detalhes e modelagem para os turbogeradores a gás e a vapor, caldeiras de recuperação de calor e demais equipamentos que compõem estes subsistemas. A validação do modelo da planta foi realizada com dados reais de operação de uma usina termelétrica registrados nos primeiros meses de operação de cada subsistema, de modo a minimizar os efeitos de perda de desempenho e degradação, conforme descrito na Seção 3.1.

2.2.1. Turbogeneradores

Os turbogeradores a gás são compostos pela seção de admissão e filtragem de ar, compressor axial, câmaras de combustão, turbina de expansão, compartimento de exaustão, e gerador elétrico, o qual é acoplado à turbina através de um redutor para ajuste de velocidade, além dos demais módulos e sistemas auxiliares, tais como sistemas de óleo lubrificante e hidráulico, módulo de tratamento e controle de gás combustível, sistemas de ventilação de ar, sistemas de controle e supervisão, entre outros.

Os turbogeradores a vapor são compostos pelas válvulas de admissão e controle de vapor, turbina de expansão, câmara de exaustão, condensador, e gerador elétrico, o qual é diretamente acoplado à turbina. Os sistemas auxiliares da turbina a vapor incluem o módulo de óleo lubrificante e óleo hidráulico para controle e levantamento de eixo, motorredutor para giro lento do eixo da turbina, sistema de geração de vácuo (ejetores), sistema de controle, dentre outros.

Devido à ausência de dados de projeto de fornecedores, os parâmetros principais de cada equipamento foram levantados através da modelagem reversa: as variáveis principais de desempenho, disponíveis através dos dados de operação e projeto, foram fixados, e os

parâmetros característicos dos equipamentos foram inicializados como variáveis, tais como as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina. A seguir serão apresentadas as equações aplicadas a cada equipamento.

- Compressor axial

O cálculo da potência mecânica requerida pelo compressor (\dot{W}_{cp}) é dado pela Equação (13), sendo o valor da entalpia na saída avaliado em função de sua eficiência isentrópica, conforme Equação (4). É adotado uma vazão volumétrica fixa na entrada (\dot{V}_{cp}), conforme valor de projeto do equipamento, sendo que a vazão mássica (\dot{m}_{cp}) varia em função da densidade do ar de admissão ($\rho_{cp,e}$), Equação (14). As irreversibilidades produzidas no compressor ($\dot{I}rr_{cp}$) são calculadas através da Equação (15).

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_{cp} \cdot (h_{cp,e} - h_{cp,s}) \quad (13)$$

$$\dot{m}_{cp} = \rho_{cp,e} \cdot \dot{V}_{cp} \quad (14)$$

$$\dot{I}rr_{cp} = \dot{W}_{cp} + \dot{E}x_{cp,e} - \dot{E}x_{cp,s} \quad (15)$$

onde $h_{cp,e}$, $h_{cp,s}$, $\dot{E}x_{cp,e}$ e $\dot{E}x_{cp,s}$ são as entalpias e exergias de fluxo nos pontos de entrada e saída do compressor, respectivamente.

- Câmaras de combustão

A modelagem das câmaras de combustão é realizada conforme Equações (16) e (17), para balanço de massa e energia, considerando um valor constante para as perdas térmicas para o ambiente ($\dot{Q}_{p,amb}$), valores informados na Tabela 2. Para calcular a energia térmica fornecida

pela queima do combustível (\dot{Q}_{comb}), foi considerado o valor inferior do poder calorífico do gás natural, bem como a eficiência de 100% para a combustão (η_{comb}), Equação (18).

$$\dot{m}_{tg} = \dot{m}_{cp} + \dot{m}_{comb} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{cp} \cdot h_{cp,s} + \dot{m}_{comb} \cdot h_{comb} + \dot{Q}_{comb} - \dot{m}_{tg} \cdot h_{tg,e} - \dot{Q}_{p,amb} = 0 \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot \eta_{comb} \cdot LHV_{comb} \quad (18)$$

onde \dot{m}_{tg} é a vazão mássica na entrada da turbina, $h_{cp,s}$, h_{comb} e $h_{tg,e}$ são as entalpias na saída do compressor, na entrada de gás combustível e na entrada da turbina, respectivamente.

Cabe destacar que a vazão mássica de gás combustível mostrada na Equação (18) é definida pelo sistema de controle da turbina a gás tendo como referência o valor de projeto para a temperatura do gás de combustão na entrada da turbina. Desta forma, mesmo operando em carga base, o consumo de gás pode variar principalmente em função da temperatura e da densidade do ar na admissão do compressor.

A exergia disponível para o gás combustível é calculada pela soma da exergia física (ξ_f) e química (ξ_{ch}), conforme Equação (19), sendo a primeira parcela calculada conforme a Equação (5) e a segunda parcela através da Equação (20), proposto por Moran (1989) e citado por Bejan (2016), considerando uma composição típica de 94% de metano e 6% de etano. Foi verificado que a parcela física da exergia do combustível é desprezível, considerando que sua temperatura de entrada na câmara de combustão é muito próxima da temperatura ambiente, bem como a vazão do gás corresponde a cerca de 2% da vazão mássica total do gás de combustão. Por fim a irreversibilidade produzida nas câmaras de combustão (\dot{Irr}_{cc}) é calculada pela Equação (21).

$$E\dot{x}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot (\xi_f + \xi_{ch}) \quad (19)$$

$$\frac{\xi_{ch}}{LHV_{comb}} = 1,033 + 0,0169 \cdot \frac{\beta}{\alpha} - \frac{0,0698}{\alpha} \quad (20)$$

$$\dot{I}rr_{cc} = \dot{E}x_{comb} + \dot{E}x_{cp,s} - \dot{E}x_{tg,e} \quad (21)$$

onde α e β são constantes ajustadas conforme composição do gás combustível, $\dot{E}x_{comb}$ e $\dot{E}x_{tg,e}$ são as exergias de fluxo do gás combustível e na entrada da turbina.

O balanço estequiométrico nas câmaras de combustão foi calculado para os principais componentes da mistura gasosa (gás carbônico, vapor de água e oxigênio), conforme Equações (22) a (24). Considera-se que o gás utilizado não possui fração relevante de enxofre, e que a fração de gás nitrogênio permanece aproximadamente constante. Estas equações representam o balanço de massa individual de cada componente molecular da mistura gasosa no volume de controle da câmara de combustão, sendo composto pelos seguintes fluxos: o gás saindo para a turbina (primeiro componente das equações), o gás proveniente do compressor (segundo termo das equações), e o gás gerado ou consumido no processo de queima do combustível (terceiro e quarto termo das equações).

$$\dot{m}_{tg} \cdot X_{CO_2,tg} = \dot{m}_{cp} \cdot X_{CO_2,cp} + \dot{m}_{comb} \cdot X_{C,comb} \cdot \frac{M_{CO_2}}{M_C} \quad (22)$$

$$\dot{m}_{tg} \cdot X_{H_2O,tg} = \dot{m}_{cp} \cdot X_{H_2O,cp} + \dot{m}_{comb} \cdot X_{H,comb} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_H} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{tg} \cdot X_{O_2,tg} = \dot{m}_{cp} \cdot X_{O_2,cp} + \dot{m}_{comb} \cdot X_{O_2,comb} - \dot{m}_{comb} \cdot M_O \cdot \left(2 \frac{X_{C,comb}}{M_C} + 0,5 \frac{X_{H,comb}}{M_H} \right) \quad (24)$$

onde X_{CO_2} , X_{H_2O} e X_{O_2} são as frações mássicas de dióxido de carbono, água e gás oxigênio, M_{CO_2} , M_{H_2O} , M_C , M_H , M_O são as massas moleculares do dióxido de carbono e da água e massas

atômicas do carbono, hidrogênio e oxigênio. $X_{C,comb}$ e $X_{H,comb}$ são as frações mássicas de carbono e hidrogênio no combustível, respectivamente.

- Turbina a gás e gerador

A potência mecânica produzida pela turbina a gás (\dot{W}_{tg}) é utilizada parcialmente para operação do compressor axial, sendo o montante remanescente (\dot{W}_{mec}) utilizado para acionamento do gerador elétrico, Equações (25) e (26). Perdas mecânicas ocorrem nos mancais, nas engrenagens do redutor de velocidade, sistema de resfriamento a ar do gerador (ventilador acoplado ao eixo), bem como perdas elétricas nos enrolamentos do rotor e do estator do gerador e no trafo elevador de tensão. Tais perdas são contabilizadas através das eficiências globais do gerador e do redutor (η_{ger}), conforme Equação (27) e valores disponíveis na Tabela 2, para cálculo da potência elétrica final na saída do gerador (\dot{W}_{ele}).

$$\dot{W}_{tg} = \dot{m}_{tg} \cdot (h_{tg,e} - h_{tg,s}) \quad (25)$$

$$\dot{W}_{mec} = \dot{W}_{tg} + \dot{W}_{cp} \quad (26)$$

$$\dot{W}_{ele} = \eta_{ger} \cdot \dot{W}_{mec} \quad (27)$$

No modo de operação em “carga base”, as turbinas a gás operam buscando a maior potência permissível, tendo como principal restrição a temperatura na entrada do primeiro estágio da turbina devido ao limite metalúrgico do material. Deste modo, o sistema de controle atua sobre a vazão mássica de gás natural para manter a temperatura calculada no primeiro estágio dentro do limite estabelecido, cerca de 1180 °C. Para representar esta condição de projeto, o modelo base foi modificado de modo a fixar a temperatura na entrada da turbina, ficando neste caso a vazão de gás combustível como variável a ser calculada. A Tabela 2 resume os principais parâmetros adotados para modelagem da turbina a gás.

Tabela 2 – principais parâmetros de projeto e de operação das turbinas a gás

Condições de projeto	
Temperatura ambiente (°C)	26
Umidade relativa	76%
Pressão atmosférica (bar)	0,9765
Condições operacionais típicas	
Vazão de ar na admissão (kg/s)	186
Eficiência isentrópica do compressor	87,62%
Razão de compressão	14
Poder calorífico inferior do gás (kJ/kg)	47.114
Perdas térmicas combustor (°)	3,52
Eficiência isentrópica da turbina	86,81%
Eficiência gerador e redutor	95,7%
Potência no gerador (MW)	64,18

Fonte: Próprio autor, baseado em uma aplicação industrial.

As irreversibilidades produzidas na seção de expansão da turbina ($\dot{I}rr_{tg}$) e as irreversibilidades totais do conjunto turbogerador a gás ($\dot{I}rr_{ctg}$), são dadas pela Equação (28) e (29), respectivamente.

$$\dot{I}rr_{tg} = \dot{E}x_{tg,e} - \dot{E}x_{tg,s} - \dot{W}_{tg} \quad (28)$$

$$\dot{I}rr_{ctg} = \dot{E}x_{cp,e} + \dot{E}x_{comb} - \dot{E}x_{tg,s} - \dot{W}_{ele} \quad (29)$$

- Turbina a vapor

O modelo original da turbina a vapor foi adaptado de modo a incluir a extração de vapor de baixa pressão, sendo adotado valores fixos de projeto para pressão e vazão, ao passo que a entalpia é calculada com base na Equação (4). O cálculo da potência elétrica produzida pelo turbogerador a vapor (\dot{W}_{ele}) foi modificado conforme Equação (30), para contemplar a extração de vapor, e aplicando um coeficiente global para perdas mecânicas e elétricas no turbogerador (η_{tgv}). Os principais parâmetros de referência para a turbina a vapor estão listados

na Tabela 3. As irreversibilidades produzidas na turbina ($\dot{I}rr_{tv}$) são calculadas através da Equação (31).

Tabela 3 – parâmetros para modelagem da turbina a vapor

Condições operacionais típicas	
Vazão de vapor na admissão (kg/s)	59,5
Pressão de admissão (bar)	43,74
Pressão de exaustão (bar)	0,15
Temperatura de saída (°C)	47,5
Eficiência isentrópica da turbina	0.932
Eficiência do gerador	98%
Potência elétrica no gerador (MW)	62,5

Fonte: Próprio autor, baseado em uma aplicação industrial.

$$\dot{W}_{ele} = \eta_{tgv} \cdot [(\dot{m}_e - \dot{m}_{ext}) \cdot (h_e - h_s) + \dot{m}_{ext} \cdot (h_e - h_{ext})] \quad (30)$$

$$\dot{I}rr_{tv} = \dot{E}x_{tv,e} - \dot{E}x_{tv,s} - \dot{E}x_{tv,ext} - \dot{W}_{ele} \quad (31)$$

onde \dot{m}_e é a vazão mássica de vapor na entrada, \dot{m}_{ext} a vazão mássica de vapor na extração, h_e é a entalpia de vapor na entrada, h_{ext} a entalpia de vapor na extração, h_s a entalpia de vapor na saída, $\dot{E}x_{tv,e}$, $\dot{E}x_{tv,ext}$ e $\dot{E}x_{tv,s}$ são as exergias de fluxo na entrada, na extração e na saída da turbina a vapor respectivamente.

- Condensador

O modelo do condensador considera apenas a modelagem estática, através das equações de conservação de massa e energia e perda de pressão para o lado quente e lado frio (vapor e água de resfriamento respectivamente). Na saída do lado quente (condensado), duas equações adicionais foram aplicadas para fixar a pressão no valor de projeto do condensador (pressão de vácuo) e para fixar a entalpia no ponto de saturação. Este modelo foi alterado para inclusão do cálculo de exergia, Equação (32). A bomba de condensado a jusante do condensador não é representada na modelagem.

$$Irr_{cond} = (\dot{E}x_{cond,e} - \dot{E}x_{cond,s}) - (\dot{E}x_{resf,s} - \dot{E}x_{resf,e}) \quad (32)$$

onde $\dot{E}x_{cond,e}$, $\dot{E}x_{cond,s}$, $\dot{E}x_{resf,s}$ e $\dot{E}x_{resf,e}$ são as exergias de entrada e de saída do lado vapor e do lado água de resfriamento, respectivamente.

2.2.2. Caldeira de recuperação de calor

A modelagem da caldeira foi realizada de modo a representar as características geométricas e operacionais em cada trocador de calor, conforme mostrado na Figura 18, considerando o número de passes, a quantidades de feixes e de tubos em cada passe. Fluxos secundários não foram representados, tais como água de reposição no desaerador, descarga contínua do tubulão de vapor e água injetada no superaquecedor para controle de temperatura do vapor, por representarem uma parcela muito pequena em relação ao fluxo principal da caldeira, representando um montante abaixo de 2% da vazão de vapor produzida. Entre o tubulão e o evaporador, um componente foi adicionado para fixar a vazão que ocorre por circulação natural, sendo da ordem de 10 a 12 vezes a vazão de entrada da caldeira com base em valores de projeto. Na saída da caldeira foi adicionado um componente para representar de modo simplificado a perda de pressão nas linhas de interligação para a turbina a vapor, tipicamente em torno de 2 bar.

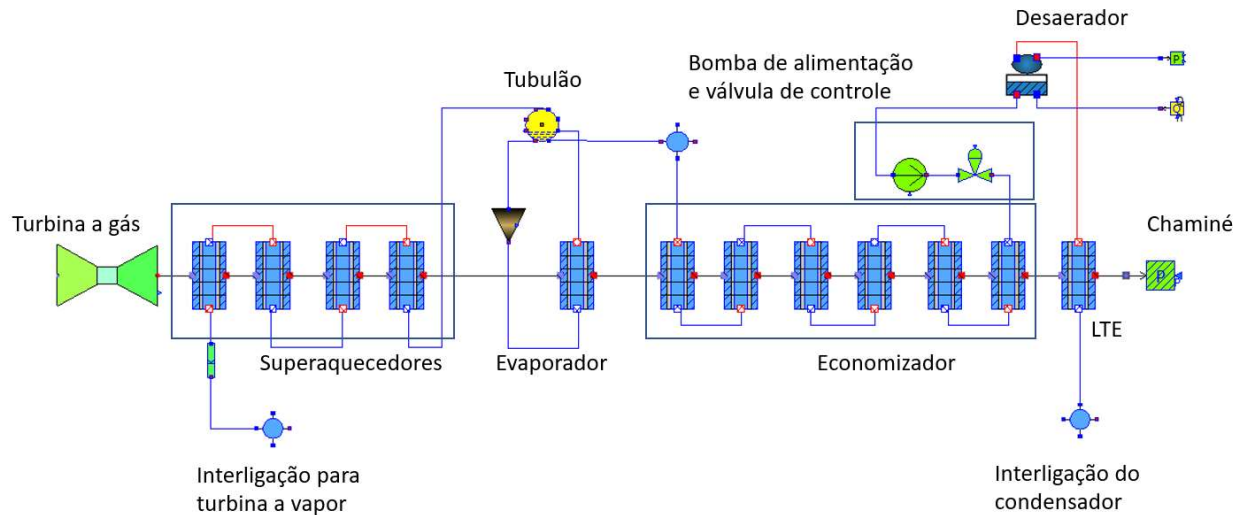
A seguir serão apresentados os equipamentos principais que compõem o sistema da caldeira e as equações utilizadas na modelagem termodinâmica.

- Trocadores de calor

Dados dimensionais dos trocadores de calor da caldeira e propriedades físicas do fluido foram utilizados para cálculo da transferência de calor entre as correntes de água e de gás de combustão, sendo que no lado do gás é realizada uma interpolação dos fatores de correção para cálculo da taxa de transferência de calor em trocadores de corrente cruzada (THE BABCOCK

& WILCOX COMPANY, 2005). Os principais parâmetros dimensionais estão listados na Tabela 4, baseado nas condições de projeto da planta de referência.

Figura 18 - Detalhes do modelo da caldeira implementado no OpenModelica.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 4 - Parâmetros principais da caldeira de recuperação de calor

	LTE	ECO	EVA	SUP
Número de tubos	94	846	846	344
Número de passes	1	6	1	4
Comprimento dos tubos (m)	10,2	10,2	10,2	10,2
Diâmetro externo dos tubos (mm)	38,1	38,1	38,1	38,1
Diâmetro das aletas (mm)	62,1	76,1	76,1	70,1
Área de troca térmica (m ²)	1205,5	12716,2	13778,4	2569,2

Fonte: Próprio autor.

O modelo dos trocadores de calor foi modificado para contemplar o fator de correção para tubos aletados, conforme Equações (33) e (34), bem como para realizar o cálculo das irreversibilidades ($I_{rr_{tc}}$) e eficiência pela segunda lei ($\eta_{II,tc}$) conforme Equações (35) e (36). As perdas térmicas da caldeira para o ambiente foram consideradas desprezíveis (isolamento térmico com 100% de eficiência).

$$U_{conv,al} = U_{conv,c} \cdot Z \cdot \left[1 - (1 - \eta_{al}) \cdot \left(\frac{A_{al}}{A_c} \right) \right] \quad (33)$$

$$Z = 1 - 0,18 \cdot \left(\frac{L_h}{L_t}\right)^{0,63} \quad (34)$$

$$\dot{I}rr_{tc} = (\dot{E}x_{lg,e} - \dot{E}x_{lg,s}) - (\dot{E}x_{la,s} - \dot{E}x_{la,e}) \quad (35)$$

$$\eta_{II,tc} = \frac{\dot{E}x_{la,s} - \dot{E}x_{la,e}}{\dot{E}x_{lg,e} - \dot{E}x_{lg,s}} \quad (36)$$

onde $U_{conv,al}$ e $U_{conv,c}$ são os coeficientes de transferência de calor por convecção para um tubo circular com e sem aletas, respectivamente, η_f fator de eficiência das aletas, A_{al} a área total externa do tubo com aletas, A_c a área do tubo sem aletas, Z é o parâmetro geométrico das aletas, L_h é a altura da aleta e L_t é a distância entre aletas. $\dot{E}x_{la,e}$, $\dot{E}x_{la,s}$, $\dot{E}x_{lg,e}$ e $\dot{E}x_{lg,s}$ são as exergias de fluxo na entrada e na saída do lado água (lado interno) e lado gás de combustão (lado externo).

A eficiência global da caldeira recuperadora de calor pela primeira lei foi estimada pela relação entre a energia térmica líquida fornecida pela turbina a gás ao gás de combustão e a energia aproveitada pela caldeira, conforme Equação (37), considerando a vazão mássica de gás aproximadamente constante na entrada e saída da turbina a gás. A eficiência da caldeira pela segunda lei ($\eta_{II,gv}$) é calculada considerando o fluxo de exergia entrando e saindo do volume de controle formado pelos trocadores de calor (LTE, economizador, evaporador e superaquecedor) e tubulão de vapor, além de considerar o fluxo de exergia proveniente de outras correntes entrando ou saindo da caldeira ($\dot{E}x_{out}$), tais como a interligação com a planta solar, conforme Equação (38).

$$\eta_{gv} = \frac{h_{gv,e} - h_{gv,s}}{h_{tg,s} - h_{tg,e}} \quad (37)$$

$$\eta_{II,gv} = \frac{(\dot{E}x_{sup,la,s} - \dot{E}x_{eco,la,e}) + (\dot{E}x_{lte,la,s} - \dot{E}x_{lte,la,e}) + (\dot{E}x_{out,s} - \dot{E}x_{out,e})}{(\dot{E}x_{sup,lg,e} - \dot{E}x_{lte,lg,s})} \quad (38)$$

onde $h_{gv,e}$ e $h_{gv,s}$ são as entalpias na entrada e na saída da caldeira no lado gás de combustão, $h_{tg,e}$ e $h_{tg,s}$ são as entalpias na entrada e na saída da turbina a gás. $\dot{E}x_{sup}$, $\dot{E}x_{eco}$ e $\dot{E}x_{lte}$, são as exergias de fluxo no superaquecedor, no economizador e no LTE, respectivamente.

- Tubulão de vapor

O componente utilizado para representar o tubulão de vapor considera o balanço estático de massa e de energia, conforme Equações (39) e (40) respectivamente. A entalpia do vapor na saída do tubulão para o superaquecedor é fixada para o estado de vapor saturado. Na prática, esta condição define que a vazão na saída do tubulão é igual à taxa de produção de vapor do conjunto evaporador-tubulão, caso não exista outras correntes de entrada e de saída. A irreversibilidade do tubulão ($\dot{I}rr_{tub}$) é calculada pela Equação (41).

$$\dot{m}_{eco} + \dot{m}_{eva,s} - \dot{m}_{eva,e} - \dot{m}_{sup} = 0 \quad (39)$$

$$\dot{m}_{eco} \cdot h_{eco} + \dot{m}_{eva,s} \cdot h_{eva,s} - \dot{m}_{eva,e} \cdot h_{eva,e} - \dot{m}_{sup} \cdot h_{sup} = 0 \quad (40)$$

$$\dot{I}rr_{tub} = \dot{E}x_{eco} + \dot{E}x_{eva,s} - \dot{E}x_{eva,e} - \dot{E}x_{sup} \quad (41)$$

onde \dot{m}_{eco} , $\dot{m}_{eva,s}$, $\dot{m}_{eva,e}$, \dot{m}_{sup} , h_{eco} , $h_{eva,s}$, $h_{eva,e}$, h_{sup} são as vazões e entalpias na saída do economizador, na saída do evaporador, na entrada do evaporador e na entrada do superaquecedor, respectivamente.

- Bombas de alimentação de caldeira

A bomba de alimentação da caldeira é uma bomba centrífuga tipo barril de alta pressão, com seis estágios, atingindo uma pressão de descarga da ordem de 98 bar para a vazão nominal de água de 115 ton/h. Este equipamento foi modelado através das curvas de *head* e de eficiência de catálogo do fornecedor, utilizando o modelo base modificado para cálculo da potência

elétrica consumida. O cálculo da potência mecânica requerida pela bomba é realizado pela Equação (42), e a irreversibilidade da bomba ($\dot{I}rr_b$) é calculada pela Equação (43).

$$\dot{W}_b = \dot{m}_b \cdot (h_{b,e} - h_{b,s}) \quad (42)$$

$$\dot{I}rr_b = -\dot{W}_b + \dot{E}x_{b,e} - \dot{E}x_{b,s} \quad (43)$$

onde \dot{m}_{bb} é a vazão da bomba, $h_{bb,e}$, $h_{bb,s}$, $\dot{E}x_{bb,e}$ e $\dot{E}x_{bb,s}$ são as entalpias e exergias de fluxo na entrada e na saída, respectivamente.

- Desaerador

O modelo elaborado para o desaerador utiliza as equações para balanço de massa e de energia a partir das correntes de entrada (condensado pré-aquecido e vapor de baixa pressão) e de saída (água para bomba de alimentação de caldeira e alívio de vapor para atmosfera), conforme Equações (44) e (45). A modelagem não considera o efeito da desaeração mecânica, a variação do volume de água acumulado no tanque inferior e a capacitância térmica do conjunto. Os estados termodinâmicos nas saídas do desaerador foram fixados no ponto de saturação para a pressão de trabalho do equipamento. A irreversibilidade do desaerador ($\dot{I}rr_{de}$) é calculada pela Equação (46).

$$\dot{m}_{lte} + \dot{m}_{vbp} - \dot{m}_b - \dot{m}_{vent} = 0 \quad (44)$$

$$\dot{m}_{lte} \cdot h_{lte} + \dot{m}_{vbp} \cdot h_{vbp} - \dot{m}_b \cdot h_{b,e} - \dot{m}_{vent} \cdot h_{vent} = 0 \quad (45)$$

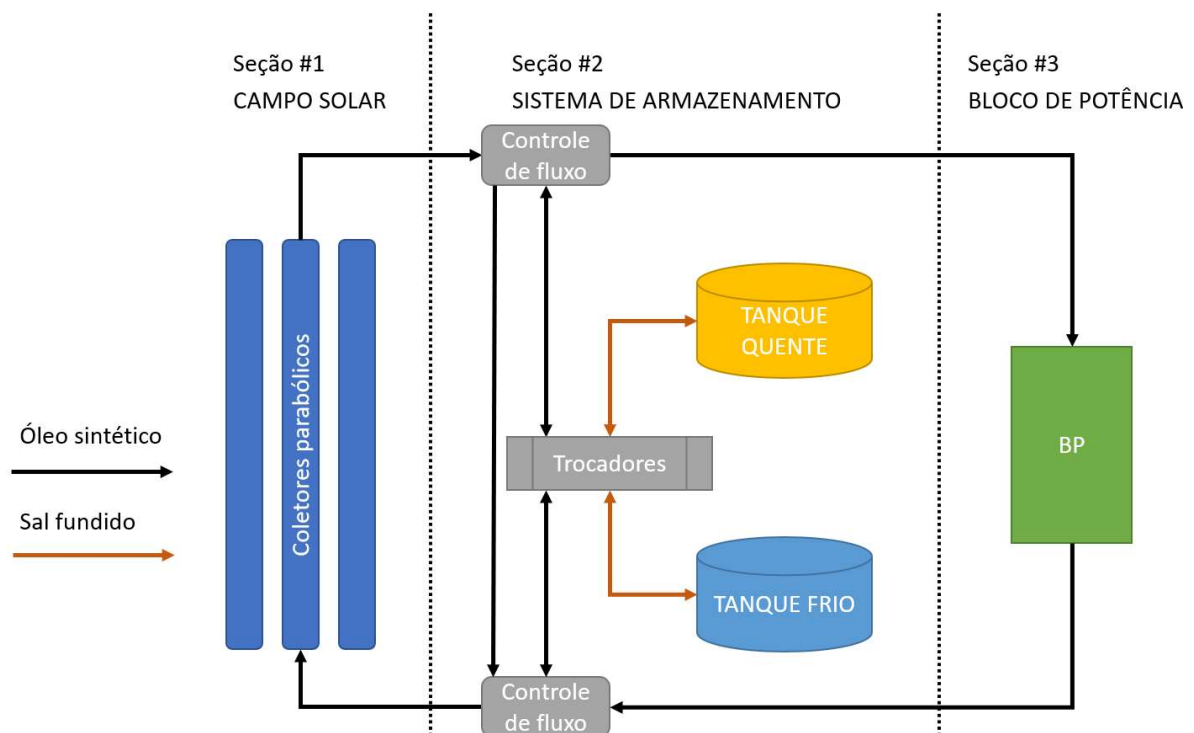
$$\dot{I}rr_{de} = \dot{E}x_{lte} + \dot{E}x_{vbp} - \dot{E}x_{b,e} \quad (46)$$

onde \dot{m}_{lte} , \dot{m}_{vbp} , \dot{m}_{vent} , h_{lte} , h_{vbp} , h_{vent} são as vazões e entalpias na saída do LTE, do vapor de baixa pressão utilizado para desaeração, e do vapor residual liberado para a atmosfera, respectivamente.

2.3. Modelagem da planta solar

A modelagem matemática dos equipamentos e sistemas específicos da planta solar térmica foi implementada no software OpenModelica, incluindo os coletores do tipo calha parabólica, os sistemas de armazenamento de energia térmica e os trocadores de calor, considerando o óleo sintético e o sal fundido como alternativas de fluidos de trabalho. Uma planta solar típica foi elaborada para a validação dos modelos matemáticos, conforme mostrado no fluxograma da Figura 19, tendo como referência as plantas Andasol I e II (AL-MALIKI *et al.*, 2016; LLORENTE GARCÍA; ÁLVAREZ; BLANCO, 2011; NREL, 2013; WEI *et al.*, 2020). O *software* de referência *System Advisor Model* (SAM) foi utilizado para a validação indireta dos modelos matemáticos, conforme descrito na seção 3.2.

Figura 19 - Fluxograma da planta solar utilizada para validação dos modelos matemáticos.

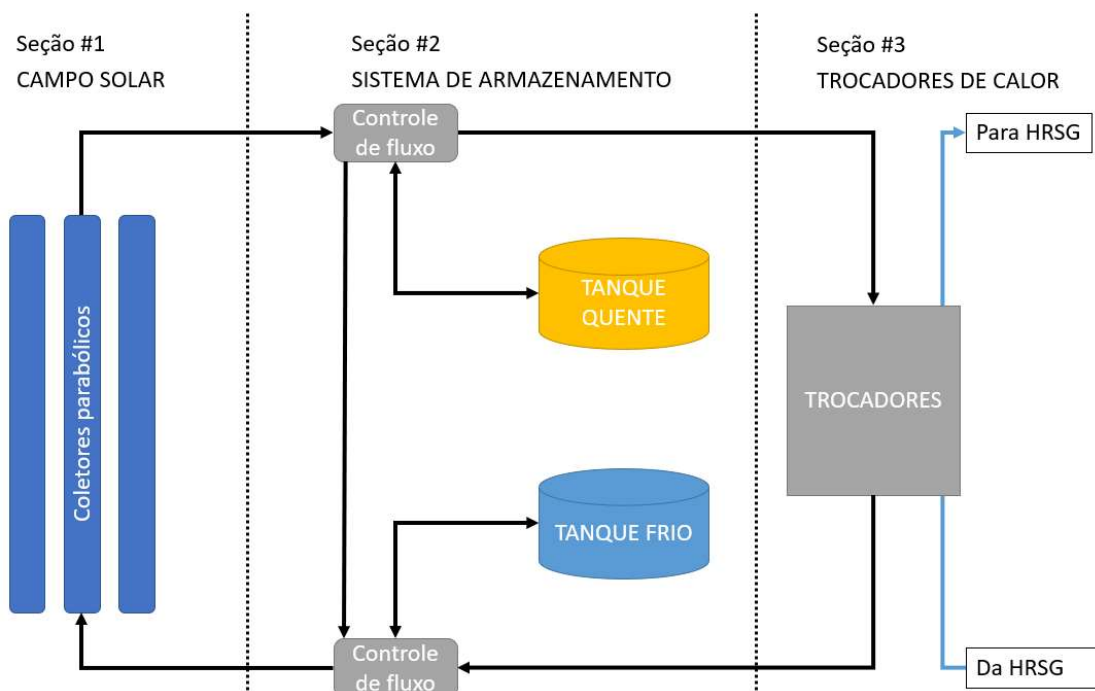


Fonte: Próprio autor.

As plantas *Andasol I e II*, operam com capacidade instalada de aproximadamente 50 MW e capacidade de armazenamento térmico de 7,5 horas de operação. O campo solar consiste em 156 ciclos de coletores de calha parabólica, divididos em 4 seções, cada ciclo é composto por 4 conjunto de coletores (*Solar Collector Assemblies - SCA*) conectados em série. O fluido de troca térmica utilizado no campo solar é o *Therminol VP-1*, ao passo que o sistema de armazenamento térmico utiliza sal fundido. O bloco de potência é composto por um gerador de vapor, turbinas a vapor, gerador elétrico, condensador, sistemas de resfriamento e sistemas auxiliares.

A planta solar de base foi adaptada para compor a planta híbrida juntamente com o modelo da planta termelétrica, conforme mostrado na Figura 20. Neste estudo, foi adotado o sistema de armazenamento térmico direto, sendo que o mesmo fluido do campo solar (óleo sintético ou sal fundido) foi utilizado para armazenamento térmico, considerando tanto o óleo sintético quanto o sal fundido como fluido da planta solar. O bloco de potência foi substituído pelo conjunto de trocadores de calor, os quais utilizam o fluido térmico aquecido para aquecimento de água e geração de vapor interligado à caldeira de recuperação de calor da termelétrica. Os demais equipamentos foram redimensionados de modo a atender às premissas de projeto da planta híbrida, conforme descrito na Seção 2.4.

Figura 20 - Fluxograma da planta solar a ser acoplada na planta termelétrica.



Fonte: Próprio autor.

A modelagem da planta solar foi realizada em regime transiente, considerando que plantas de energia solar concentrada trabalham naturalmente com grandes variações nos principais parâmetros operacionais, principalmente em decorrência de variações nas condições climáticas, tais como radiação solar, temperatura ambiente e velocidade do vento, bem como em função da própria operação do sistema de armazenamento térmico. Além disso, alguns fenômenos transientes são necessários serem representados no cálculo pois influenciam diretamente na performance da planta, a exemplo do período de início de operação do campo de coletores, quando a energia solar é utilizada para aquecimento de tubulações, *headers* de distribuição e do fluido de trabalho (HTF).

Nos subtópicos 2.3.1 ao 2.3.6 a seguir serão apresentados os modelos matemáticos e as premissas adotadas para o campo solar, coletores parabólicos, sistema de controle e armazenamento térmico, trocadores de calor, bloco de potência e cargas parasitárias da planta.

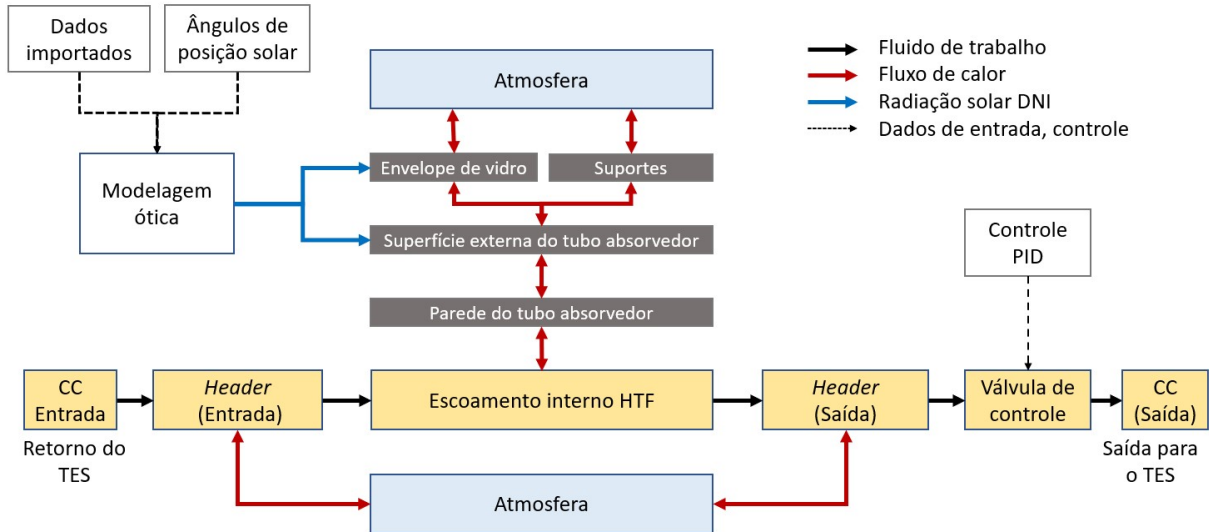
2.3.1. Campo solar

O campo solar é composto basicamente pelos coletores de calha parabólicos, bombas principais e recirculantes de HTF, tubulações e coletores (*headers*). No modelo desenvolvido, mostrado na Figura 21, foi adotada uma pressão fixa na entrada e na saída do campo como condição de contorno (CC), com base em valores típicos de projeto, enquanto a temperatura e vazão são calculados na simulação. Desta forma, as bombas não foram incluídas no modelo, sendo consideradas apenas para cálculo de cargas elétricas consumidas pela planta solar, tratado no item 2.3.6. O conjunto válvula de controle, sensor de temperatura e um controlador PID foram aplicados para regular a temperatura de saída do HTF, sendo utilizados os modelos existentes na biblioteca do *software* OpenModelica. Os ganhos do controlador e uma entrada *feed-forward* foram ajustados manualmente de modo a melhorar o tempo de resposta e estabilizar o sistema dinâmico.

O coletor de canal parabólico é o componente principal do campo solar e foi dividido em três seções: a seção externa compreendida desde os espelhos até a superfície externa do tubo absorvedor, a parede do tubo absorvedor e o fluxo interno do fluido de transferência térmica. A modelagem da seção externa inclui a análise termodinâmica e ótica, conforme detalhado nas Seções 2.3.1 e 2.3.2 respectivamente. Os modelos de parede do tubo e de fluxo interno foram

adaptados da biblioteca ThermoSysPro com ajustes para atualizar o cálculo das propriedades do fluido.

Figura 21 - Fluxograma da planta solar, com detalhe dos modos de transferência de calor nos coletores.



Fonte: Próprio autor.

Um modelo foi elaborado especificamente para contabilizar os efeitos da capacitância térmica e perdas por convecção externa nas tubulações de distribuição e retorno do HTF (*headers*), sendo aplicadas as Equações (39) e (40) para o balanço de energia e perdas térmicas respectivamente.

$$\dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_s \cdot h_s - \dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{res} = V \cdot \rho \cdot \frac{dh_{htf}}{dt} \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{amb} = A_{tot} \cdot U_{head} \cdot (T_{htf} - T_{amb}) \quad (40)$$

onde $\dot{m}_e, \dot{m}_s, h_e, h_s$ são as vazões mássicas e entalpias nos pontos de entrada e saída respectivamente, \dot{Q}_{amb} é a taxa de transferência de calor para o ambiente e \dot{Q}_{res} é a potência da resistência de aquecimento, V, ρ e h_{htf} é o volume, a densidade e entalpia média do fluido nas tubulações, a $A_{tot}, U_{header}, T_{htf}$ são a área total externa das tubulações, coeficiente global de transferência de calor e temperatura média do fluido.

As seguintes premissas foram assumidas:

- Não foram aplicadas equações para a modelagem do escoamento interno;
- Não é considerada a perda de pressão e variação na massa e volume específico do fluido nas tubulações;
- As temperaturas do fluido e da tubulação são homogêneas em todo o trecho;
- É considerado um valor fixo para o coeficiente global de transferência de calor baseados em dados empíricos, o qual inclui a convecção interna, convecção externa, condução na parede metálica e condução no isolamento.

É assumido um valor fixo para o produto $U_{header} \cdot (T_{htf} - T_{amb})$, calculado em função da diferença (ΔT) entre a temperatura ambiente de projeto da planta e a temperatura média de cada *header* (entrada e retorno do campo), baseado no modelo empírico proposto por Patnode (2006), conforme Equação (41):

$$U_{head} \cdot (T_{htf} - T_{amb}) = 0,01693\Delta T - 0,0001683\Delta T^2 + 6,78 \cdot 10^{-7}\Delta T^2 \quad (41)$$

Para o cálculo do volume de fluido nos *headers* e a área externa da tubulação, é considerado o *layout* do campo solar tipo “H”, conforme mostrado na Figura 22, sendo um *layout* típico para plantas solares nesta faixa de potência, a exemplo das plantas Andasol. O comprimento de cada *header* (L_{hea}) foi estimado com base no número de fileiras de coletores de cada seção do campo solar (N_{col}), distanciamento entre fileiras (L_{dist}), espaçamento entre as seções do campo solar ($L_{CS,A}$ e $L_{CS,B}$) e comprimento dos coletores (L_{col}), conforme Equação (42)

$$L_{head} = 4 \cdot N_{col} \cdot L_{dist} + 2 \cdot L_{CS,A} + L_{col} + L_{CS,B} \quad (42)$$

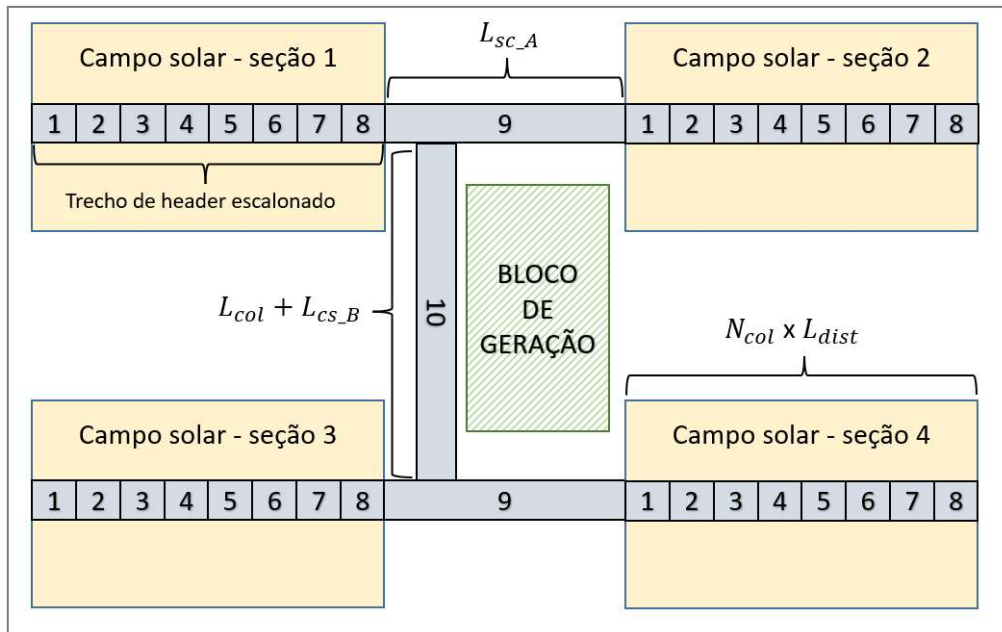
O diâmetro das tubulações que compõe cada *header* de distribuição foi escalonado, conforme mostrado na Figura 23, de modo a manter a velocidade de fluxo da ordem de 2 a 3 m/s com o campo solar operando em carga máxima. A área externa e volume interno de cada seção de tubulação estão listados na Tabela 5.

Figura 22 - Imagem de satélite do campo solar na configuração “H”, com destaque em amarelo para os *headers*.



Fonte: Imagem de satélite obtida pelo Google Earth® em 30/10/2021, referente à planta Andasol.

Figura 23 – Layout da planta de referência e seções das tubulações.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 5 – Cálculo das tubulações de distribuição

Trecho	Comprimento (m)	Área externa (m ²)	Volume interno (m ³)
#1	149,8	54	1,6
#2	74,92	33	1,2
#3	112,4	61	2,6
#4	168,6	112	5,9
#5	252,8	206	13,4
#6	379,3	379	30,1
#7	568,9	696	67,7
#8	853,3	1278	152,4
#9	360	539	64,3
#10	650	1.377	232,1
Total	7.140	9.472	1.143

Fonte: Próprio autor.

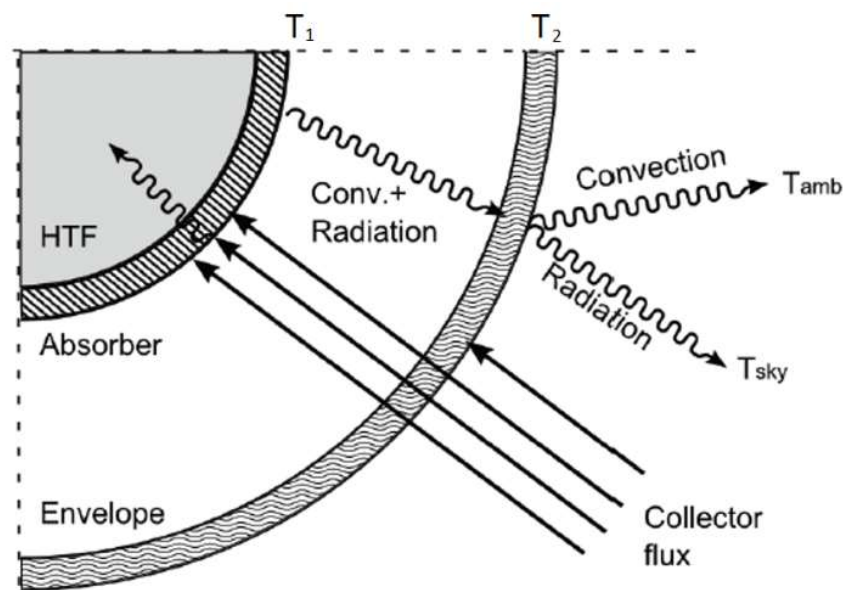
2.3.2. Modelagem termodinâmica dos coletores

O principal parâmetro a ser avaliado no coletor é taxa de transferência de calor ao fluido de trabalho. Do total da radiação solar que incide no plano dos espelhos concentradores, diferentes mecanismos ocasionam perdas óticas nos espelhos e nos tubos coletores, reduzindo o fluxo de energia absorvido pelo tubo receptor. Parte desta energia absorvida é perdida para o meio ambiente por mecanismos de convecção e radiação através do envelope de vidro, e em menor escala por condução pelos suportes dos tubos, conforme ilustrado na Figura 24, em uma seção radial dos tubos coletores, sendo que a fração restante é transferida para o fluido de trabalho por condução na parede do tubo absorvedor e convecção interna. As seguintes premissas foram adotadas para a modelagem termodinâmica do conjunto coletor:

- Conforme proposto por Liang, You e Zhang (2015), não foi considerada a transferência de calor da direção axial do tubo absorvedor e do envelope de vidro. Cabe destacar que a transferência de calor no sentido axial não é relevante, pois a área de seção transversal de cada tubo é muito pequena quando comparada à área da superfície interna/externa, onde a transferência de calor ocorre na direção radial.
- A resistência à condução de calor na direção radial do envelope de vidro não foi incluída na modelagem (LIANG; YOU; ZHANG, 2015). No caso do tubo receptor, ela foi considerada por já estar implementada no OpenModelica.

- O espaço anular entre os tubos é mantido com ar a baixa pressão (cerca de 0,0001 Pa absoluto); desta forma o principal mecanismo de transferência de calor é em nível molecular (LIANG; YOU; ZHANG, 2015; PADILLA *et al.*, 2011).
- A transferência de calor por condução através dos suportes da tubulação é modelada como uma aleta infinitamente comprida, considerando a temperatura em sua extremidade igual à temperatura ambiente.
- As propriedades físicas do ar são consideradas constantes e referenciadas para a temperatura ambiente de 25°C, incluindo a condutividade térmica, viscosidade, número de Prandt e capacidades térmicas.

Figura 24 - transferência de calor entre os componentes do tubo coletor



Fonte: adaptado de Wagner e Gilman (2011).

A modelagem unidimensional do tubo absorvedor e do envelope externo de vidro foi realizada considerando o elevado gradiente térmico no sentido no sentido axial dos tubos, o que implica em uma variação nas perdas térmicas no sentido longitudinal. O modelo de discretização proposto por Hefni e Bouskela (2019) foi adotado, conforme ilustrado na Figura 25, na qual são mostradas as seções que compõem o tubo coletor, com $M(e)$, $M(s)$, $M(m)$ e $M(fth)$ representando os elementos que compõem a parede do envelope de vidro, a superfície

externa do tubo absorvedor, a parede do tubo e o fluido de transferência térmica respectivamente.

As Equações (43) e (44) foram aplicadas para balanço de energia na superfície externa do tubo absorvedor e no envelope de vidro, sendo a Equação (45) aplicada para cálculo de massa de cada elemento do envelope. A modelagem da parede metálica do tubo e do escoamento interno foi realizada através dos modelos adaptados a partir da biblioteca do Modelica, descrito ao final desta seção.

$$\dot{Q}_{abs,rec} - \dot{Q}_{cond,int} - \dot{Q}_{rad,rec} - \dot{Q}_{conv,rec} - \dot{Q}_{cond,spt} = 0 \quad (43)$$

$$m_{env} \cdot C_{p_{env}} \cdot \frac{dT_{env}}{dt} = \dot{Q}_{abs,env} + \dot{Q}_{rad,rec} + \dot{Q}_{conv,rec} - \dot{Q}_{rad,env} - \dot{Q}_{conv,env} \quad (44)$$

$$m_{env} = \rho_{env} \cdot \left(\frac{L_{col}}{N_{el}} \right) \pi \cdot ((D_{int} + esp)^2 - D_{int}^2) / 4 \quad (45)$$

onde:

$\dot{Q}_{abs,rec}$ e $\dot{Q}_{abs,env}$: Potência térmica absorvida pelo tubo receptor e pelo envelope;

$\dot{Q}_{cond,int}$: Taxa de transferência de calor por condução na parede do tubo receptor;

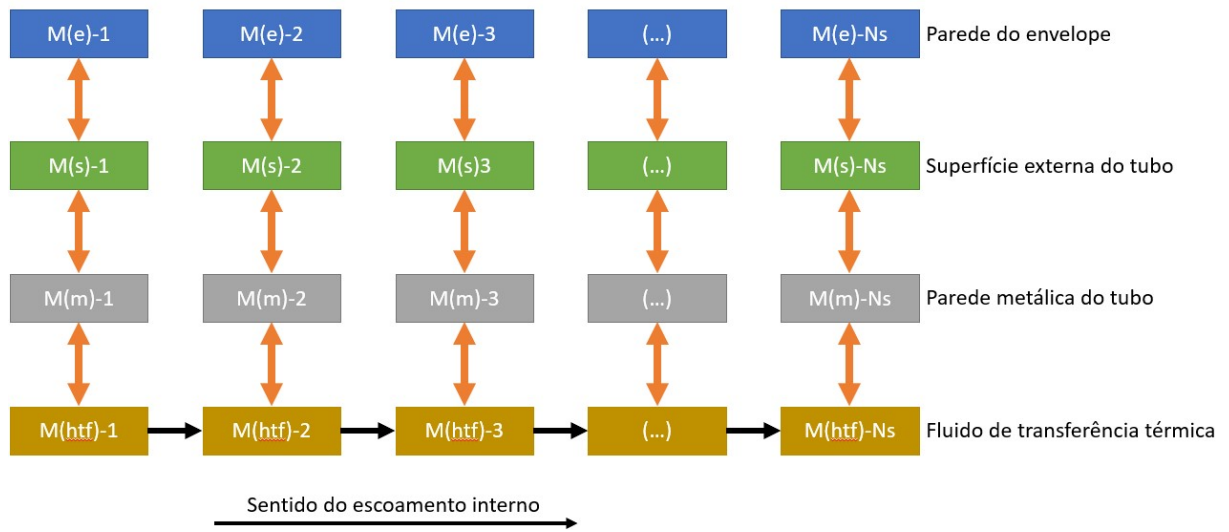
$\dot{Q}_{rad,rec}$, $\dot{Q}_{conv,rec}$, $\dot{Q}_{cond,spt}$: Taxas de transferência de calor do tubo receptor para o envelope por radiação e convecção e do tubo receptor para o ambiente por condução nos suportes, respectivamente.

$\dot{Q}_{rad,env}$, $\dot{Q}_{conv,env}$: Taxas de transferência de calor do envelope para o ambiente por radiação e convecção;

m_{env} , $C_{p_{env}}$ e $\frac{dT_{env}}{dt}$: massa, calor específico a pressão constante e variação da temperatura na seção do envelope;

ρ_e , D_{int} , esp , L_{col} , N_{el} : densidade, diâmetro interno e espessura do envelope, comprimento do coletor e número de elementos axiais.

Figura 25 - Discretização unidimensional do tubo coletor.



Fonte: Próprio autor.

A potência térmica efetivamente absorvida pelo tubo receptor ($\dot{Q}_{abs,rec}$), apresentada na Equação (46), depende da área de abertura do coletor e do número de coletores em paralelo, que são parâmetros de projeto da planta, da radiação normal direta DNI, sendo este um dado climático de entrada da simulação e da eficiência ótica dos coletores parabólicos, apresentado em detalhes no item 2.3.2. A Equação (47) foi aplicada para cálculo da energia absorvida pelo envelope.

$$\dot{Q}_{abs,rec} = N_{col} \cdot A_{col} \cdot \eta_{opt} \cdot \varphi_{sun} \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{abs,env} = N_{col} \cdot A_{col} \cdot \eta_{env} \cdot \varphi_{sun} \quad (47)$$

onde:

N_{col} : número de coletores em paralelo;

A_{col} : área de abertura de cada coletor;

η_{opt} : eficiência ótica dos coletores parabólicos;

η_{env} : fator ótico para correção da energia absorvida pelo envelope;

φ_{sun} : fluxo solar (DNI).

A modelagem da transferência de calor por radiação entre o tubo absorvedor e o envelope de vidro foi realizada para a hipótese de dois cilindros concêntricos suficientemente

compridos, conforme Equação (48) (ÇENGEL, 2007). Esta mesma equação em sua forma simplificada, considerando a relação $D_1 / D_2 = 0$, é utilizada para cálculo da transferência de calor por radiação do envelope externo para o ambiente, tendo T_2 como a temperatura do céu (T_{sky}), Equação (49). A temperatura do céu foi estimada em função da temperatura ambiente (T_{amb}) conforme Equação (50) (SWINBANK, 1963).

$$\dot{Q}_{rad,rec} = \frac{A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{D_1}{D_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (48)$$

$$\dot{Q}_{rad,env} = \varepsilon_2 A_2 \sigma (T_2^4 - T_{sky}^4) \quad (49)$$

$$T_{sky} = 0,0552 \cdot T_{amb}^{1,5} \quad (50)$$

onde $D_1, D_2, A_1, A_2, T_1, T_2, \varepsilon_1$ e ε_2 são o diâmetro, a área, a temperatura e a emissividade medidos na superfície externa do tubo absorvedor (subscrito 1) e na seção média do envelope de vidro (subscrito 2), respectivamente, e σ é a constante de Boltzmann.

A emissividade do envelope é considerada constante, ao passo que a emissividade do tubo absorvedor, que apresenta um elevado gradiente térmico no sentido longitudinal do tubo, será calculado através de uma curva de ajuste empírica, disponível na biblioteca do SAM para cada modelo de coletor, conforme Equação (51), onde a_1, a_2, a_3 são as constantes de ajuste.

$$\varepsilon_1 = a_1 \cdot T_1^2 + a_2 \cdot T_1 + a_3 \quad (51)$$

No espaço anular, a avaliação quanto ao modo de transferência de calor toma como referência o número de Knudsen (Kn), um número adimensional, definido como a razão entre o comprimento do caminho livre médio molecular e uma escala de comprimento fisicamente representativa, neste caso a distância entre o tubo absorvedor e a cobertura de vidro. Para valores elevados ($Kn > 10$) a colisão entre moléculas é relativamente rara (regime de molécula livre), e a transferência de calor ocorre em nível molecular. Para valores baixos ($Kn < 0,01$) é razoável assumir o meio como contínuo, e a transferência de calor ocorre por convecção. Entre estes extremos, há um regime de transição na qual a interação intermolecular não pode ser

desprezada, entretanto os modelos para meio contínuo não são representativos (PADILLA *et al.*, 2011).

Neste estudo, foi assumido que a pressão no espaço anular é baixa o suficiente para assumir que a transferência de calor ocorre em nível molecular, deste modo a correlação proposta por Ratzel, Hickox e Gartling (1978) foi utilizada para cálculo da transferência de calor ($\dot{Q}_{conv,rec}$), conforme Equações (52) a (56):

$$\dot{Q}_{conv,rec} = A_1 \cdot U_{conv,rec} \cdot (T_1 - T_2) \quad (52)$$

$$U_{conv,rec} = \frac{k_{gas}}{\frac{D_1}{2} \log\left(\frac{D_2}{D_1}\right) + \frac{b \cdot \Lambda}{100} \left(\frac{D_1}{D_2} + 1\right)} \quad (53)$$

$$b = \frac{9\Gamma - 5}{2\Gamma - 2} \quad (54)$$

$$\Gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (55)$$

$$\Lambda = 2,331 \cdot 10^{-20} \frac{T_{anu}}{P_a \cdot \zeta^2} \quad (56)$$

onde:

$U_{conv,r}$: coeficiente de transferência de calor entre o receptor e o envelope;

k_{gas} : condutividade térmica do gás da seção anular;

T_{anu} : temperatura média do gás na seção anular;

b: coeficiente de interação molecular;

Γ : relação entre c_p e c_v do gás;

ζ : caminho livre médio entre colisões de moléculas, neste caso adotado $\zeta = 3,53 \cdot 10^{-10}$ para o ar, valor em metros.

Para o cálculo da transferência de calor por convecção no envelope externo, é utilizada a correlação de Mcadams (1954) conforme adaptado por Duffie e Beckman (2013) para o

cálculo do número de Nusselt no caso de convecção externa forçada em um cilindro horizontal, Equações (57) a (59).

$$\dot{Q}_{conv,env} = A_{ext} \cdot \left(\frac{Nu_{ext} \cdot k_{ar}}{D_{ext}} \right) \cdot (T_2 - T_{amb}) \quad (57)$$

$$Nu_{ext} = 0,4 + 0,54 \cdot Re_{ext}^{0,52} \quad \text{para } Re > 1.000 \quad (58)$$

$$Nu_{ext} = 0,3 \cdot Re_{ext}^{0,6} \quad \text{para } 1.000 > Re > 0,1 \quad (59)$$

onde Nu_{ext} e Re_{ext} são os números de Nusselt e Reynolds para o escoamento externo ao envelope de vidro, A_{ext} , D_{ext} e k_{ar} são a área e o diâmetro externo do envelope e a condutividade térmica do ar.

Caso a velocidade do vento seja desprezível ($Re < 0,1$) é adotada a Equação (60) (ÇENGEL, 2007) para o caso de convecção natural em um cilindro horizontal. Para cálculo do número de Rayleigh, é assumido o comportamento de gás ideal para o ar, de modo que o coeficiente de dilatação térmica é dado por $\beta = 1/T$, Equação (61).

$$Nu_{ext} = \left[0,6 + \left(\frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right) \right]^2 \quad (60)$$

$$Ra = Pr \cdot \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{amb}) \cdot D_{ext}^3}{\nu^2} \quad (61)$$

onde Pr e Ra são os números de Prandtl e Rayleigh no escoamento externo e ν a viscosidade cinemática do ar.

A transferência de calor por condução através dos suportes da tubulação é modelada como uma aleta infinitamente comprida, conforme Equação (62) (ÇENGEL, 2007). O cálculo do coeficiente de convecção é realizado seguindo os mesmos modelos aplicados para convecção externa no envelope.

$$\dot{Q}_{cond,spt} = \sqrt{(U_{spt} \cdot p_{spt} \cdot k_{spt} \cdot A_{spt})} \cdot (T_b - T_{amb}) \quad (62)$$

onde U_{spt} é o coeficiente de convecção externa, p_{spt} o perímetro, k_{spt} o coeficiente de condução e A_{spt} a área da seção da aleta (neste caso o suporte da tubulação), e T_b a temperatura na base do suporte.

O modelo existente para escoamento interno (*DynamicTwoPhaseFlowPipe*) da biblioteca ThermoSysPro foi modificado para utilizar a correlação de Gnielinski (1976) para cálculo do número de Nusselt em função do fator de atrito (f), exibido na Equação (63), válido para $0.5 < Pr < 2.000$ e $3.000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \cdot (Re_D - 1.000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right) \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right) \quad (63)$$

onde Pr_w é o número de Prandtl adjacente à parede do tubo.

As equações aplicadas ao escoamento interno foram adaptadas para as propriedades termodinâmicas do óleo sintético, conforme disponível na biblioteca ThermoSysPro para o óleo TherminolVP1®. No caso do sal fundido, foram consideradas as Equações (64) a (67) para cálculo das propriedades do sal HITEC® em função da temperatura (BENOIT *et al.*, 2016), válidas para a faixa de $415 \text{ K} < T < 808 \text{ K}$:

$$C_p = 1.560 \quad (\text{unidade em J/kg.K}) \quad (64)$$

$$k = 0,411 + 4,36 \cdot 10^{-4} \cdot T - 1,54 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (\text{unidade em W/m.K}) \quad (65)$$

$$\rho = -0,74 \cdot T + 2084 \quad (\text{unidade em kg/s}) \quad (66)$$

$$\mu = 546,26 \cdot T^{-2,104} \quad (\text{unidade em Pa.s}) \quad (67)$$

onde C_p , k , ρ e μ são o calor específico à pressão constante, a condutividade, a densidade e a viscosidade do sal fundido, respectivamente.

Na Tabela 6 são apresentados os parâmetros dimensionais e físicos utilizados como dados de entrada para simulação da planta solar no SAM e no OpenModelica, tendo como referência os dados disponíveis na biblioteca do SAM para o tubo receptor Solel UVAC 3®, utilizado na planta Andasol.

Tabela 6 - Parâmetros dos tubos receptores

Seção do tubo	Parâmetro	Valor	Unidade
Tubo absorvedor	Comprimento	4,000	m
	Diâmetro interno	0,076	m
	Diâmetro externo	0,080	m
	Rugosidade	0,045	mm
Envelope externo	Diâmetro interno	0,115	m
	Diâmetro externo	0,120	m
	Emissividade do envelope	0,860	
Suportes	Material da tubulação	304L	
	Diâmetro efetivo	0,050	m
	Perímetro	0,200	m
	Área transversal	1,613.10-4	m ²

Fonte: Próprio autor, baseado na biblioteca do SAM.

2.3.3. Eficiência ótica dos coletores

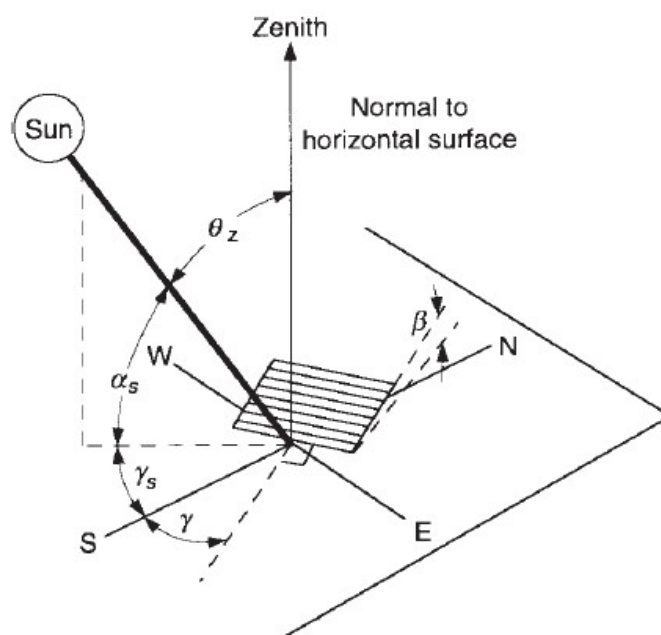
A eficiência ótica dos coletores parabólicos corresponde ao percentual, do total da radiação direta normal interceptada pelos espelhos, que é efetivamente absorvida pelo tubo receptor. Este parâmetro é influenciado por diversos fatores, sendo que não há uma equação

analítica exata para sua representação. Parâmetros físicos como refletividade do espelho, transmissividade do envelope de vidro e absorvidade do tubo receptor e parâmetros geométricos, como fator de interceptação e efeitos de sombra, variam em função dos ângulos de incidência da radiação solar e posicionamento dos espelhos.

O cálculo dos ângulos de posição solar é o ponto de partida para calcular os demais fatores que compõem a eficiência ótica dos coletores. Conforme ilustrado na Figura 26, a posição solar em um determinado momento pode ser caracterizada pelo ângulo de azimute solar (γ_{sun}) e pelo ângulo de elevação solar (α_{sun}). Estes ângulos são obtidos através do modelo existente e não modificado disponível na biblioteca padrão *SolarTherm*, o qual é baseado nas equações propostas por Duffie e Beckman (2013) e calculado com base nas coordenadas geográficas do local de referência com base na hora solar (δ).

Outros ângulos importantes mostrados na Figura 9 são o ângulo de incidência solar em relação ao coletor (θ), que varia ao longo do dia, e os ângulos de orientação dos coletores, que são parâmetros fixos de projeto: ângulo de azimute do coletor (γ_{col}) e o ângulo de inclinação do terreno no sentido longitudinal do coletor (β). O aumento do ângulo β reduz a energia captada pelos espelhos, deste modo é considerado que os coletores estão instalados em um local plano ($\beta = 0$).

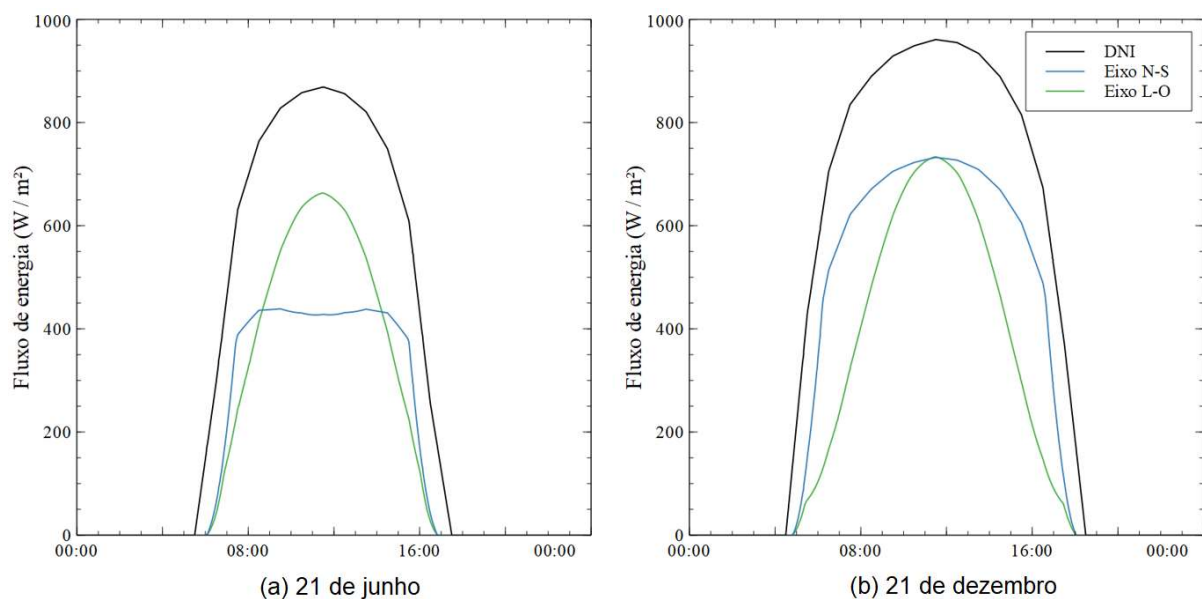
Figura 26 - Ângulos de posição solar.



Fonte: Duffie e Beckman (2013)

A posição azimutal do coletor (γ_{col}) interfere na distribuição da energia solar disponível no plano dos espelhos ao longo do ano, sendo que sua influência depende da latitude. Para a localidade de referência, os coletores alinhados no sentido norte-sul apresentam eficiência cerca de 15% superior em relação ao alinhamento no sentido leste-oeste, tendo por base simulações comparativas realizadas no SAM. Ambas as opções foram implementadas no OpenModelica, entretanto o alinhamento norte-sul foi selecionado para desenvolvimento deste estudo por apresentar maior efetividade. Os gráficos da Figura 27 ilustram o comportamento para os dias 21/jun e 26/jan, através das quais nota-se que a orientação norte-sul, apesar de ser mais eficiente ao longo do ano, apresenta rendimento inferior nos meses de inverno, devido a maior inclinação solar próximo ao meio-dia.

Figura 27 - Fluxos de radiação direta normal e radiação disponível no plano de abertura com os coletores orientados na direção norte-sul e na direção leste-oeste.

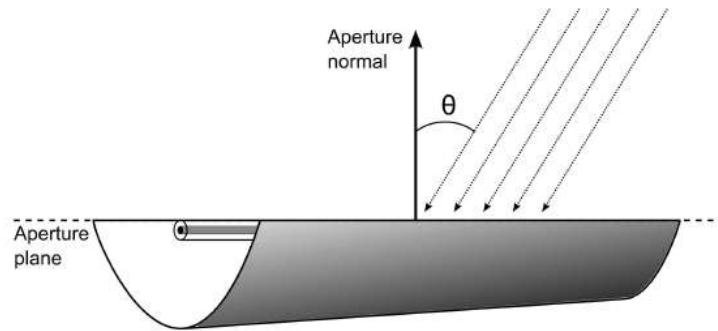


Fonte: Próprio autor.

Os coletores do tipo calha parabólica, por sua forma construtiva, permitem realizar o rastreamento unidirecional da radiação solar. Esta característica possui algumas vantagens, como maior simplicidade do sistema de controle e atuadores, porém tem como desvantagem principal em relação a um sistema com rastreamento bidirecional (como a torre solar por exemplo) o fato de que na maior parte do tempo a radiação solar direta não incidirá de modo perpendicular ao plano do coletor, reduzindo a energia incidente no plano do coletor, conforme ilustrado na Figura 28. O fator de correção do ângulo de incidência, dado por $\cos(\theta)$, deverá

ser aplicado para correção da energia solar disponível no plano dos coletores. Para cálculo desta variável, é necessário calcular previamente a inclinação transversal do coletor em relação ao plano horizontal, representada pelo ângulo de rastreamento (β_{col}).

Figura 28 - Ângulo de incidência.



Fonte: (WAGNER; GILMAN, 2011).

O ângulo de rastreamento, além de ser necessário para cálculo do ângulo de incidência, possui influência na eficiência ótica do coletor devido ao efeito de sombreamento entre as fileiras adjacentes. Este efeito, ilustrado na Figura 29, é mais pronunciado próximo à inicialização e desligamento do sistema. O maior distanciamento entre as fileiras de coletores pode contribuir para reduzir o efeito de sombra e aumentar a eficiência ótica, entretanto irá implicar em uma maior área do campo solar, com conseqüente aumento de custos (área do terreno, tubulações) e de perdas térmicas nas tubulações de distribuição.

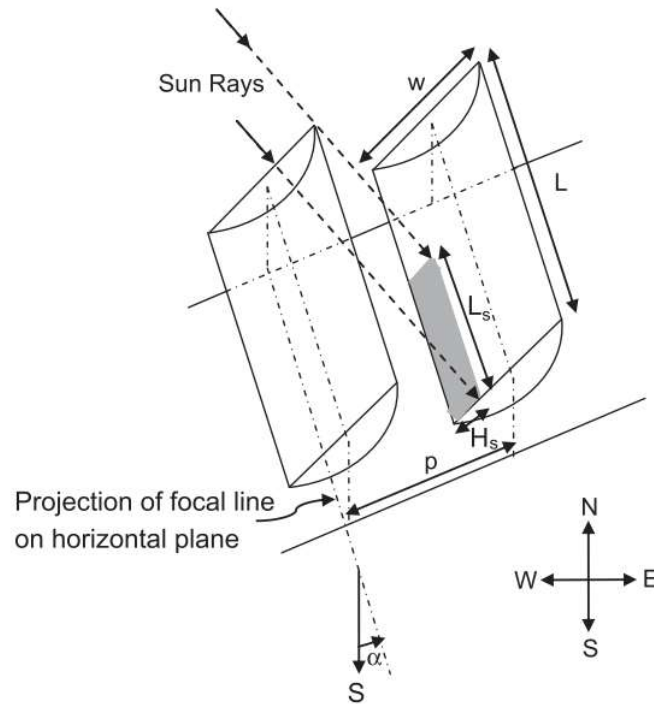
O cálculo do ângulo de incidência (θ) e do ângulo de rastreamento (β_{col}) dos coletores for realizado através das Equações (68) e (69) conforme proposto por (Duffie e Beckman (2013) (respectivamente equações 1.7.3 e 1.7.4 desta referência bibliográfica), assumindo o alinhamento dos coletores sentido norte-sul.

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos^2(\theta_z) - \cos^2(\alpha_{sun}) \cdot \text{sen}^2(\delta)} \quad (68)$$

$$\tan(\beta_{col}) = \tan(\theta_z) \cdot \text{sen}(\gamma_{sun}) \quad (69)$$

onde θ_z é o ângulo de zênite (Figura 26) e δ é o ângulo de hora solar.

Figura 29 - Ilustração do efeito de sombreamento entre fileiras adjacentes.



Fonte: (SHARMA; NAYAK; KEDARE, 2013)

Os ângulos apresentados anteriormente foram utilizados para calcular a eficiência ótica dos coletores, conforme Equação (70) (SODHA; MATHUR; MALIK, 1984), (KALOGIROU, 2014), modificada para inclusão do fator de sombreamento (η_{somb}) e de um fator adicional para contabilizar perdas genéricas (η_{gen}). Assume-se valor constante para os parâmetros físicos dos materiais em função do ângulo de incidência (refletividade, transmissividade e absorvidade), considerando que possíveis variações destes parâmetros estão incluídas no fator de modificação do ângulo de incidência (η_{IAM}).

$$\eta_{opt} = \rho_{esp} \cdot F_{int} \cdot \tau_{env} \cdot \alpha_{rec} (1 - F_g \cdot \tan(\theta)) \cdot \cos(\theta) \cdot \eta_{IAM} \cdot \eta_{somb} \cdot \eta_{gen} \quad (70)$$

onde:

ρ_{esp} : Refletividade do espelho;

F_{int} : Fator de interceptação;

τ_{env} : Transmissividade do envelope de vidro;

α_{rec} : Absortividade do tubo receptor;

F_g : Fator geométrico.

Na Tabela 7 são apresentados os parâmetros dimensionais e óticos tendo por referência os dados disponíveis na biblioteca do SAM para o coletor EuroTrough ET150 ® e o tubo receptor Solel UVAC 3®, utilizados na planta Andasol.

Tabela 7 - Parâmetros utilizados na modelagem ótica dos coletores.

Parâmetro	Valor
Abertura do coletor (m)	5,75
Comprimento de cada fileira de coletor (m)	568,7
Espaçamento entre fileiras (m)	17,2
Distância focal (m)	2,11
Reflexividade do espelho	0,935
Absortividade do tubo	0,960
Transmissividade do envelope	0,963
Absortividade do envelope	0,020
Fator de interceptação	0,951
Fator genérico	0,932

Fonte: Próprio autor, baseado no SAM.

O cálculo da eficiência ótica quando a radiação solar não incide perpendicularmente no plano do coletor possui uma elevada complexidade de representação analítica (KALOGIROU, 2014). Por este motivo, é aplicado um fator de modificação em função do ângulo de incidência (η_{IAM}), através de uma curva de ajuste empírica, usualmente levantada em testes de fábrica ou testes em unidades operacionais. Neste trabalho, é utilizada a curva de ajuste padrão mencionada por Wagner e Gilman (2011), a qual foi levantada através de testes de campo na planta SEGS LS2, aplicada através da Equação (71).

$$\eta_{IAM} = a_0 + a_1 \frac{\theta}{\cos(\theta)} + a_2 \frac{\theta^2}{\cos(\theta)} \quad (71)$$

onde a_0 , a_1 , a_2 são coeficientes ajustados empiricamente.

O fator para correção de efeito de sombreamento entre fileiras adjacentes (η_{somb}) é calculado pela Equação (72) (SHARMA; NAYAK; KEDARE, 2013):

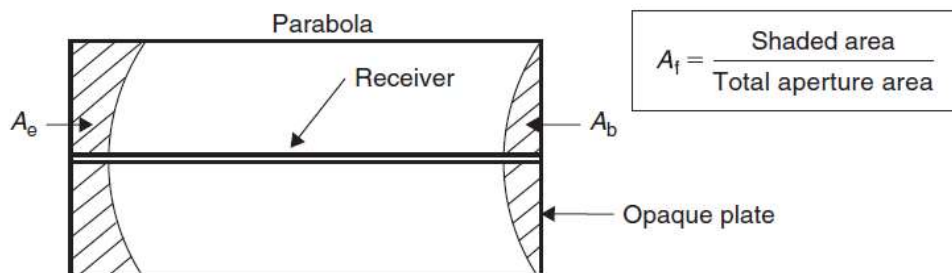
$$\eta_{somb} = 1 - \left(1 - \frac{L_{dist}}{L_w} \cos(\beta_{col})\right) \cdot \left(1 - \frac{L_{dist}}{L_{col}} \tan(\gamma_{col} - \gamma_{sun})\right) \quad (72)$$

onde L_{dist} é o espaçamento entre fileiras, L_w e L_{col} são a abertura e o comprimento do coletor.

O fator de interceptação (F_{int}) representa a razão da energia interceptada pelo tubo receptor pela energia refletida pelo espelho, sendo composto por erros randômicos, tais como: distorções da parábola devido à carga de vento e efeitos de dispersão da superfície reflexiva, e não randômicos, como: imperfeições no perfil do espelho e desalinhamento ou erro de posicionamento dos receptores. Neste trabalho, é adotado um valor fixo para o fator de interceptação com base nos dados da biblioteca do SAM e considerando que o efeito do ângulo de incidência sobre o fator de interceptação é captado pelo fator de modificação η_{IAM} (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O fator geométrico F_g representa a redução da área de abertura do espelho devido a perda de radiação refletida ao final do coletor em função do ângulo de incidência e perdas por sombra no caso da utilização de placas de proteção contra a projeção de radiação concentrada, conforme Equações (73) e (74) (KALOGIROU, 2014), ilustrado na Figura 30. A perda por sombra devido a utilização de placas opacas de proteção não é considerada neste estudo, por se tratar de um item específico para cada projeto. Desta forma o primeiro termo da Equação (69) foi suprimido.

Figura 30 - Efeito de redução da área útil do espelho, devido a perdas nas extremidades.



Fonte: (KALOGIROU, 2014).

$$A_1 = \frac{2}{3} \cdot L_w h_p + L_f \cdot L_w \left(1 + \frac{L_w^2}{48 f^2}\right) \quad (73)$$

$$F_g = \frac{A_1}{A_t} \quad (74)$$

onde A_1 e A_t são a área de sombra e a área total, respectivamente; L_f é a distância focal, h_p a altura e L_w a abertura da parábola.

O fator de perdas genéricas foi adicionado para permitir a representação de outros parâmetros fixos que possam impactar no desempenho ótico dos coletores, tais como fatores de deposição de sujeira no tubo interno e no envelope, erros de rastreamento, perda de área do tubo receptor em decorrência de juntas das tubulações, dentre outros.

2.3.4. Controle e armazenamento térmico

O sistema de armazenamento é composto pelos tanques de armazenamento, blocos de controle de fluxo e, no caso de armazenamento térmico indireto, os trocadores de calor óleo-sal fundido. Ambas as opções de armazenamento foram consideradas: armazenamento indireto (Figura 19), o qual foi aplicado no modelo de validação da planta solar, e o armazenamento direto (Figura 20), aplicado no modelo da planta híbrida.

A modelagem do tanque de armazenamento foi realizada através das equações de balanço de massa e energia, Equações (75) a (78). As propriedades do fluido de trabalho são consideradas homogêneas em todo o volume ocupado, e as perdas térmicas do tanque para o ambiente são consideradas desprezíveis (WEI *et al.*, 2020).

$$\frac{dm_{tq}}{dt} = \sum \dot{m}_{tq,e} - \sum \dot{m}_{tq,s} \quad (75)$$

onde m_{tq} é a massa total do fluido armazenado e $\dot{m}_{tq,e}$ e $\dot{m}_{tq,s}$ as vazões mássicas na entrada e na saída do tanque respectivamente.

Considerando $m_{tq} = \rho_{tq} \cdot A_{tq} \cdot z_{tq}$, sendo A_{tq} a área de seção transversal do tanque, ρ_{tq} e z_{tq} a densidade média e o nível do fluido no tanque, substituindo na Equação (75) e aplicando a derivada no tempo, temos que:

$$\rho_{tq} \cdot A_{tq} \frac{dz_{tq}}{dt} + A_{tq} \cdot z_{tq} \frac{d\rho_{tq}}{dt} = \sum \dot{m}_{tq,e} - \sum \dot{m}_{tq,s} \quad (76)$$

Cabe destacar que o segundo termo da Equação (76) pode ser desprezado, considerando que os fluidos são incompressíveis.

O balanço de energia nos tanques de armazenamento foi calculado conforme Equação (77). A Equação (78) demonstra o desenvolvimento do primeiro termo da Equação (77), relativo à variação de energia no volume de controle do tanque, no qual assume-se que os fluidos são incompressíveis e a área da seção transversal do tanque é constante. Nota-se que a variação da energia armazenada é função da energia interna do fluido e do nível do tanque.

$$\frac{dE_{tq}}{dt} = \sum \dot{m}_{tq,e} \cdot h_{tq,e} - \sum \dot{m}_{tq,s} \cdot h_{tq,s} \quad (77)$$

$$\frac{dE_{tq}}{dt} = \frac{d(m_{tq} \cdot u_{tq})}{dt} = \frac{d(\rho_{tq} \cdot A_{tq} \cdot z_{tq} \cdot u_{tq})}{dt} = \rho_{tq} \cdot A_{tq} \left(z_{tq} \frac{du_{tq}}{dt} + u_{tq} \frac{dz_{tq}}{dt} \right) \quad (78)$$

Onde E_{tq} é a energia armazenada no tanque, u_{tq} é a energia interna do fluido no interior do tanque e $h_{tq,e}$ e $h_{tq,s}$ são os valores médios de entalpia do fluido nos bocais de entrada e de saída do tanque, respectivamente.

Considerando que o fluido do tanque é incompressível, assume-se ainda que o valor da energia interna e da entalpia sejam equivalentes. Desta forma, substituindo-se a Equação (78) na Equação (77) obtém-se a Equação (79), a qual foi utilizada no modelo do tanque de armazenamento com óleo sintético. No caso do sal fundido, assumindo um valor constante para o calor específico do sal, esta equação é adaptada considerando $\Delta h = c_p \cdot \Delta T$, conforme mostrado na Equação (80).

$$\rho_{tq} \cdot A_{tq} \left(z_{tq} \frac{dh_{tq}}{dt} + h_{tq} \frac{dz_{tq}}{dt} \right) = \sum \dot{m}_{tq,e} \cdot h_{tq,e} - \sum \dot{m}_{tq,s} \cdot h_{tq,s} \quad (79)$$

$$\rho_{tq} \cdot A_{tq} \left(z_{tq} \cdot c_p \frac{dT_{tq}}{dt} + c_p \cdot T_{tq} \frac{dz_{tq}}{dt} \right) = \sum \dot{m}_{tq,e} \cdot c_p \cdot T_{tq,e} - \sum \dot{m}_{tq,s} \cdot c_p \cdot T_{tq,s} \quad (80)$$

onde h_{tq} , $h_{tq,e}$, $h_{tq,s}$, T_{tq} , $T_{tq,e}$, $T_{tq,s}$ são os valores médios de entalpia do óleo e de temperatura do sal fundido no tanque e nos bocais de entrada e de saída respectivamente.

Os modelos de controle foram aplicados para controlar o fluxo do fluido (HTF) entre o campo solar, tanques de armazenamento e trocadores de calor, sob diferentes condições operacionais. Devido à complexidade dos sistemas reais, que envolvem diversos instrumentos, controladores, válvulas, bombas e outros equipamentos, foi realizada uma modelagem simplificada para cada modo operacional do ciclo vapor, conforme Tabela 8, na qual estão listadas as 6 condições operacionais para a planta solar, seguindo uma ordem cronológica para um dia típico com elevada incidência solar.

Inicialmente, enquanto a radiação solar não é suficiente para aquecimento do HTF, o campo solar permanece desativado, em modo de recirculação (Caso I), a qual é necessária para evitar a solidificação do fluido. Conforme a necessidade, resistores elétricos de aquecimento são utilizados para manter a temperatura mínima do óleo ou do sal dentro das tubulações dos coletores e *headers* de distribuição, de modo a evitar a solidificação do fluido (incluído no modelo do campo solar, Equação 39). Com o aumento da radiação solar, o fluido de trabalho passa por uma etapa de aquecimento em modo de recirculação até que a temperatura na saída dos coletores atinja o limite mínimo de projeto para início de operação do campo solar.

Em uma primeira etapa, o campo solar fornece uma vazão insuficiente para operar o bloco de potência nas condições nominais (Caso II). Com o aumento da radiação solar, o campo passa a entregar uma vazão igual ou superior ao consumido no bloco de potência, desta forma o fluxo excedente é redirecionado aos trocadores de calor óleo-sal fundido no caso de armazenamento indireto, ou diretamente aos tanques de armazenamento, no caso de armazenamento direto (Caso III).

Tabela 8 - Configurações atribuídas ao campo solar e ao ciclo vapor.

Caso	Condição avaliada no SF	Status do SF	Condição no TES	Status do TES	Status operacional
I	$T_{col} < T_{proj}$	Recirculação $Q_{sf} = Q_{rec}$	$E = 0$	Indisponível	A - Recirculação
II	$T_{col} > T_{proj}$	Operação $Q_{sf} < Q_{bp}$			B - Carga parcial
III		Operação $Q_{sf} > Q_{bp}$	$E < E_{max}$	Armazenamento de energia	
IV		Operação restringida $Q_{sf} = Q_{bp}$	$E = E_{max}$	Capacidade máxima	C - Carga base
V		Operação $Q_{sf} < Q_{bp}$	$E > 0$	Fornecimento de energia	
VI		$T_{col} < T_{proj}$			Recirculação $Q_{sf} = Q_{rec}$

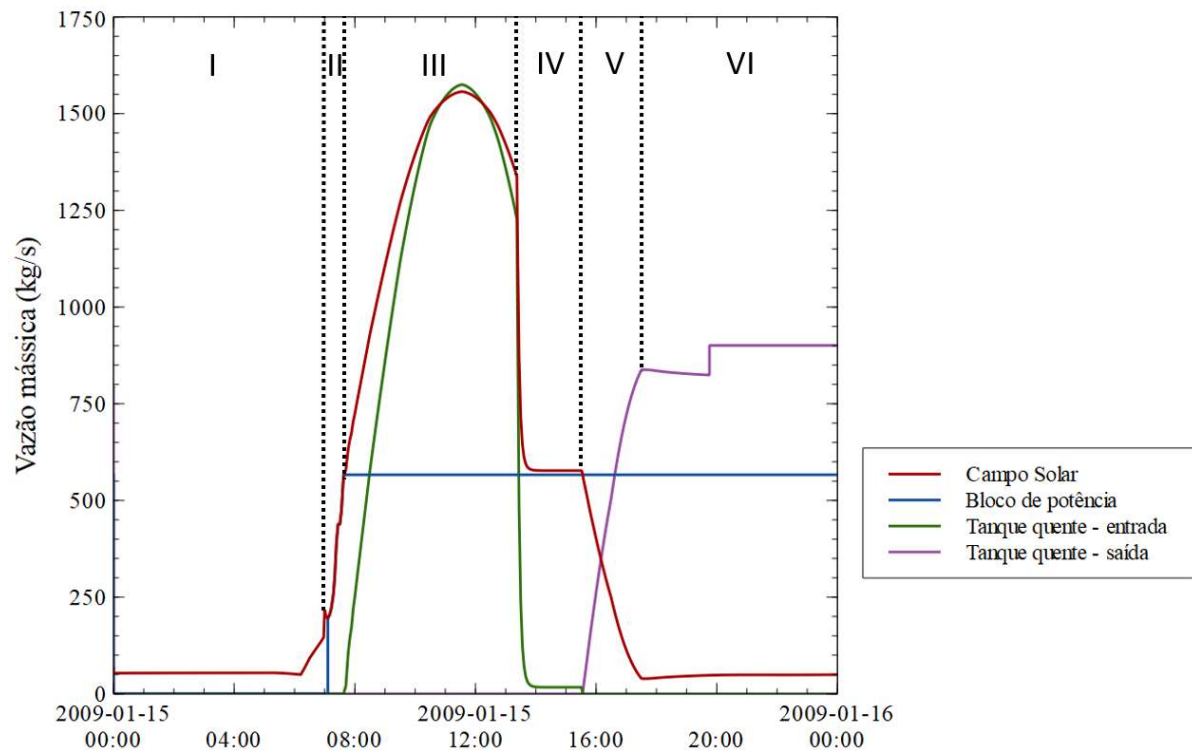
Fonte: Próprio autor (2022).

Com o passar do tempo, o tanque de armazenamento poderá atingir a sua capacidade máxima, com o campo solar fornecendo uma vazão acima da vazão de projeto do bloco de potência. Nestas circunstâncias, em plantas solares, a desfocagem de parte dos espelhos dos coletores é realizada com objetivo de evitar uma sobrecarga térmica no campo solar e manter a temperatura do fluido HTF dentro das condições de projeto (Caso IV).

Em um determinado momento, com a redução da radiação solar, a vazão do campo cai abaixo da vazão requerida pelo bloco de geração. A partir deste ponto o volume armazenado no tanque quente é utilizado no trocador de calor óleo-sal fundido ou mesmo utilizado diretamente para complementar a vazão fornecida pelo campo, mantendo a turbina a vapor operando em condição nominal (Caso V).

Em um último estágio, o campo solar não recebe energia suficiente para aquecimento do fluido, sendo que neste momento o campo é desativado (recolhimento dos coletores) e entra em modo de recirculação, ao passo que o sistema de armazenamento é utilizado para suprir 100% da carga térmica do bloco de potência, nas condições nominais (Caso VI). A Figura 31 ilustra estas etapas, em um gráfico levantado para o dia 15/jan, data que apresenta condições nominais de DNI.

Figura 31. Exemplo dos modos operacionais ao longo de um dia típico.



Fonte: Próprio autor (2022).

Para representar matematicamente as diferentes condições operacionais (casos I a VI), foram adotados quatro modos de operação (*status*) para a planta solar base, mostrado na última coluna da Tabela 8. O modo “carga base” utiliza as mesmas equações para representar os casos III e V. O caso IV não é representado por este modelo de controle, pois na prática esta condição seria aplicável ao modelo do campo solar, através da inclusão de uma malha de controle adicional para controlar a vazão do campo através da desfocagem parcial dos espelhos (redução da eficiência ótica). A implementação desta malha adicional não foi possível devido à dificuldades para solução numérica. Desta forma, a seguinte abordagem foi utilizada: os níveis dos tanques quente e frio são fixados nos valores máximo e mínimo, respectivamente, e no modelo do coletor a radiação absorvida pelo tubo é limitada de modo a fornecer a vazão próxima à vazão de nominal do bloco de geração.

O balanço de massa e energia no volume de controle do conjunto de tubulações e equipamentos que compõe o sistema de controle e distribuição de fluxo foi realizado através das Equações (81) e (83) para o caso do sistema de saída de fluxo e Equações (82) e (84) para o sistema de retorno de fluxo. No modo de recirculação do campo solar com carga nominal

(caso VI), as equações de balanço de energia foram modificadas de modo a representar a ocorrência de dois fluxos completamente segregados: recirculação no campo e operação utilizando o volume do tanque quente, conforme Equação (85). Equações adicionais foram aplicadas a cada modo operacional, conforme Tabela 9.

$$\dot{m}_{cs,s} + \dot{m}_{tq,q} - \dot{m}_{bp,e} - \dot{m}_{rc} = 0 \quad (81)$$

$$\dot{m}_{cs,e} + \dot{m}_{tq,f} - \dot{m}_{bp,s} - \dot{m}_{rc} = 0 \quad (82)$$

$$\dot{m}_{cs,s} \cdot h_{cs,s} + \dot{m}_{tq,q} \cdot h_{tq,q} + \dot{m}_{bp,e} \cdot h_{bp,e} + \dot{m}_{rc} \cdot h_{rc} = \rho_{htf,bc} \cdot V_{htf,bc} \cdot \frac{dh_{htf,bc}}{dt} \quad (83)$$

$$\dot{m}_{cs,e} \cdot h_{cs,e} + \dot{m}_{tq,f} \cdot h_{tq,f} + \dot{m}_{bp,s} \cdot h_{bp,s} + \dot{m}_{rc} \cdot h_{rc} = \rho_{htf,bc} \cdot V_{htf,bc} \cdot \frac{dh_{htf,bc}}{dt} \quad (84)$$

$$\dot{m}_{cs,s} \cdot h_{cs,s} + \dot{m}_{rec} \cdot h_{rc} = \rho_{htf,bc} \cdot V_{htf,bc} \cdot \frac{dh_{htf,bc}}{dt} \quad (85)$$

onde: \dot{m}_{cs} , $\dot{m}_{tq,q}$, $\dot{m}_{tq,q}$, \dot{m}_{bp} , \dot{m}_{rc} e h_{cs} , $h_{tq,q}$, $h_{tq,q}$, h_{bp} , h_{rc} são, respectivamente, as vazões e entalpias nos pontos de interligação com o campo solar, tanque quente, tanque frio, bloco de potência e recirculação, e $\rho_{htf,bc}$, $V_{htf,bc}$, $h_{htf,bc}$ são a densidade média, volume e entalpia do fluido em cada bloco de controle (conjunto de tubulações e equipamentos utilizados para escoamento do HTF).

Conforme mencionado no modelo do tanque de armazenamento, as Equações (81) à (85) consideram que a entalpia e a energia interna são equivalentes, devido à hipótese de fluido incompressível.

Tabela 9 - Resumo das equações para cada modo de operação.

Status operacional	Equações adicionais Saída para BP	Equações adicionais Retorno do BP
A - Recirculação	$\dot{m}_{tq,q} = 0$ $\dot{m}_{bp} = 0$ $T_{bp} = T_{tq,q}$	$\dot{m}_{tq,f} = 0$ $T_{tq,f} = T_{vol}$
B - Carga parcial	$\dot{m}_{tq,q} = 0$ $\dot{m}_{rc} = 0$ $T_{bp} = T_{vol}$	$\dot{m}_{tq,f} = 0$ $T_{tq,f} = T_{vol}$
C - Carga base	$\dot{m}_{tc} = \dot{m}_{proj}$ $\dot{m}_{rc} = 0$ $T_{bp} = T_{vol}$	$\dot{m}_{tq,f} = -\dot{m}_{tq,q}$ $T_{tq,f} = T_{vol}$
D - Recirculação e carga base	$\dot{m}_{bp} = \dot{m}_{proj}$ $\dot{m}_{rc} = \dot{m}_{sf}$ $T_{bp} = T_{vol}$	$\dot{m}_{tq,f} = \dot{m}_{bp}$ $T_{tq,f} = T_{bp}$

Fonte: Próprio autor.

No campo solar, duas condições adicionais de controle são verificadas para considerar o campo em operação, caso contrário os coletores são posicionados na condição segura: a velocidade de vento deve ser inferior a velocidade máxima admissível de projeto, neste caso definida em 25m/s, e o ângulo de rastreamento do coletor deve estar entre os ângulos limites definidos para inicialização e desligamento do sistema, neste caso fixados em 10° e 170°, respectivamente.

A Tabela 10 são apresenta os principais parâmetros de entrada dos modelos do tanque e dos blocos de controle de fluxo, utilizados na etapa de validação.

Tabela 10 - Resumo dos parâmetros do tanque de armazenamento e bloco de controle

Parâmetro	Valor
Vazão nominal para o bloco de potência (Kg/s)	566,5
Capacidade do tanque operando em carga nominal (h)	7,5
Nível máximo do tanque (m)	14
Nível mínimo do tanque (m)	0,4
Diâmetro dos tanques (m)	44,85

Fonte: Próprio autor.

2.3.5. Trocadores de calor

Os trocadores de calor são empregados para duas finalidades principais na planta solar: (1) transferência de calor entre o HTF e o fluido de armazenamento térmico e (2) transferência de calor entre o HTF e o fluido de trabalho do ciclo Rankine (neste caso água). No primeiro caso, a modelagem matemática é realizada através do método de efetividade-NTU (ÇENGEL, 2007), aplicando a correlação da Equação (86) para correção do coeficiente global de transferência de calor (PATNODE, 2006). Esta abordagem é necessária no caso do trocador óleo-sal fundido, pois este equipamento opera na maior parte do tempo fora do ponto de projeto, em carga parcial, sendo que os coeficientes de convecção são influenciados pela vazão de cada fluido.

$$\frac{UA}{UA_{proj}} = \left(\frac{\dot{m}_{htf}}{\dot{m}_{htf,proj}} \right)^{0,8} \quad (86)$$

onde UA_{proj} e UA são o produto da área do trocador de calor pelo coeficiente de transferência térmica no ponto de projeto e em condições fora de projeto, e $Q_{htf,proj}$ e Q_{ht} são as vazões de projeto e vazão instantânea do fluido de transferência térmica, respectivamente.

Para modelagem pelo método NTU, são considerados permutadores de calor do tipo casco-tubo em fluxo contracorrente, e desconsiderando as perdas térmicas para o ambiente, considerando equipamentos com isolamento térmico. A área de troca térmica será dimensionada de modo a atender a uma determinada carga térmica de projeto, neste caso definida pela diferença entre as potências nominais do campo solar e do bloco de geração. É considerado que a relação de vazão entre fluidos permanece constante.

Os trocadores de calor utilizados para aquecimento e geração de vapor no ciclo Rankine são modelados considerando apenas as equações de balanço de massa e energia. A temperatura do HTF na saída do trocador é fixada ao valor de projeto. Estes trocadores são aplicados para interligação entre a planta solar e a planta termelétrica, sendo que esta abordagem simplificada é fundamental para garantir a estabilidade do modelo matemático e convergência da solução, devido a maior complexidade da planta integrada. Ainda assim, os resultados obtidos com este modelo simplificado não comprometem o resultado da simulação,

pois na quase totalidade do período de operação as vazões no trocador são muito próximas das vazões de projeto.

2.3.6. *Bloco de geração e cargas parasitárias*

O bloco de geração de uma planta solar é tipicamente composto pelos trocadores de calor óleo-água e pelos demais equipamentos tipicamente utilizados em uma planta termelétrica convencional, tais como turbinas a vapor, condensadores, torres de resfriamento, bombas de alimentação de caldeira, dentre outros. Os trocadores de calor, do tipo casco e tubo, são utilizados para aquecimento do condensado e geração de vapor superaquecido a partir da energia solar transferida pelo fluido de trabalho (HTF), operando de modo análogo às caldeiras de recuperação de calor em uma planta de ciclo combinado.

O bloco de geração é utilizado exclusivamente para fins de validação dos modelos da planta solar, considerando que no caso da planta híbrida os equipamentos deste bloco já estão disponíveis na planta termelétrica e são compartilhados com a planta solar. Desta forma, não é realizada a modelagem explícita do bloco de geração, o qual é estruturado de modo análogo ao *software System Advisor Model*, com objetivo de suprimir qualquer influência desta seção no resultado da simulação e na validação do modelo da planta solar.

A taxa de transferência de calor do fluido de trabalho (HTF) para o bloco de geração (\dot{Q}_{ter}) foi calculada através da Equação (87), considerando que as vazões de entrada e de saída são iguais ($\dot{m}_{htf, bp}$). A temperatura de saída do fluido de trabalho ($T_{htf, out}$) foi considerada constante e igual à temperatura de projeto do bloco de geração (T_{proj}), caso o bloco de geração esteja em operação, conforme Equação (88). Caso o bloco de geração esteja em modo de espera ou desligado, a temperatura de saída é fixada na temperatura de entrada, Equação (89).

$$\dot{Q}_{ter} = \dot{m}_{htf, bp} \cdot (h_{htf, e} - h_{htf, s}) \quad (87)$$

$$T_{htf, s} = T_{proj} \quad (88)$$

$$T_{htf, s} = T_{htf, e} \quad (89)$$

onde $h_{htf,e}$, $h_{htf,s}$ são as entalpias do fluido de transferência térmica na entrada e na saída do bloco de potência, respectivamente.

A turbina a vapor que compõe o bloco de geração é uma turbina simples de condensação, sem pontos de extração de vapor. Caso a potência térmica disponível no bloco de geração esteja acima do limite mínimo definido para operação da turbina ($\dot{Q}_{t,min}$), a potência elétrica bruta (\dot{W}_{brt}) é calculada conforme Equação (90). Caso contrário, a turbina a vapor permanece em modo de espera sem geração, conforme Equação (91). A eficiência de conversão de energia térmica para energia elétrica da turbina a vapor (η_{tv}) foi ajustada para condições operacionais diferentes das condições de projeto, conforme Equação (92) (LLORENTE GARCÍA; ÁLVAREZ; BLANCO, 2011), na qual a eficiência é corrigida em função da razão entre a potência térmica (\dot{Q}_{ter}) e a potência térmica nominal do bloco de geração ($\dot{Q}_{t,nom}$):

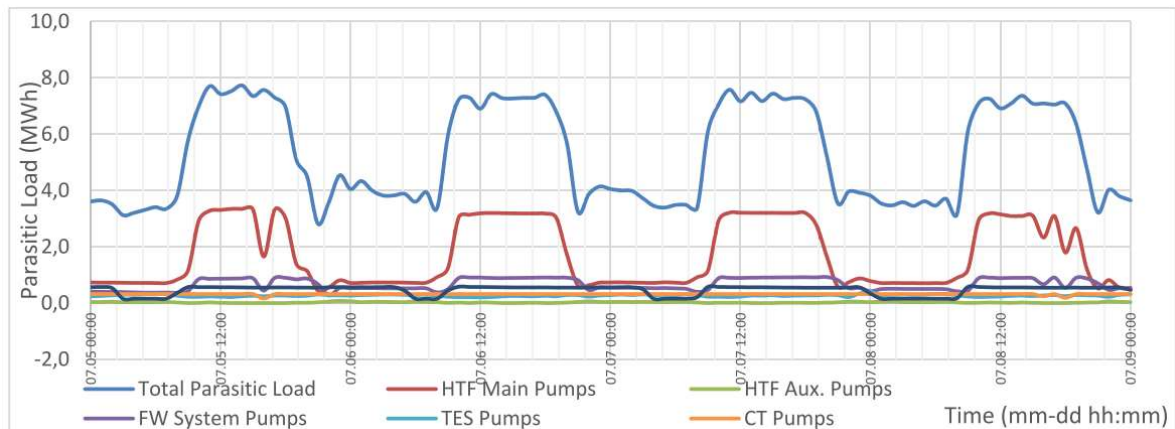
$$\dot{W}_{brt} = \eta_{tv} \dot{Q}_{ter} \quad \text{se} \quad \dot{Q}_{ter} > \dot{Q}_{ter,min} \quad (90)$$

$$\dot{W}_{brt} = 0 \quad \text{se} \quad \dot{Q}_{ter} < \dot{Q}_{ter,min} \quad (91)$$

$$\eta_{tv} = 0,397 - 0,243 \cdot e^{\left(\frac{-\dot{Q}_{ter}}{\dot{Q}_{ter,nom}}\right)} \quad (92)$$

As cargas elétricas consumidas pela planta solar foram estimadas a partir dos dados disponíveis na literatura para a planta *Andasol-1* (RAMORAKANE; DINTER, 2016). A Figura 32 mostra as principais cargas da planta, na qual nota-se que a potência consumida para bombeamento do fluido do campo solar representa a maior parte da potência total consumida. Em geral, as cargas consumidas na planta solar representam cerca de 6% da energia total gerada ao longo do ano, tendo por referência a simulação realizada no SAM.

Figura 32 – Principais cargas de consumo na planta Andasol 3.



Fonte: (RAMORAKANE; DINTER, 2016)

Na Tabela 11 estão listadas as cargas consideradas para simulação da planta solar. Para alguns dados não disponíveis para as plantas Andasol, os valores padrões do SAM foram adotados, tal como a potência para acionamento de cada módulo de coletores (SCA) e perdas fixas da planta. Algumas cargas opcionais não foram consideradas nas simulações realizadas no SAM e no OpenModelica, tais como queimadores auxiliares e proteção contra congelamento nos tanques de armazenamento.

No caso da planta solar integrada à planta termelétrica, os valores listados na Tabela 11 são recalculados de modo diretamente proporcional à potência nominal do campo solar. Neste caso, algumas cargas parasitárias não são aplicáveis, pois são utilizados equipamentos disponíveis na planta base, tais como o sistema de rejeição de calor, bombas de alimentação de caldeira e perdas fixas genéricas.

Tabela 11 - Resumo das perdas parasitárias típicas da planta solar e valores nominais.

Descrição da carga parasitária	Bloco	Potência nominal	Referência
Motores e eletrônica para rastreamento dos coletores, por módulo (SCA)	Campo solar	125 W/SCA	SAM
Bombas principais de HTF	Campo solar	3.398 kW	Andasol I
Bombas de recirculação de HTF	Campo solar	239 kW	Andasol I
Proteção contra congelamento	Campo solar	20 kW	
Bombas de HTF do sistema de armazenamento	TES	903 kW	Andasol I
Equipamentos de rejeição de calor	Bloco de potência	914 kW	Andasol I
Bombas de alimentação de caldeira	Bloco de potência	957 kW	Andasol I
Perdas parasitárias genéricas - fixas	Planta solar		SAM

Fonte: Próprio autor.

Parte das cargas elétricas da planta solar possuem valores aproximadamente constantes durante a operação da planta, tais como motores de posicionamento dos coletores, equipamentos do sistema de rejeição de calor (bombas e ventiladores) e resistências de aquecimento, enquanto outras cargas são variáveis, a exemplo das bombas de óleo, bombas de sal fundido e bombas de alimentação de caldeira. Desta forma, considerando que as bombas representam a maior parte do consumo elétrico da planta, suas modelagens em condições fora de projeto foram realizadas através das leis de afinidade das bombas, Equação (93) (STEWART, 2019):

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_{b,nom}} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nom}} \right)^3 \quad (93)$$

onde \dot{W}_b , $\dot{W}_{b,nom}$, \dot{m} , \dot{m}_{nom} são as potências elétricas e as vazões mássicas instantâneas e nominais em cada bomba.

As resistências de aquecimento têm por função principal evitar o congelamento/solidificação do fluido de trabalho no campo solar e nos tanques de armazenamento. Estas resistências não foram aplicadas no sistema de armazenamento, considerando a modelagem adiabática adotada para os tanques. No campo solar, no caso da utilização do óleo térmico, que possui ponto de solidificação em torno de 12 °C, a potência consumida pelas resistências de aquecimento é desprezível nos meses mais quentes. Entretanto a utilização do sal fundido, que apresenta temperatura de solidificação da ordem de 142 °C, pode representar uma carga significativa.

A Equação (94) foi aplicada para contabilizar o efeito das cargas parasitárias (\dot{W}_{par}):

$$\dot{W}_{par} = \dot{W}_{b,pr} + \dot{W}_{b,rc} + \dot{W}_{b,tes} + \dot{W}_{b,bp} + \dot{W}_{sca} + \dot{W}_{aq} + \dot{W}_{resf} + \dot{W}_{fixo} \quad (94)$$

onde $\dot{W}_{b,pr}$, $\dot{W}_{b,rc}$, $\dot{W}_{b,tes}$, $\dot{W}_{b,bp}$, \dot{W}_{sca} , \dot{W}_{aq} , \dot{W}_{resf} , \dot{W}_{fixo} são as potências elétricas consumidas pelas bombas principais e de recirculação do campo solar, bombas do TES, bombas de alimentação do bloco de potência, motores do sistema de rastreamento dos coletores, resistências de aquecimento do fluido do campo solar, sistema de resfriamento do BP, e cargas fixas, respectivamente.

2.4. Integração da planta solar com a planta termelétrica

Os modelos da planta base e da planta solar foram utilizados para simular e avaliar a eficiência de diferentes configurações de integração da energia solar com o ciclo a vapor da usina termelétrica. Para interligação destes modelos, foram utilizados os modelos simplificados de trocadores de calor, que consideram uma relação fixa entre as vazões de água e de fluido de transferência térmica, e não consideram a influência de condições de vazão fora de projeto. A modelagem e simulação da planta de ciclo combinado integrado com a planta solar foi realizada na condição de regime transiente.

A planta solar foi dimensionada para fornecer aproximadamente 2% de aumento na potência da turbina a vapor, buscando manter a potência próxima do limite superior estabelecido pelo fabricante, de 62,5 MW. A carga térmica e a vazão a serem fornecidas pelo sistema de armazenamento da planta solar foram calculadas através das Equações (95) e (96) respectivamente:

$$\dot{m}_{htf,nom} = \frac{\dot{Q}_{ter,ps}}{h_{htf,e} - h_{htf,s}} \quad (95)$$

$$\dot{Q}_{ter,ps} = \frac{0,02 \cdot \dot{W}_{tv,nom}}{\eta_{tv}} \quad (96)$$

onde $\dot{m}_{htf,nom}$ e $\dot{Q}_{ter,ps}$ são a vazão nominal e a potência térmica fornecida pela planta solar para a planta base, $h_{htf,e}$ e $h_{htf,s}$ são as entalpias do HTF na entrada e na saída do trocador de calor, e $\dot{W}_{tv,nom}$ e η_{tv} são a potência elétrica nominal e a eficiência da turbina a vapor existente.

Os parâmetros principais foram replicados da planta solar utilizada para validação, conforme mostrado na Tabela 12, com redução do número de fileira de coletores parabólicos de modo a atingir a potência térmica cerca de 25% superior ao calculado pela Equação (90). O sistema de armazenamento térmico foi redimensionado para suportar 12 horas de operação fornecendo a vazão nominal do trocador de calor da planta solar, com objetivo de evitar que o tanque quente atinja sua capacidade máxima de armazenamento e que o campo solar opere em modo de desfocagem dos coletores, de modo a impedir que este modo de operação do campo solar influencie a performance da planta híbrida. O mesmo fluido utilizado no campo solar é utilizado no sistema de armazenamento térmico (armazenamento direto).

Tabela 12 - Parâmetros principais da planta solar.

Parâmetro	Valores
Número de coletores em paralelo	2
Comprimento de cada coletor (m)	517,2
Abertura do espelho (m ²)	5,77
Área de abertura do campo (m ²)	13080
Espaçamento entre fileiras (m)	17,2
Área estimada do campo solar (ha)	1,78
Comprimento estimado do <i>header</i> de distribuição (m)	110
Capacidade do sistema de armazenamento (horas)	12

Fonte: Próprio autor.

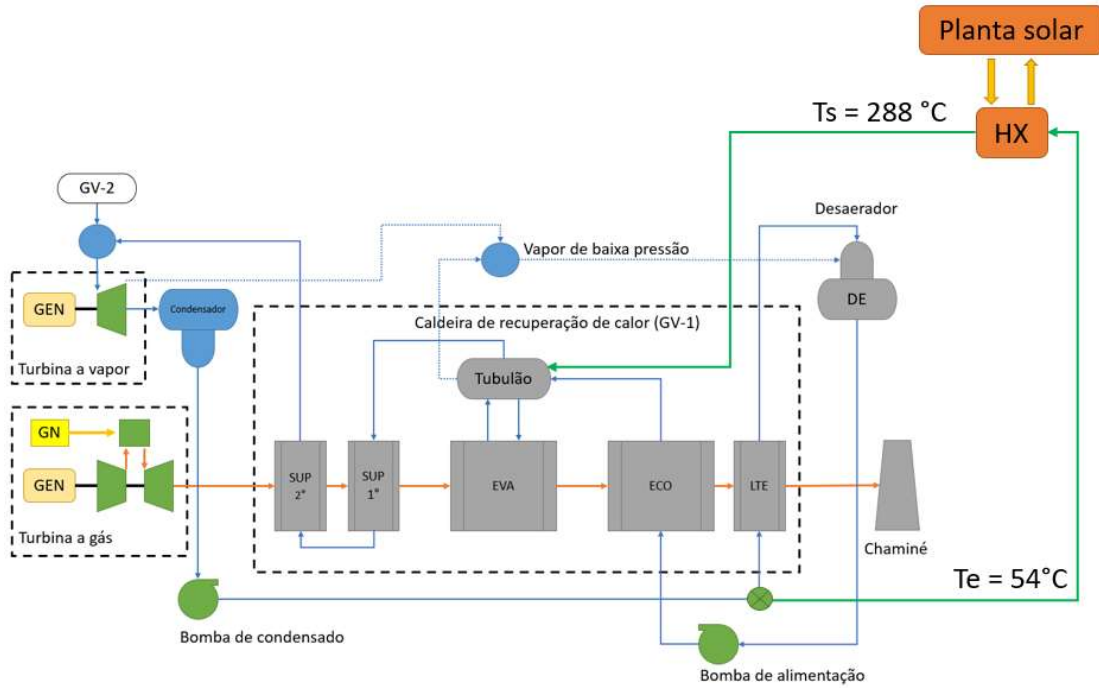
Os *layouts* de integração das plantas foram elaborados com o objetivo de comparar o desempenho entre os fluidos de trabalho do campo solar, incluindo o óleo sintético (OS) e o sal fundido (SF), e investigar como cada alternativa de conexão da planta solar com a caldeira de recuperação influencia o desempenho da planta híbrida. A Tabela 13 resume os pontos de interligação (saída e retorno) com a planta base em cada *layout*, e quais arranjos de trocadores de calor são considerados na planta solar (aquecimento da água, evaporação e superaquecimento do vapor). Todos os *layouts* propostos neste trabalho estão ilustrados nos fluxogramas das Figuras 33 a 38, e detalhes da implementação no OpenModelica estão disponíveis no Anexo A.

Tabela 13 - Resumo dos *layouts* e pontos de interligação.

<i>Layout</i>	Pontos de interligação com a planta base		Etapas – permutadores da planta solar		
	Saída da planta	Retorno à planta	Aquecimento	Evaporação	Superaquecimento
#1-OS	Bomba de condensado	Tubulão de vapor	X		
#2-OS	Bomba de condensado	Tubulão de vapor	X	X	
#3-OS	Bomba de condensado	Saída do SUP-1°	X	X	X
#4-OS	Tubulão de vapor	Saída do SUP-1°		X	X
#5-OS	Tubulão de vapor	Tubulão de vapor		X	
#6-OS	Tubulão de vapor	Saída do SUP-1°			X
#1-SF	Bomba de condensado	Tubulão de vapor	X		
#2-SF	Bomba de condensado	Tubulão de vapor	X	X	
#3-SF	Bomba de condensado	Saída da caldeira	X	X	X
#4-SF	Tubulão de vapor	Saída da caldeira		X	X
#5-SF	Tubulão de vapor	Tubulão de vapor		X	
#6-SF	Tubulão de vapor	Saída da caldeira			X

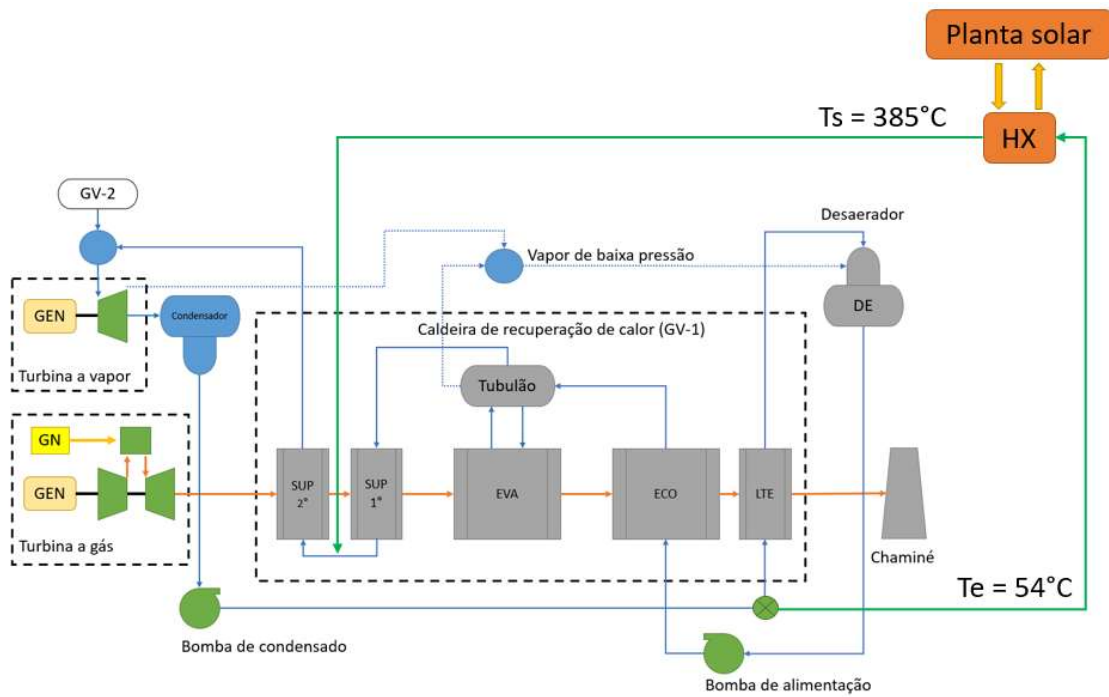
Fonte: Próprio autor.

Figura 33 – Pontos de interligação para os layouts #1-OS/MS e #2-OS/MS.



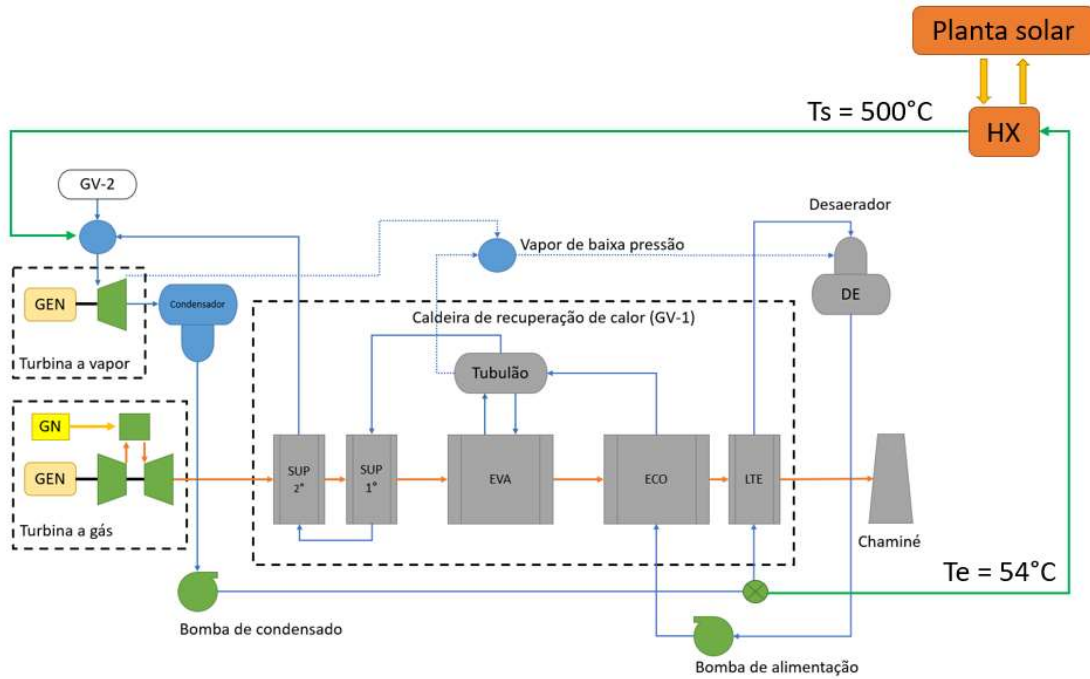
Fonte: Próprio autor.

Figura 34 - Pontos de interligação para o layout #3-OS.



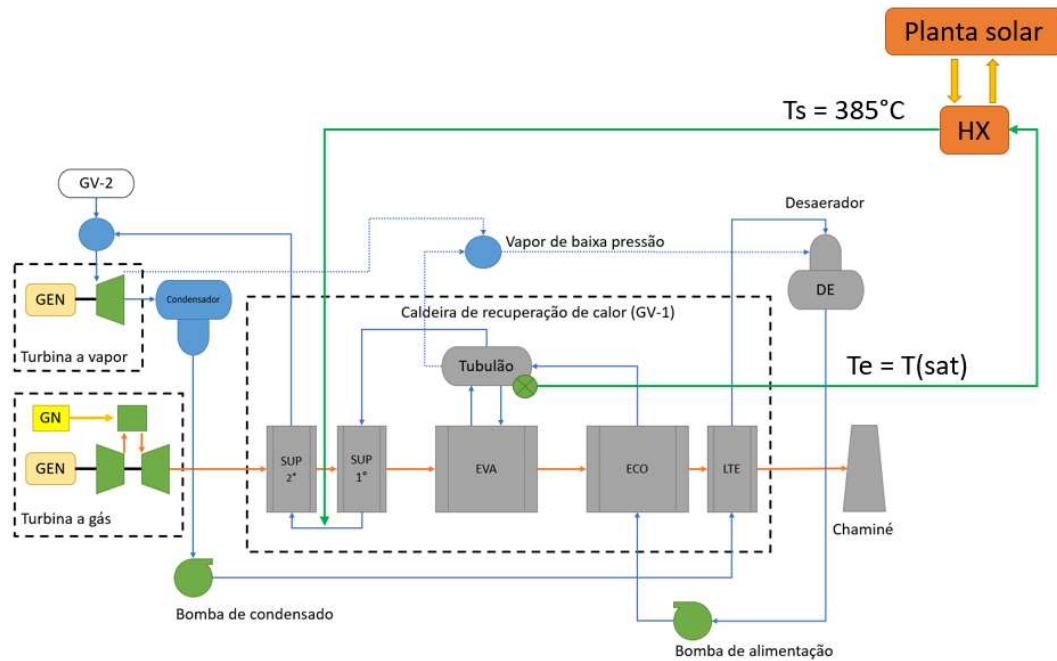
Fonte: Próprio autor.

Figura 35 - Pontos de interligação para o layout #3-MS.



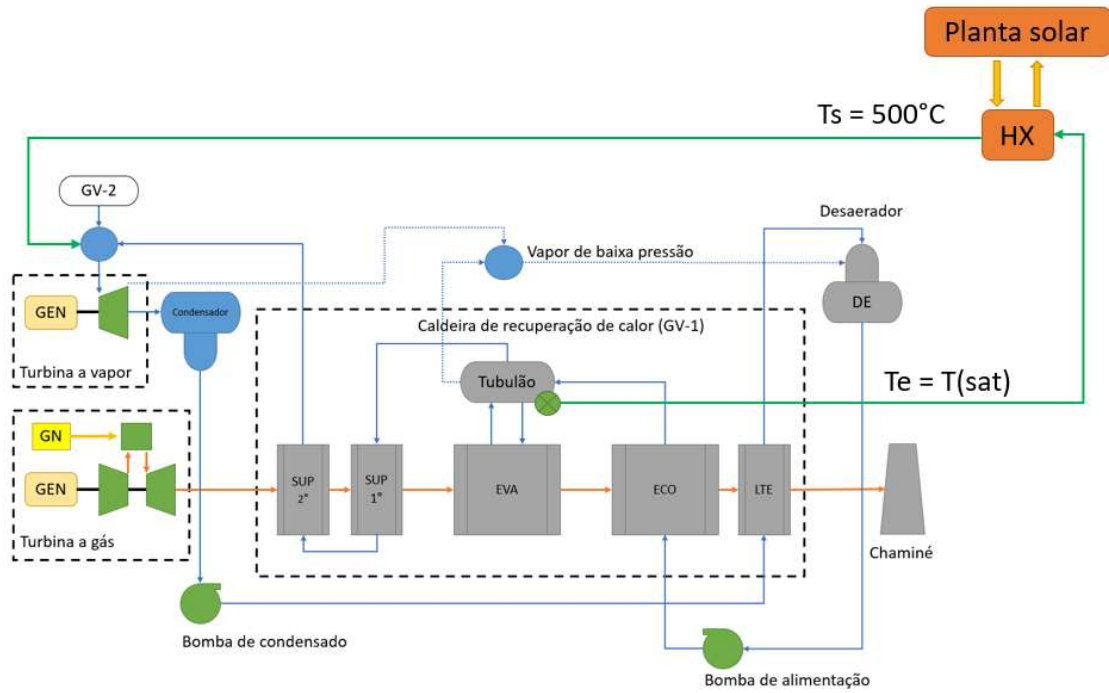
Fonte: Próprio autor.

Figura 36 - Pontos de interligação para os layouts #4-OS e #6-OS.



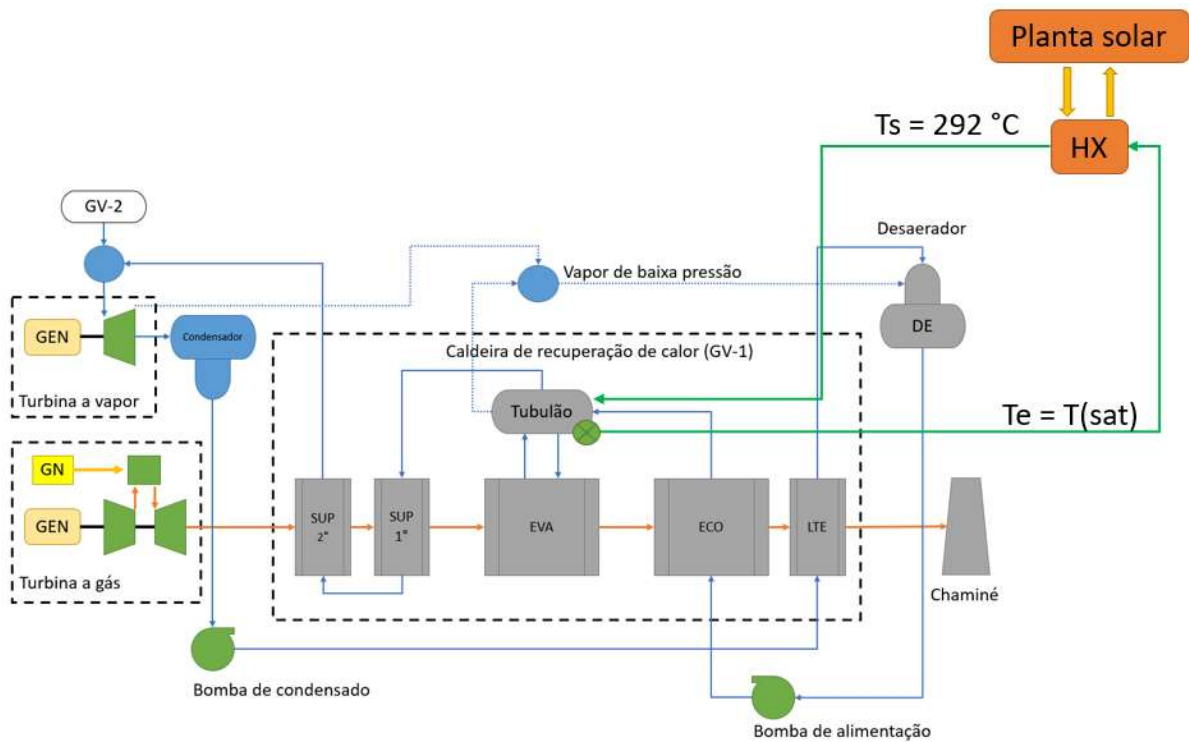
Fonte: Próprio autor.

Figura 37 - Pontos de interligação para os layouts #4-SF e #6-SF.



Fonte: Próprio autor.

Figura 38 - Pontos de interligação para os layouts #5-OS/SF.



Fonte: Próprio autor.

Nos *layouts* #1, #2 e #5, os pontos de interligação são idênticos tanto para a utilização do óleo sintético quanto do sal fundido. Os demais *layouts*, que contêm a etapa de superaquecimento do vapor (#3, #4 e #6), o ponto de retorno do vapor no caso do sal fundido foi localizado na saída da caldeira (após os superaquecedores), enquanto no caso do óleo sintético foi realizado entre os superaquecedores primários e secundário, devido à temperatura de operação do óleo sintético estar limitada a 400°C e impossibilitar o fornecimento de vapor próximo à temperatura da saída da caldeira, de 500°C.

Diferentes etapas de transferência de calor do fluido do campo solar para a água do ciclo a vapor foram consideradas em cada *layout*, incluindo o pré-aquecimento da água, evaporação e superaquecimento do vapor. Na Tabela 14 estão listadas as temperaturas e vazões de água e do fluido do campo solar nos pontos de entrada e de saída dos trocadores de calor da planta solar.

A vazão do fluido de transferência térmica (HTF) foi definida de modo a se obter cerca de 2% de aumento na geração da turbina a vapor, Equação (89), sendo este percentual definido para garantir que a turbina a vapor opere abaixo do limite máximo de potência elétrica definida em projeto. As temperaturas de entrada e de saída do HTF foram definidas considerando os limites superiores e inferiores de operação de cada fluido, e as temperatura usuais de plantas de energia solar concentrada, a exemplo das plantas Andasol, citadas no item 3.3. A temperatura de saída foi reajustada no caso dos *layouts* #4, #5 e #6, de modo a se obter uma diferença mínima ($T_{approach}$) entre o lado quente e o lado frio do trocador de calor, listadas nas duas últimas colunas. Valores típicos para as temperaturas de aproximação em trocadores de calor são citadas por Branco (2005), com base em The Babcock & Wilcox Company (2005).

Tabela 14 – Temperaturas e vazões nas entradas e saídas dos permutadores da planta solar.

<i>Layout</i>	HTF	T_{htf} (entrada) (°C)	T_{htf} (saída) (°C)	\dot{m}_{htf} (entrada) (kg/s)	$T_{\acute{a}gua}$ (entrada) (°C)	$T_{\acute{a}gua}$ (saída) (°C)	$\dot{m}_{\acute{a}gua}$ (saída) (kg/s)	$T_{approach}$ (entrada) (°C)	$T_{approach}$ (saída) (°C)
#1-OS	Óleo	393	293	30	54	285	7,26	108	239
#2-OS	Óleo	393	293	30	54	292	2,87	103	239
#3-OS	Óleo	393	293	30	54	380	2,55	13	239
#4-OS	Óleo	393	298	30	289 (sat)	380	3,84	13	8
#5-OS	Óleo	393	298	30	289 (sat)	293	4,66	103	8
#6-OS	Óleo	393	303	30	289 (sat)	380	20,65	13	13
#1-SF	Óleo	520	293	20,67	54	285	7,10	235	239
#2-SF	Sal	520	293	20,67	54	292	2,87	230	239
#3-SF	Sal	520	293	20,67	54	500	2,31	20	239
#4-SF	Sal	520	298	20,67	289 (sat)	500	3,36	20	8
#5-SF	Sal	520	298	20,67	289 (sat)	292	4,77	230	8
#6-SF	Sal	520	303	20,67	289 (sat)	500	11,23	20	13

Fonte: Próprio autor.

A temperatura de entrada da água foi estimada com base na simulação da planta base sendo um valor a ser calculado na simulação. Nos casos em que o ponto de interligação é o tubulão de vapor, estes valores estão próximos das condições de saturação da fase líquida ou vapor. As vazões nominais de água em cada layout foram ajustadas de modo a se obter temperaturas de saída próximas às condições reais no ponto de interligação com a planta base, sendo que no modelo do trocador de calor do campo solar esta vazão é calculada de modo proporcional à vazão do HTF.

2.4.1. Indicadores de performance da planta híbrida

Para avaliação da performance termodinâmica e comparação entre os diversos *layouts* propostos para a planta híbrida, diversos indicadores citados na literatura foram utilizados (BEHAR, 2018; SHEU *et al.*, 2012). Todos os indicadores foram calculados tendo por referência o período de operação da planta na data selecionada para análise, neste caso no dia 15 de janeiro (valores médios na data avaliada).

A eficiência global da planta (η_{global}) foi calculada tendo por referência a razão do montante de energia elétrica líquida gerada no período avaliado (\dot{W}_{liq}) pelo total de energia primária utilizada, incluindo a energia obtida pela queima do gás natural (\dot{Q}_{fossil}) e a energia solar térmica (\dot{Q}_{solar}), conforme Equação (97). Cabe destacar que o impacto da inserção da energia solar representado por este indicador poderá ser negativo (redução de eficiência), caso a eficiência de conversão da energia solar para elétrica da planta híbrida seja inferior a eficiência da planta base.

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{fossil} + \dot{Q}_{solar}} \quad (97)$$

A eficiência da planta híbrida pode também ser avaliada considerando o consumo apenas de combustíveis fósseis, neste caso sendo referenciada como eficiência baseada no consumo de combustível fóssil (η_{fossil}), conforme Equação (98). Este indicador difere do anterior pois o aumento na porcentagem de energia solar como fonte primária implica no aumento da eficiência da planta, devido ao fato da energia solar não ser considerada como dado de entrada. Além disso representa de forma mais adequada o impacto da inserção da energia solar sobre os custos relativos ao consumo de combustível fóssil para geração elétrica (*heat rate*).

$$\eta_{fossil} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{fossil}} \quad (98)$$

A fração da energia solar utilizada na planta híbrida em relação ao somatório de energia das fontes primárias, denominada fração solar – *solar share* (χ_{solar}), é outro indicador fundamental na análise de plantas híbridas, sendo calculado através da Equação (99). A fração solar está diretamente relacionada ao dimensionamento do campo solar (área total de abertura dos coletores) em relação à potência nominal da planta termelétrica. Neste estudo, a área do campo solar é a mesma para todos os *layouts*, desta forma não é esperado uma variação significativa da fração solar.

$$\chi_{solar} = \frac{\dot{Q}_{solar}}{\dot{Q}_{fossil} + \dot{Q}_{solar}} \quad (99)$$

A eficiência de conversão da energia solar disponível no plano de abertura dos espelhos para energia elétrica líquida (η_{solar}) foi avaliada através da Equação (100). Este indicador considera o acréscimo da energia elétrica líquida gerada pela planta híbrida (\dot{W}_{liq}) em relação à energia elétrica líquida produzida pela planta termelétrica base (\dot{W}_{ref}), em razão do total de energia solar coletada pelos espelhos (\dot{Q}_{solar}).

$$\eta_{solar} = \frac{\dot{W}_{liq} - \dot{W}_{ref}}{\dot{Q}_{solar}} \quad (100)$$

O aumento percentual na geração bruta da turbina a vapor ($\dot{W}_{tv,ad}$) foi calculado através da Equação (101), tendo por referência a geração da turbina a vapor na planta híbrida (\dot{W}_{tv}) e na planta base ($\dot{W}_{tv,ref}$).

$$\dot{W}_{tv,ad} = \frac{\dot{W}_{tv} - \dot{W}_{tv,ref}}{\dot{W}_{tv,ref}} \quad (101)$$

O potencial de economia de gás natural (GN_{eco}), calculado pela Equação (102), representa a quantidade hipotética de gás natural, em MBtu, que seria consumida para gerar a mesma energia elétrica produzida pela usina solar em cada *layout* híbrido, considerando a eficiência baseada em combustível da usina de referência ($\eta_{fossil,ref}$).

$$GN_{eco} = \frac{\alpha \cdot (\dot{W}_{liq} - \dot{W}_{ref})}{\eta_{fossil,ref}} \quad (102)$$

Onde α é um fator de conversão de unidades.

A análise do potencial de prevenção de emissão de dióxido de carbono (CO_{2eco}) foi estimada através da Equação (103) (SHEU *et al.*, 2012), onde f_{CO_2} corresponde ao montante de emissão de CO_2 por quantidade de energia primária fóssil consumida na planta, em kg(CO₂)/MJ. Foi assumido o valor de 0,055 kg(CO₂)/MJ no caso do uso de gás natural como combustível, conforme referência bibliográfica citada.

$$CO_{2eco} = \left(\frac{\dot{W}_{liq}}{\eta_{fossil,ref}} - \dot{Q}_{fossil} \right) \cdot f_{CO_2} \quad (103)$$

As Equações (104) a (106) foram utilizadas para calcular as eficiências energéticas relacionadas à planta solar. A eficiência do campo solar (η_{sf}) representa a porcentagem da energia solar interceptada pelo plano de abertura dos espelhos que é efetivamente transferida para o fluido de trabalho (HTF) na forma de calor, considerando a eficiência ótica dos coletores e as perdas térmicas nos coletores e *headers*. A eficiência de conversão de energia térmica para elétrica (η_{htf-el}) representa a porcentagem da energia térmica produzida no campo solar que é efetivamente convertida em energia elétrica na turbina a vapor (η_{htf-e}). A eficiência de conversão da energia elétrica bruta para líquida (η_{b-liq}) considera a razão entre a energia elétrica adicional produzida pela planta híbrida em relação a energia elétrica adicional produzida pela turbina a vapor tendo em vista a integração da energia solar. Estas eficiências estão relacionadas com a eficiência de conversão da energia solar (η_{solar}) através da Equação (105).

$$\eta_{sf} = \frac{\dot{W}_{htf}}{\dot{Q}_{solar}} \quad (104)$$

$$\eta_{htf-el} = \frac{\dot{W}_{tv} - \dot{W}_{tv,ref}}{\dot{W}_{htf}} \quad (105)$$

$$\eta_{b-liq} = \frac{\dot{W}_{liq} - \dot{W}_{ref}}{\dot{W}_{tv} - \dot{W}_{tv,ref}} \quad (106)$$

$$\eta_{solar} = \eta_{sf} \cdot \eta_{htf-el} \cdot \eta_{b-liq} \quad (107)$$

onde \dot{W}_{htf} é a energia térmica transferida para o fluido de trabalho no campo solar.

As Equações (106) a (109) foram utilizadas para cálculo da eficiência exegética da planta híbrida, da planta solar, do campo solar e dos trocadores de calor da planta solar, respectivamente:

$$\eta_{II\ global} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{fossil} + \dot{E}x_{solar}} \quad (108)$$

$$\eta_{II\ planta_solar} = \frac{\dot{E}x_{HRSG}}{\dot{E}x_{solar} + \dot{W}_{cons,sol}} \quad (109)$$

$$\eta_{II\ sf} = \frac{\dot{E}x_{htf}}{\dot{E}x_{solar} + \dot{W}_{cons,sol}} \quad (110)$$

$$\eta_{II\ permutadores} = \frac{\dot{E}x_{HRSG}}{\dot{E}x_{htf}} \quad (111)$$

onde $\dot{E}x_{fossil}$, $\dot{E}x_{solar}$, $\dot{E}x_{htf}$ e $\dot{E}x_{HRSG}$ são os valores médios diários para a exergia do combustível fóssil, a exergia solar, a exergia transferida para o fluido de transferência de calor no campo solar e a exergia transferida para a água/vapor nos trocadores de calor da planta solar, respectivamente, e $\dot{W}_{cons,sol}$ é o consumo elétrico da planta solar.

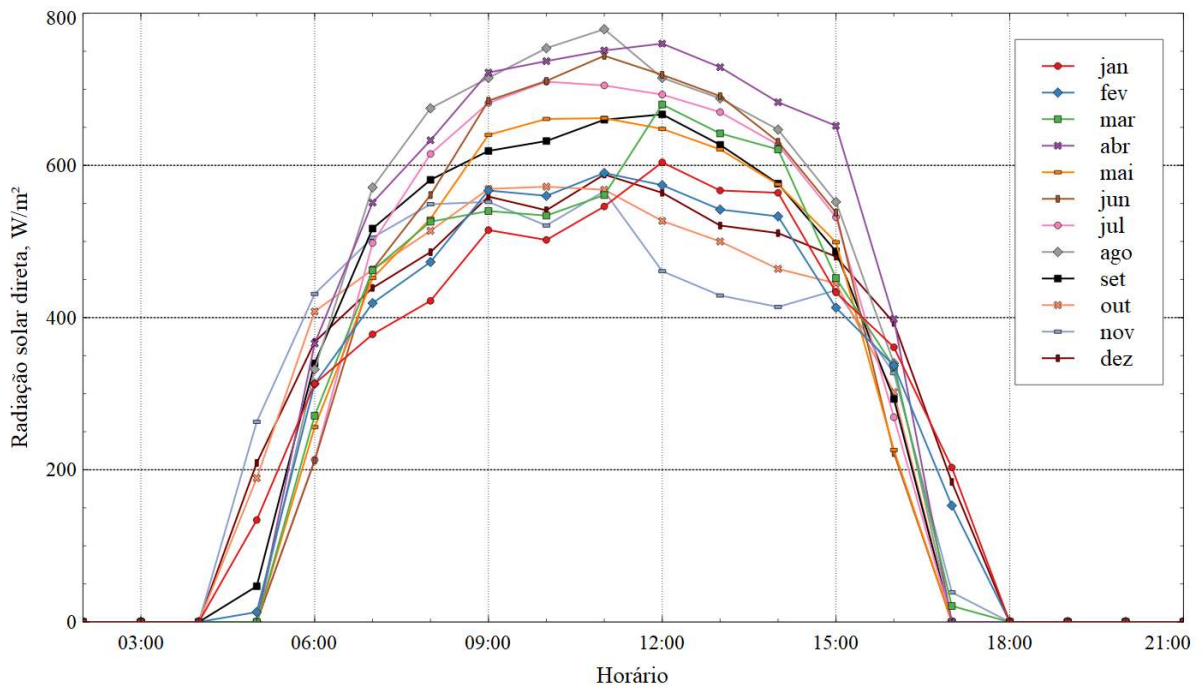
2.4.2. Dados climáticos

Os dados climáticos necessários para a simulação foram levantados a partir do banco de dados do *System Advisor Model* para a localidade da planta termelétrica, incluindo a radiação direta normal, temperatura ambiente e velocidade de vento ambos referenciados a 2 metros de altura, em valores médios horários. Estes dados climáticos compõe um Ano Meteorológico

Típico (TMY) que representam os valores médios tipicamente esperados em cada mês e são os principais dados de entrada da simulação da planta solar e da planta híbrida.

A planta termelétrica está localizada em uma região de clima tropical, com início do período chuvoso em outubro e término em março. Esta concentração de chuvas e maior nebulosidade nos meses de primavera e verão faz com que este período apresente uma redução na radiação solar direta, conforme mostrado na Figura 39, que ilustra o perfil mensal de radiação solar direta (DNI). É possível verificar que os meses do outono e inverno apresentam um perfil mais favorável que os meses do verão, com os meses de abril e agosto apresentando os valores mais elevados de radiação direta normal.

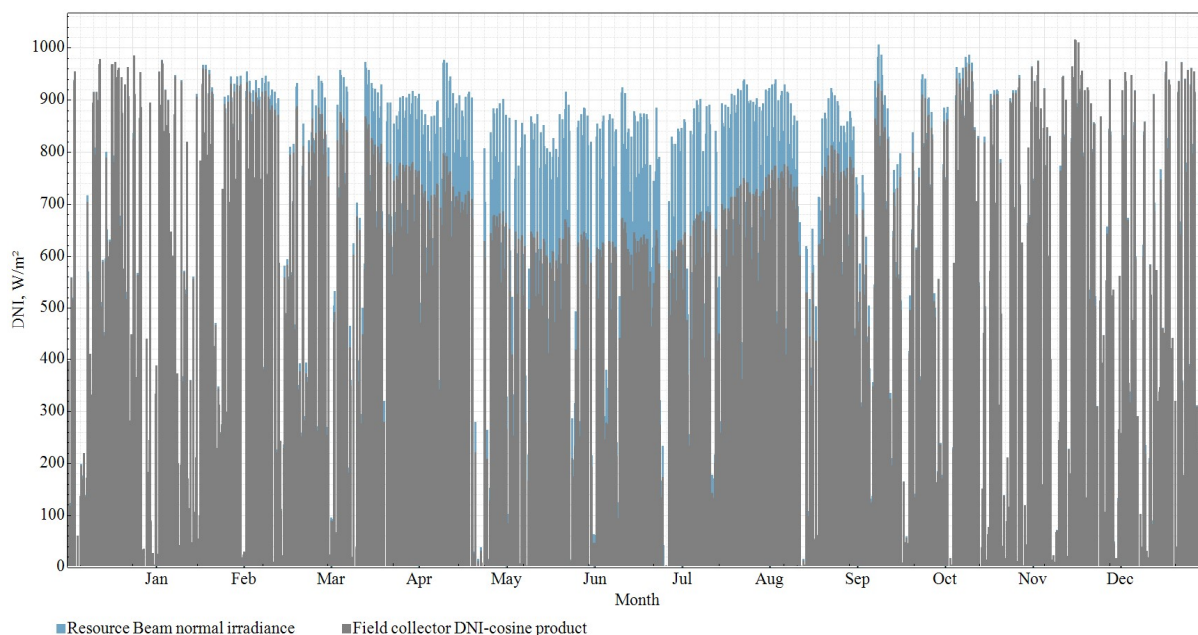
Figura 39 - Perfis mensais da radiação solar direta.



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 40 são mostradas a radiação solar direta normal com e sem a correção do ângulo de incidência ($\cos(\theta)$), considerando coletores alinhados no sentido norte-sul. Nota-se que a radiação solar se mantém aproximadamente constante ao longo do ano. Entretanto, quando se considera o efeito do ângulo de incidência, há uma redução considerável nos meses de outono e inverno, em decorrência dos ângulos de elevação solar serem mais baixos.

Figura 40 - Radiação solar direta (DNI) e corrigida pelo ângulo de incidência ao longo do ano.



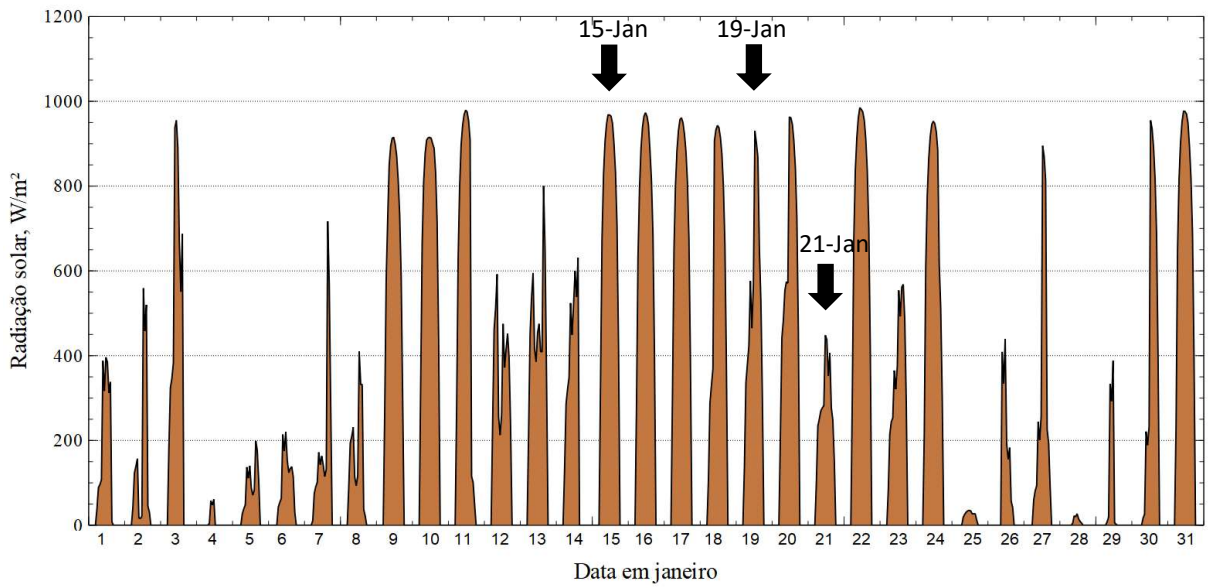
Fonte: gráfico elaborado no *System Advisor Model* para a localidade da planta termelétrica.

A etapa de validação da planta solar foi realizada utilizando os dados climáticos dos dias 15, 19 e 21 de janeiro, os quais apresentam cerca de 100%, 65% e 35% das condições nominais de radiação solar direta, respectivamente, conforme ilustrado na Figura 41. Estas datas foram escolhidas para representar o impacto gradativo da nebulosidade na operação da planta solar. Para a análise comparativa dos layouts propostos para a planta híbrida, foi considerado apenas o dia 15 de janeiro, com radiação solar próxima ao valor nominal da planta solar.

O perfil diário da radiação solar apresenta uma elevada variação, principalmente por efeitos de nebulosidade, a exemplo do mês de janeiro mostrado na Figura 41, sendo que em alguns dias a energia solar não é suficiente para operação da planta solar. Desta forma, uma simulação adicional foi realizada ao longo de um ano meteorológico típico considerando regime transiente na planta solar e regime permanente na planta termelétrica, tendo por base o layout que apresentou a melhor performance termodinâmica, com objetivo de avaliar a influência da sazonalidade da energia solar sobre a performance da planta solar e da planta híbrida.

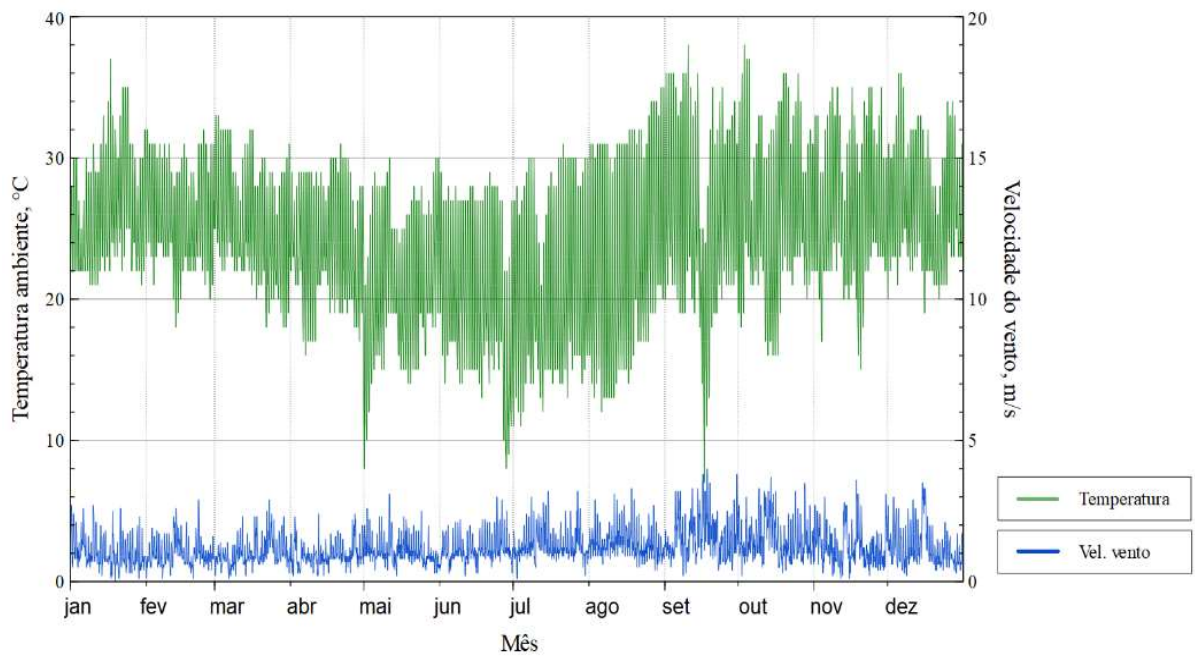
Os dados de temperatura ambiente e velocidade do vento são mostrados na Figura 42. Ambas as variáveis influenciam as perdas térmicas dos coletores, que ocorre principalmente por convecção nos envelopes de vidro e em menor escala por convecção nos suportes das tubulações. A temperatura ambiente influencia ainda na performance da planta base, em decorrência da vazão mássica admitida na turbina a gás ser fortemente influenciada pela densidade do ar.

Figura 41 - Radiação solar direta em janeiro (TMY), destaque para os dias considerados na etapa de validação.



Fonte: próprio autor.

Figura 42 – Perfil anual de temperatura e velocidade do vento.



Fonte: Próprio autor.

3. VALIDAÇÃO DOS MODELOS

3.1. Validação da planta termelétrica de referência

A simulação da planta termelétrica de referência foi realizada em regime permanente, nas condições nominais de projeto, com temperatura ambiente de 26 °C e umidade relativa de 70 %. Os dados experimentais da planta foram coletados nos meses iniciais de operação de cada subsistema, de modo a minimizar os efeitos de perda de performance e degradação. Os resultados obtidos pela modelagem termodinâmica no *software* Modelica apresentam boa concordância com os dados operacionais, conforme mostrado na Tabela 15, com variação máxima de 3,3 %.

Tabela 15 - Comparação dos resultados obtidos no OpenModelica e dados de referência da planta.

Equipamento	Variável	Referência	Simulação	Variação
Turbina a gás	Potência elétrica na saída do gerador (MW)	64,2	63,2	-1,6%
	Consumo de combustível (kg/s)	4,04	4,2	3,1%
	Pressão na saída do compressor (bar)	13,2	13,6	3,3%
	Temperatura na saída do compressor (°C)	405	395	-1,4%
	Temperatura de gás na saída (°C)	600	605	0,5%
Turbina a vapor	Potência elétrica na saída do gerador (MW)	62,0	60,8	-2,2%
	Vazão de água na entrada (kg/s)	59,5	57,9	-2,7%
	Pressão na entrada (bar)	43,7	43,8	0,1%
	Temperatura de saída (°C)	48	54	2,1%
	Temperatura de extração (°C)	112	111	-0,2%
Caldeira de recuperação (lado água)	Vazão de água de alimentação (kg/s)	30,2	29,4	-2,7%
	Vazão de vapor (kg/s)	29,7	29,0	-2,6%
	Pressão na entrada (ECO) (bar)	77,8	75,4	-3,1%
	Pressão no tubulão (bar)	75,9	74,2	-2,1%
	Temperatura entrada LTE (°C)	56	54	-0,6%
	Temperatura saída LTE (°C)	85	93	2,3%
	Temperatura entrada ECO (°C)	103	103	0,0%
	Temperatura entrada tubulão (°C)	287	275	-2,1%
	Temperatura tubulão (°C)	291	290	-0,2%
	Temperatura entrada SUP 2° (°C)	403	397	-0,9%
Temperatura saída SUP 2° (°C)	505	502	-0,4%	
Caldeira de recuperação (lado gás)	Temperatura saída LTE (°C)	184	185	0,2%
	Temperatura saída ECO (°C)	215	207	-1,7%
	Temperatura saída EVA (°C)	311	315	0,8%
	Temperatura saída SUP 1° (°C)	514	521	0,9%

Fonte: Próprio autor.

Alguns pontos com maior desvio devem-se ao fato de que as turbinas a gás iniciaram a operação cerca de 8 anos antes das turbinas a vapor e já apresentavam perda de rendimento no período em que os dados do ciclo vapor foram coletados. Deste modo, na simulação a energia rejeitada pela turbina a gás é menor, o que explica a menor produção de vapor da caldeira e a menor potência da turbina a vapor. Do mesmo modo, não havia a influência das caldeiras de recuperação no início da operação das turbinas a gás, que geram uma contrapressão na saída das turbinas, reduzindo a taxa de expansão e, conseqüentemente, reduzindo a potência e a eficiência do equipamento.

No compressor da turbina, cabe destacar que os dados de referência na descarga foram tomados em 2020, onde devido à perda de eficiência do equipamento desde o início de operação, os valores operacionais apresentam variação em relação aos dados simulados (temperatura maior e pressão menor). O acúmulo de sujidades e depósitos no compressor (*fouling*) é outro fator que contribui para a perda de eficiência deste equipamento e da turbina a gás, com possível impacto nos dados coletados. Estes depósitos são compostos por componentes como poeira/sílica, resíduos orgânicos, poluição industrial e urbana e sal, no caso de localidades costeiras. A velocidade com a qual este fenômeno ocorre depende de vários fatores, incluindo condições atmosféricas, eficiência dos filtros de ar e eficiência da lavagem do compressor, podendo comprometer em até 5% a potência da turbina em períodos entre 30 a 90 dias de operação.

Ainda em relação às turbinas a gás, os valores considerados para as perdas térmicas são valores típicos estimados para cada modelo de equipamento, os quais estão possivelmente acima dos valores reais. Esta diferença pode contribuir para o aumento do consumo de gás combustível. A Tabela 16 resume o efeito das variações entre a planta real e a planta simulada e os efeitos nas variáveis principais.

Por fim, diversos outros fatores podem contribuir para as diferenças observadas, tais como erros de medição ou de calibração de instrumentos, erros de leitura de dados coletados manualmente em testes de sistemas, variação das condições ambientes de temperatura, umidade e pressão no momento da coleta dos dados, oscilação de parâmetros de processo e modulação de parâmetros que não são registrados no sistema de monitoramento, por exemplo o percentual de abertura de válvulas manuais.

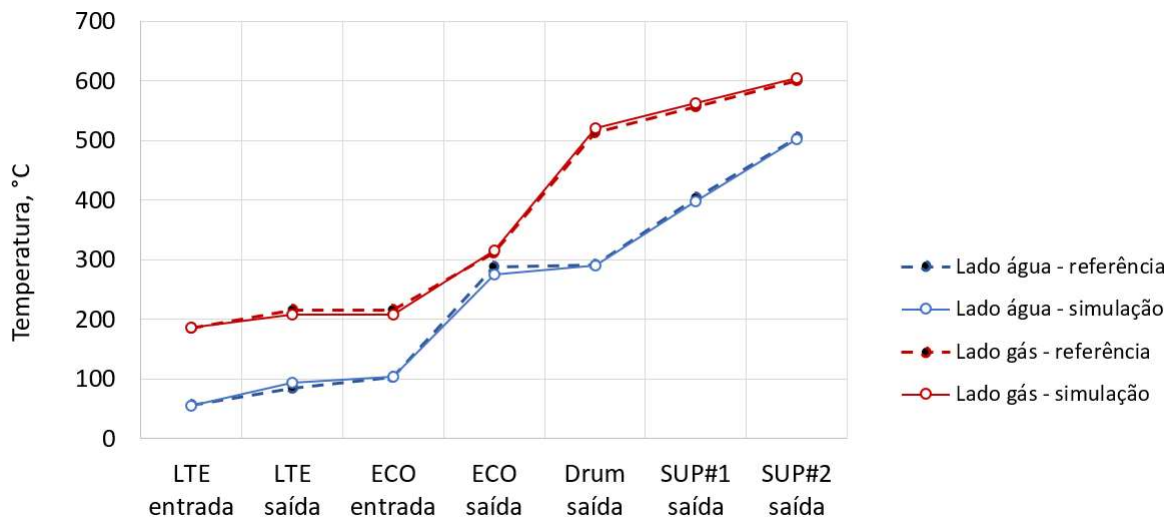
Tabela 16 - Efeito das hipóteses adotadas no modelo em relação à condição dos equipamentos instalados.

Variação do modelo em relação à planta de referência	Variáveis afetadas	
	Aumento	Redução
Maior contrapressão na saída da turbina a gás	Taxa de transferência de calor (<i>heat rate</i>) Consumo de gás natural Temperatura no exaustor	Potência da TG
Menor energia disponível para a caldeira (TG mais eficiente)		Produção de vapor da caldeira Potência da TV
Maiores perdas térmicas nos combustores	Consumo de gás natural	
Maior eficiência do compressor	Pressão na descarga	Temperatura na descarga

Fonte: Próprio autor.

Na caldeira de recuperação de calor, os resultados obtidos indicam que o modelo utilizado representa de modo muito adequado o comportamento do equipamento, especialmente referente à transferência de calor, conforme corroborado pelos perfis de temperatura no lado água e lado gás conforme mostrado na Figura 43. As temperaturas de saída da água e do gás de exaustão apresentaram diferença inferior a 3 °C.

Figura 43 - Perfis de temperatura na caldeira de recuperação de calor no lado água e no lado gás, valores obtidos no OpenModelica em relação aos dados de referência da planta.



Fonte: Próprio autor.

3.2. Validação da planta solar

O software *System Advisor Model* (SAM) foi utilizado como referência para validação do modelo criado no OpenModelica. O SAM é uma ferramenta gratuita disponibilizada pelo *The National Renewable Energy Laboratory* (NREL), do Departamento Nacional de Energia dos Estados Unidos, o qual é amplamente utilizado para simulação de plantas considerando energias renováveis. Os modelos do SAM para calhas parabólicas são descritos em detalhes no manual técnico elaborado por Wagner e Gilman (2011) e validados com base em instalações reais (EZEANYA *et al.*, 2018; NREL, 2013). Estudos recentes utilizaram o SAM para modelagem e simulação de plantas de energia solar concentrada (CHENNAIF *et al.*, 2022), (ALY *et al.*, 2019), (SHARMA *et al.*, 2015).

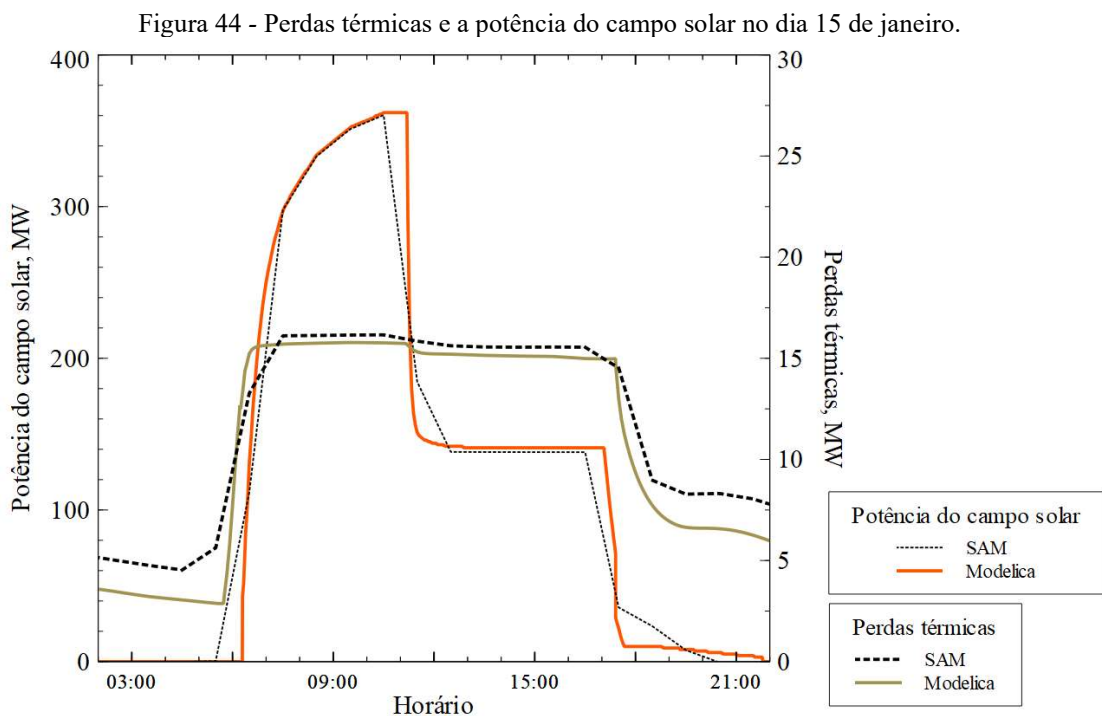
Para validação dos modelos matemáticos que representam os principais equipamentos da planta solar, uma planta de referência foi elaborada com base na planta Andasol I e II e as simulações foram realizadas para o mês de janeiro, considerando dias com condições variadas de nebulosidade. As seguintes variáveis foram consideradas para comparação dos resultados:

- Potência térmica produzida pelo campo solar;
- Temperaturas de entrada e saída do campo solar;
- Temperatura de entrada do bloco de potência;
- Potência bruta do bloco de potência (turbina a vapor);
- Potência líquida da planta solar, considerando o consumo interno da planta (cargas parasitárias).

Para simplificar a análise e restringir a quantidade de parâmetros de controle a serem comparados, assume-se que algumas variáveis são redundantes ou indiretamente representadas pelos parâmetros listados anteriormente. No campo solar, a eficiência ótica dos coletores e as perdas térmicas para o ambiente estão diretamente relacionadas com a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho (potência térmica do campo solar), bem como a vazão produzida pelo campo tem relação direta com a potência e com as temperaturas de entrada e saída. No sistema de armazenamento, os parâmetros principais são a energia armazenada no tanque quente e a eficiência dos trocadores óleo-sal fundido, os quais são indiretamente avaliados através da temperatura de entrada do bloco de geração e potência bruta/líquida. No bloco de geração, a vazão de entrada e a temperatura de saída são fixadas nos valores nominais de projeto. As cargas parasitárias da planta correspondem à diferença entre a potência bruta e a potência líquida da planta.

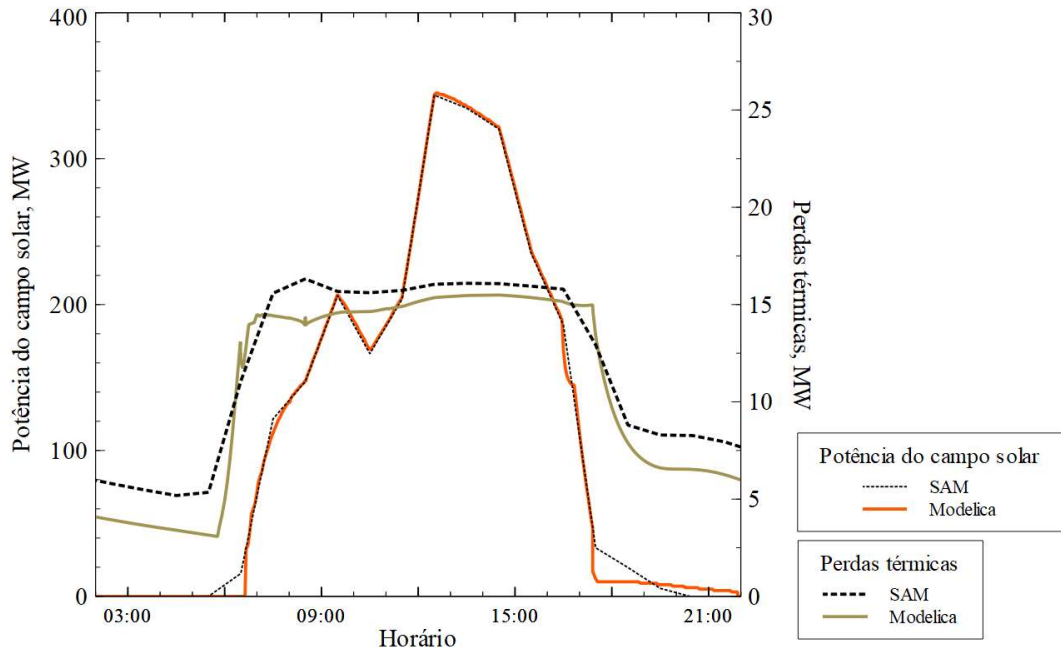
O resultado das simulações realizadas no SAM e no OpenModelica para as perdas térmicas dos coletores e para a potência térmica efetivamente transferida ao fluido de trabalho do campo solar é mostrado nas Figuras 44 a 46. Em períodos de operação estável ou baixo transiente, a diferença entre os modelos fica abaixo de 2%, sendo que a diferença percentual tende a se reduzir em períodos de baixa nebulosidade e maior produção do campo solar. A Figura 47 apresenta um comparativo da energia transferida ao fluido do campo solar em um período maior, entre os dias 6 e 14 de janeiro.

Cabe destaque que o SAM possui uma abordagem diferente do OpenModelica, calculando o valor médio das variáveis em cada hora de operação, enquanto no Modelica, apesar dos dados climáticos de entrada serem em base horária, o cálculo é realizado com uma janela de tempo menor e ajustada automaticamente para captar efeitos transitórios, tais como a modulação do sistema de controle PID adotado para controle de vazão do campo solar. Por este motivo, um desvio maior é notado em períodos com maior transitório de operação, tais como inicialização do sistema, modulação do TES e desligamento. Outro efeito característico da planta solar é verificado no dia 15 de janeiro, mostrado na Figura 44: em dias com maior incidência solar, o sistema de armazenamento atinge sua capacidade máxima ao final da manhã, e neste momento o campo solar entra em modo de operação com desfocagem parcial dos espelhos, de modo a manter a vazão do campo solar e do bloco de potência nas condições nominais de projeto.



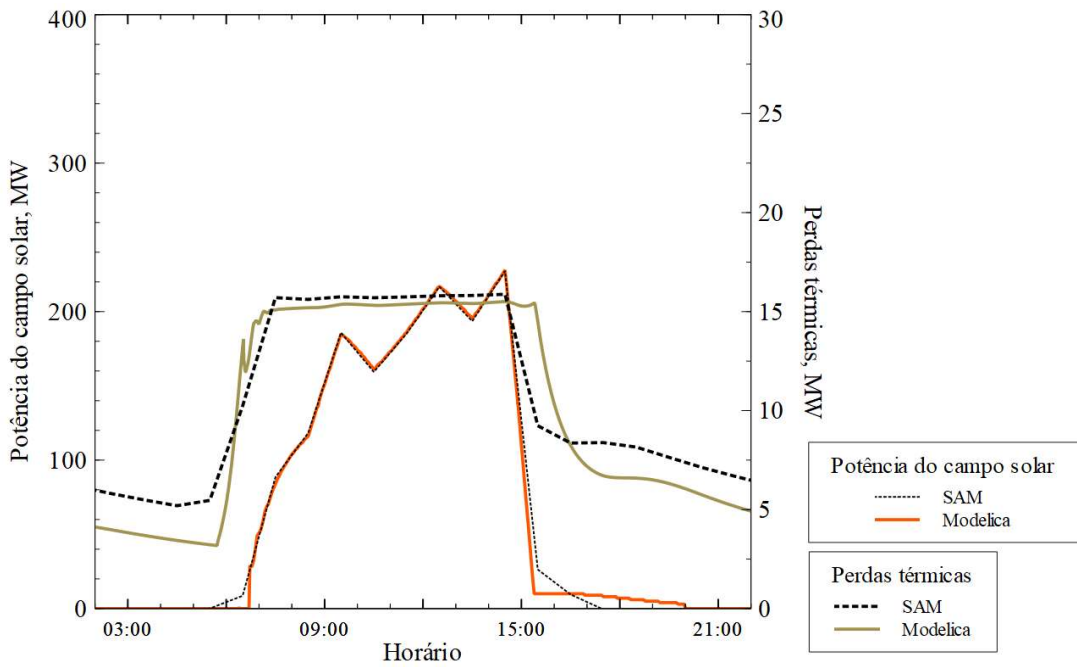
Fonte: Próprio autor.

Figura 45 - Perdas térmicas e a potência do campo solar no dia 19 de janeiro.



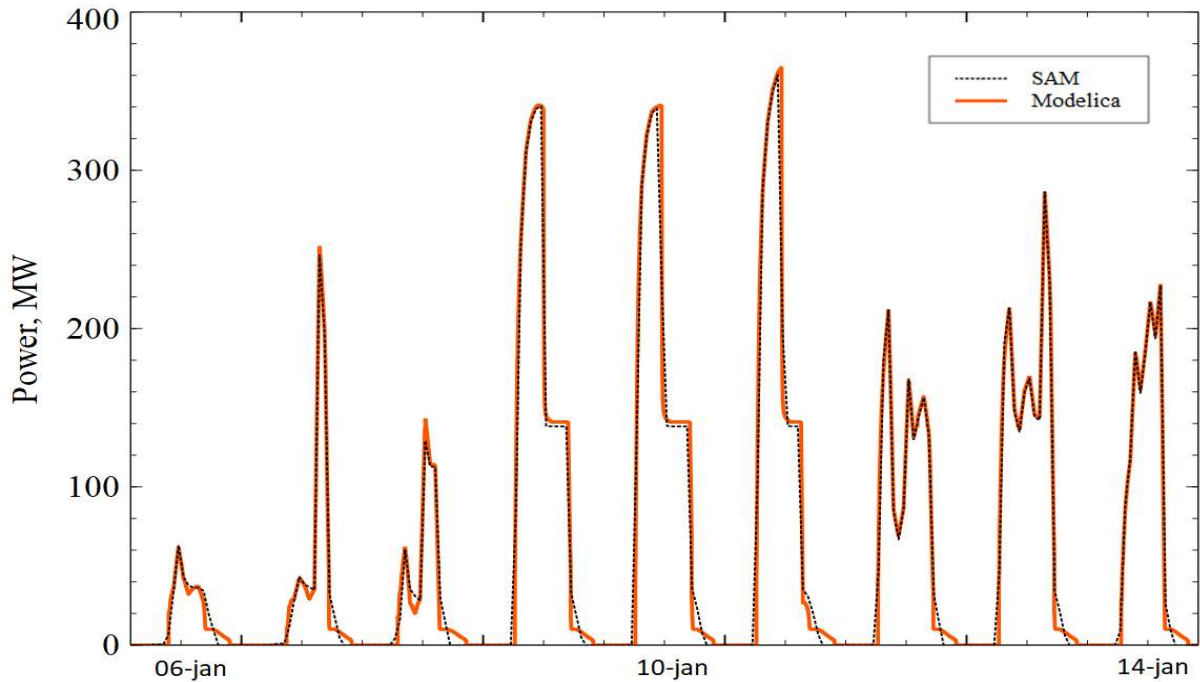
Fonte: Próprio autor.

Figura 46 - Perdas térmicas e a potência do campo solar no dia 21 de janeiro.



Fonte: Próprio autor.

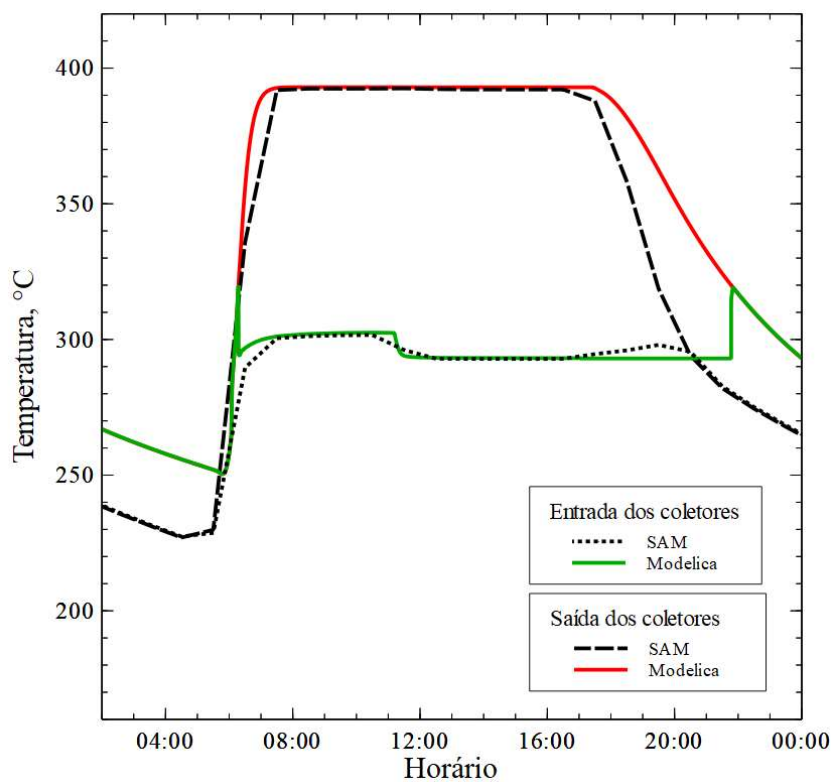
Figura 47 - Potência térmica do campo solar nos dias 6 a 14 de janeiro.



Fonte: Próprio autor.

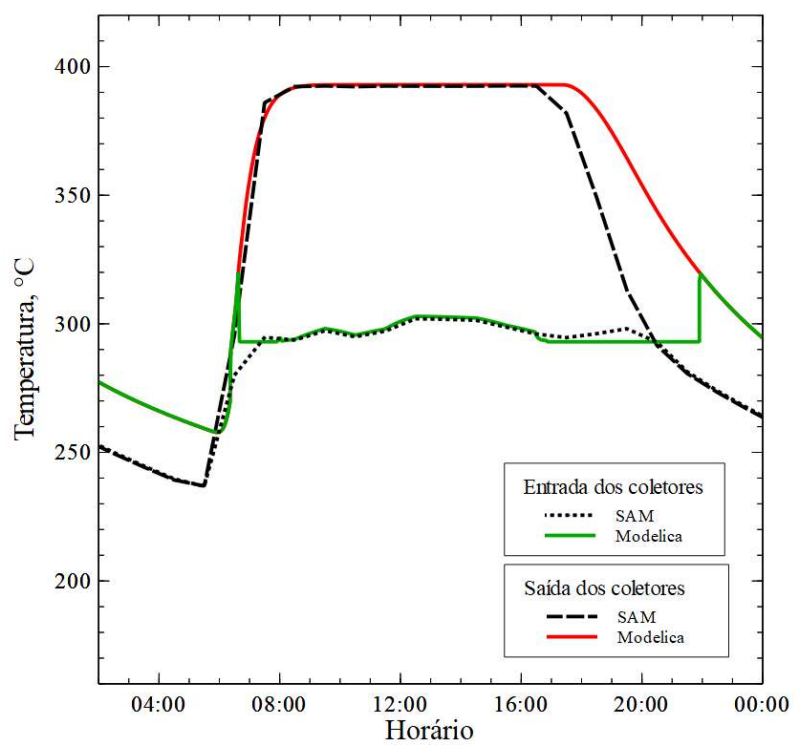
As temperaturas de entrada e de saída do campo solar estão ilustradas nas Figuras 48 a 50. Com o sistema em operação, os valores obtidos em cada *software* são muito próximos, existindo diferença maior quando o sistema está em modo de recirculação, possivelmente em função de abordagens distintas para o cálculo de capacitância térmica do sistema e de perdas térmicas no período noturno, embora ambos os comportamentos sejam similares. Na inicialização do sistema e no desligamento, nota-se um pico na temperatura de entrada do campo para a simulação realizada no Modelica. Esse efeito ocorre, pois o bloco de controle de fluxo do sistema de armazenamento mantém o campo solar em modo de recirculação até que seja atingida a temperatura mínima do HTF para operação do bloco de geração, sendo que este comportamento dinâmico do sistema não é representado no SAM.

Figura 48 - Temperaturas de entrada e de saída do campo solar no dia 15 de janeiro.



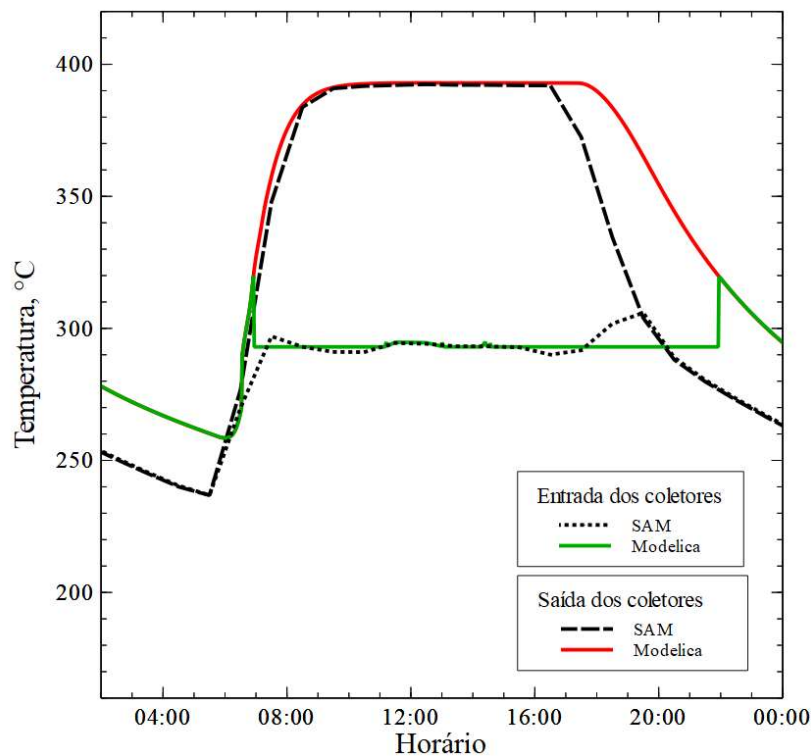
Fonte: Próprio autor.

Figura 49 - Temperaturas de entrada e de saída do campo solar no dia 19 de janeiro.



Fonte: Próprio autor.

Figura 50 - Temperaturas de entrada e de saída do campo solar no dia 21 de janeiro.



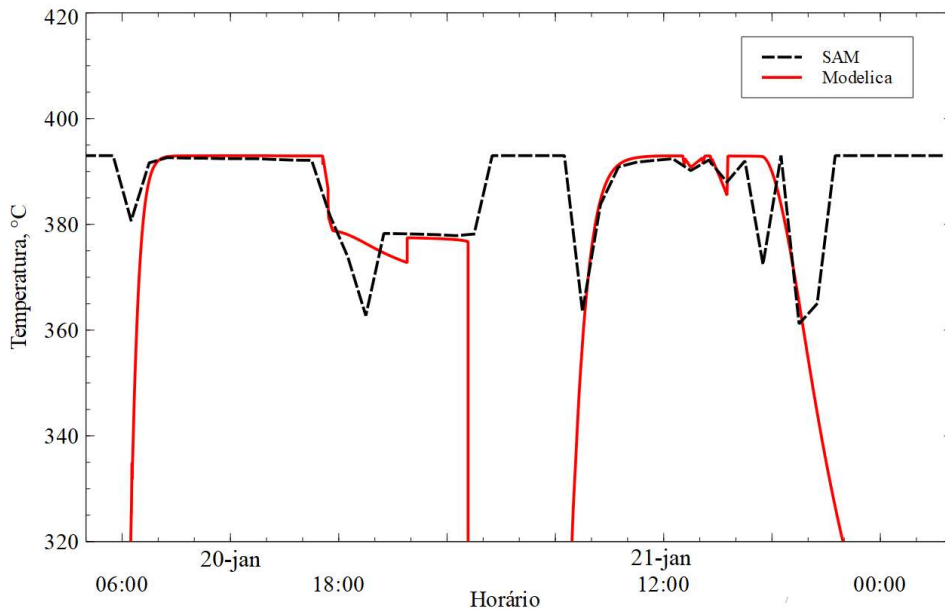
Fonte: Próprio autor.

Na Figura 48 à esquerda (15 de janeiro) nota-se uma queda repentina na temperatura de entrada do campo por volta das 11h00. Este evento ocorre quando o tanque quente atinge sua capacidade máxima de armazenamento, e o campo solar entra em modo de desfocagem parcial dos espelhos para manter a vazão do HTF no valor de projeto do bloco de geração. Neste momento, a vazão de retorno do HTF para o campo solar, que era composta pela mistura dos fluxos provenientes do trocador de calor do TES e do bloco de geração, passa a ser composta apenas pelo retorno do bloco de geração. Desta forma, a redução da temperatura de entrada do campo ocorre porque a temperatura na saída do bloco de geração é inferior à temperatura na saída do trocador de calor do TES. Este mesmo efeito da variação da temperatura de entrada do campo solar em função da operação do sistema de armazenamento é observado em menor escala nos dias 19/Janeiro e 21/Janeiro.

Os principais parâmetros do bloco de potência estão exibidos na Figura 51. A temperatura de entrada apresenta uma divergência maior no período em que o bloco de geração está desligado, pois na modelagem no *software* SAM a temperatura de saída do bloco é fixa,

enquanto no Modelica este valor está associado à temperatura de projeto do TES. Com o sistema em operação, há uma diferença maior entre os modelos em períodos transitórios, especialmente na modulação do sistema de armazenamento e em períodos com maior nebulosidade e menor potência térmica, tal como no dia 21/Janeiro.

Figura 51 - Comparação das temperaturas de entrada do bloco de potência obtidas no Modelica (linha sólida) e SAM (linha tracejada), nos dias 20 e 21 de janeiro.



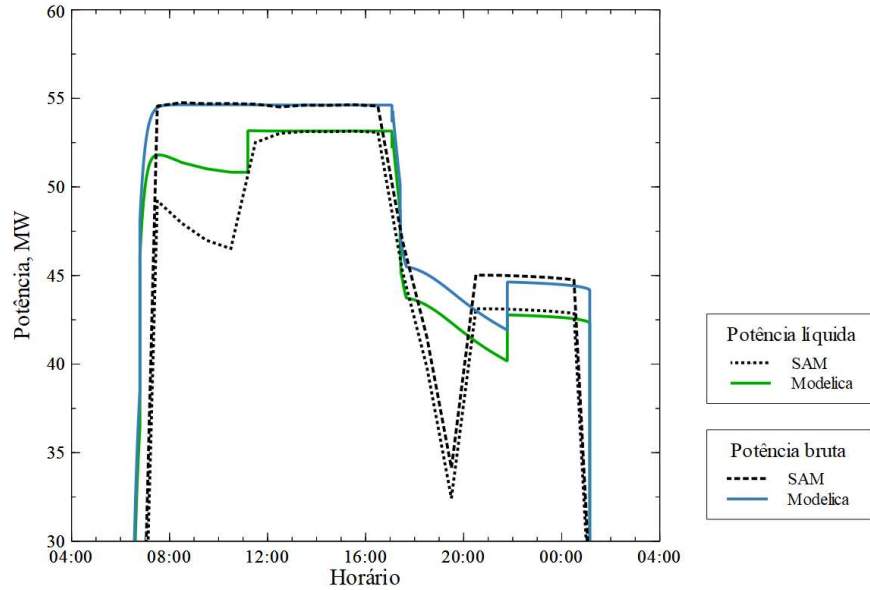
Fonte: Próprio autor.

No período em que o sistema de armazenamento está fornecendo a energia para o bloco de potência, ocorre uma queda na temperatura de entrada do bloco, da ordem de 18 °C. Assim como citado anteriormente para o caso da temperatura de entrada do campo solar, este fenômeno ocorre devido à diferença de temperatura necessária para operação dos trocadores de calor óleo-sal fundido, sendo que esta variação corresponde em média ao dobro do valor de projeto (*approach*) dos trocadores, pois a energia térmica percorre duas vezes este equipamento nas etapas de carregamento e descarregamento do tanque quente.

As Figuras 52 a 54 apresentam a potência bruta do bloco de geração e a potência líquida da planta, comparando os valores obtidos com o SAM e o OpenModelica. A potência bruta do bloco de geração apresenta um comportamento muito similar em ambas as simulações, com uma variação maior durante a modulação do TES devido à queda de temperatura do HTF. A potência líquida da planta apresenta maior divergência em decorrência de diferenças na metodologia de cálculo das cargas parasitárias da planta, mais especificamente no consumo elétrico das bombas de óleo, que representam a maior parte do consumo elétrico da planta. O

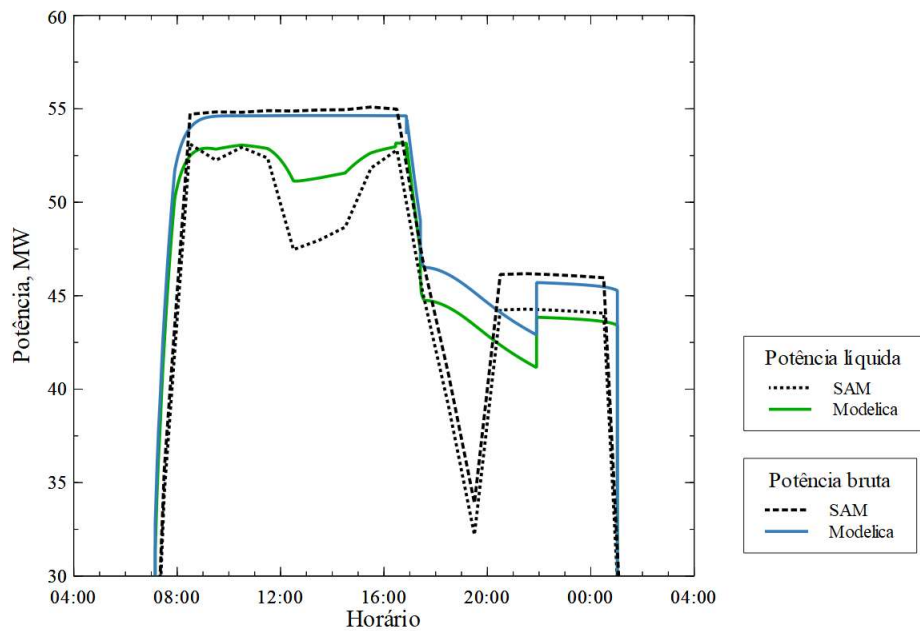
SAM considera parâmetros de entrada fixos para eficiência da bomba e realiza o cálculo de potência requerida com base em dados de processo, enquanto no Modelica foram utilizados como dados de entrada as potências nominais dos equipamentos e aplicadas as correções para condições fora de projeto conforme detalhado no item 3.3.6. Este efeito é mais pronunciado em períodos de vazão mais elevada do fluido de transferência térmica no campo solar.

Figura 52 - Potências bruta do bloco de geração e líquida da planta no dia 15 de janeiro.



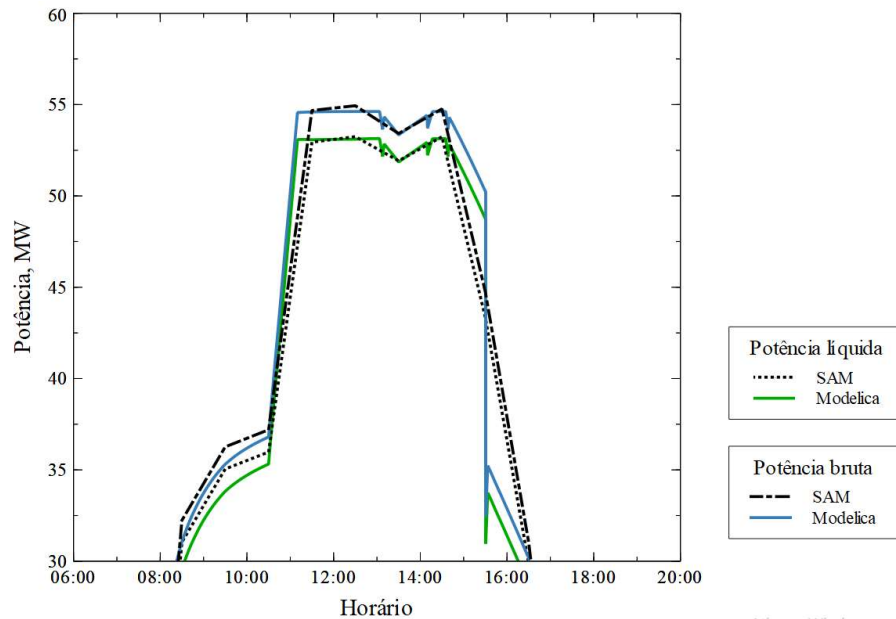
Fonte: Próprio autor.

Figura 53 - Potências bruta do bloco de geração e líquida da planta no dia 19 de janeiro.



Fonte: Próprio autor.

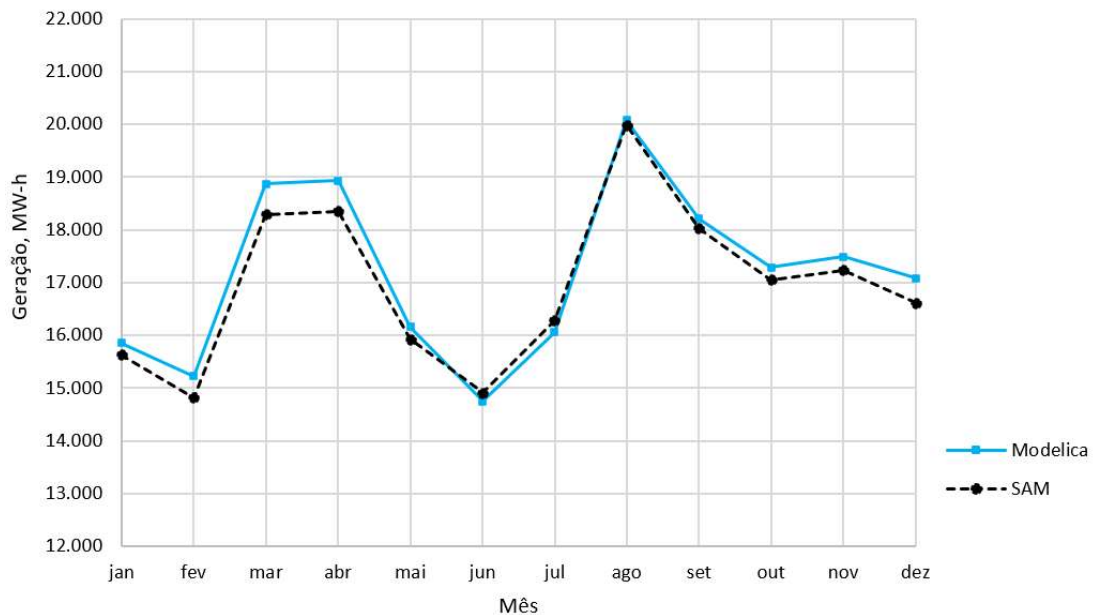
Figura 54 - Potências bruta do bloco de geração e líquida da planta no dia 21 de janeiro.



Fonte: Próprio autor.

O resultado para a energia elétrica líquida produzida pela planta solar em cada mês está mostrada na Figura 55, com os resultados obtidos pelo SAM e pelo OpenModelica, ocorrendo uma variação de até 3,2% entre as simulações. Ao longo do ano, a geração total obtida no Modelica foi de 206,02 GWh, contra 203,16 GWh através do SAM.

Figura 55 – Valores de geração líquida mensal da planta obtidas pelo Modelica e SAM.



Fonte: Próprio autor.

4. RESULTADOS

4.1. Análise energética

A simulação de cada layout da planta híbrida foi realizada para o dia 15 de janeiro, representando as condições nominais de radiação solar direta para o local da planta de referência. Na Tabela 17 são apresentadas as quantidades totais de energia fornecida pela fonte fóssil e pela fonte solar, energia total líquida produzida pela planta híbrida, cargas totais consumidas na planta híbrida e na planta solar e incremento na geração de energia elétrica em valores absolutos e percentuais. Nota-se que a fonte fóssil e a fonte solar entregam uma quantidade fixa de energia independente da configuração adotada. No primeiro caso isso ocorre pois o sistema da turbina a gás opera de modo quase independente em relação ao ciclo vapor (a única influência relevante seria no caso do aumento da contrapressão na exaustão da turbina, em função de depósitos externos nas tubulações da caldeira), enquanto no caso da planta solar a energia disponível depende apenas da área do campo solar e das condições meteorológicas.

Tabela 17 – Consumo e geração total de energia no dia 15-janeiro

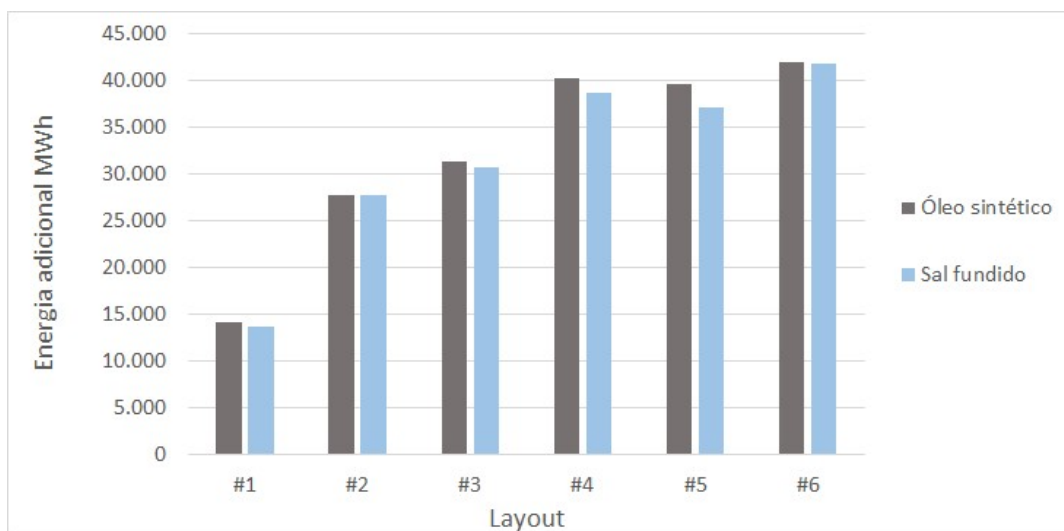
Layout	$Q_{fóssil}$ (MWh)	Q_{solar} (MWh)	X_{solar}	$E_{líquida}$ (MWh)	$E_{p\ total}$ (MWh)	$E_{p\ solar}$ (MWh)	E_{incr} (MWh)	E_{incr} (%)
#Ref	9.042	-	-	4.277	83,91	-	0	0,00%
#1 (óleo)	9.042	64,40	0,707%	4.284	84,24	0,888	6,97	0,16%
#2 (óleo)	9.042	64,40	0,707%	4.291	84,45	0,541	13,71	0,32%
#3 (óleo)	9.042	64,40	0,707%	4.293	84,41	0,516	15,48	0,36%
#4 (óleo)	9.042	64,40	0,707%	4.297	84,63	0,449	19,86	0,46%
#5 (óleo)	9.042	64,40	0,707%	4.297	84,67	0,469	19,56	0,46%
#6 (óleo)	9.042	64,40	0,707%	4.298	84,52	0,402	20,77	0,49%
#7 (sal)	9.042	64,40	0,708%	4.284	84,11	0,706	6,78	0,16%
#8 (sal)	9.042	64,40	0,708%	4.291	84,26	0,385	13,40	0,31%
#9 (sal)	9.042	64,40	0,708%	4.293	84,25	0,343	15,16	0,35%
#10 (sal)	9.042	64,40	0,707%	4.297	84,40	0,256	19,18	0,45%
#11 (sal)	9.042	64,40	0,707%	4.296	84,47	0,287	18,28	0,43%
#12 (sal)	9.042	64,40	0,707%	4.298	84,26	0,190	20,78	0,49%

Fonte: Próprio autor.

A energia total líquida e a energia total consumida em cargas na planta híbrida apresentam uma variação de baixa magnitude, inferior a 1,5% e a 0,8%, respectivamente, sendo coerente quando comparado ao percentual de participação da energia solar em relação à energia fóssil (X_{solar}), de cerca de 0,7%. As cargas elétricas da planta solar, por outro lado, apresentam maior variação, de 0,256 MWh para o layout #4-SF a 0,888 MWh para o layout #1-OS, principalmente em razão da energia requerida para bombeamento da água para a planta solar, que varia em função da vazão e do diferencial de pressão entre os pontos de interligação em cada layout.

Por fim, o incremento da energia total produzida ao longo do dia (E_{incr}), calculado em relação ao total de energia gerada pela planta base, fornece uma ótima base de comparação de performance entre os layouts, com os layouts #6 e #12 apresentando o melhor resultado, conforme ilustrado na Figura 56. Nota-se ainda uma similaridade de resultados entre as plantas que utilizam o sal fundido e o óleo sintético, estas últimas apresentando um resultado ligeiramente superior.

Figura 56: comparação entre a energia adicional gerada em cada layout.



Fonte: Próprio autor.

A Tabela 18 apresenta os principais indicadores de desempenho da planta híbrida, conforme descrito no item 2.4.1. A eficiência global e a eficiência baseada no consumo de combustível fóssil apresentam uma variação muito baixa, inferior a 0,5%, devido ao fato da planta solar fornecer cerca de 0,7% do total da energia primária utilizada pela planta, conforme

indicado pela fração de energia solar (X_{solar}), desta forma não é possível comparar adequadamente estes resultados. Os demais indicadores da Tabela 18 oferecem uma base comparativa mais adequada e mostram que os layouts que utilizam a energia solar para pré-aquecimento da água apresentam pior desempenho, enquanto os layouts que utilizam a energia solar exclusivamente para superaquecimento do vapor saturado, layouts #6-SO e #6-SF, apresentam o melhor desempenho termodinâmico. Neste melhor cenário, é possível obter uma eficiência de conversão da energia solar para elétrica da ordem de 32% (Tabela 19), com aumento médio de 1,46% da potência produzida na turbina a vapor e economia de até 149,9 MMBtu por dia de energia proveniente de fontes fósseis.

A unidade MMBtu (milhão de Btu – *British Thermal Unit*) é tipicamente empregada no setor termelétrico para referenciar a quantidade de energia do gás natural, sendo utilizada neste estudo como unidade de medida do potencial de economia de combustível fóssil (GN_{eco}). Para referência, 1,0 MMBtu corresponde a 1,055 GJ.

Tabela 18 - Principais indicadores de desempenho das plantas híbridas.

Layout	η_{global}	η_{fossil}	$\dot{W}_{tv,ad}$ (MW)	$\dot{W}_{tv,ad}$ (MWh)	GN_{eco} (MMBtu)	CO_{2eco} (kg)
#Ref	47,30%	47,30%	-	-	-	-
#1-OS	47,05%	47,38%	0,30	0,49%	50,28	2.918
#2-OS	47,12%	47,46%	0,59	0,97%	98,91	5.740
#3-OS	47,14%	47,48%	0,66	1,09%	111,66	6.479
#4-OS	47,19%	47,52%	0,85	1,40%	143,26	8.313
#5-OS	47,18%	47,52%	0,84	1,39%	141,08	8.187
#6-OS	47,20%	47,53%	0,89	1,46%	149,78	8.692
#1-SF	47,04%	47,38%	0,29	0,47%	48,93	2.839
#2-SF	47,12%	47,45%	0,59	0,97%	96,68	5.610
#3-SF	47,14%	47,47%	0,65	1,07%	109,36	6.346
#4-SF	47,18%	47,52%	0,81	1,34%	138,35	8.028
#5-SF	47,17%	47,51%	0,78	1,29%	131,83	7.650
#6-SF	47,20%	47,53%	0,88	1,45%	149,90	8.699

Fonte: Próprio autor.

O potencial de economia de combustível fóssil (GN_{eco}) e a redução de emissões de (CO_{2eco}) também são mostrados na Tabela 18. Essas métricas são proporcionais à energia incremental gerada ao longo do dia (E_{incr}) e são redundantes para fins de comparação de desempenho de layouts. Entretanto, fornecem informações adicionais importantes sobre os

potenciais benefícios ambientais que podem ser obtidos com a hibridização. Nos layouts #6-SO e #6-SF, que apresentaram melhor desempenho, a exemplo, a economia de gás combustível representaria até 0,486% (calculado conforme Equação 100) do consumo diário de combustível fóssil da usina, correspondendo a uma economia de aproximadamente US\$ 2.000,00 para um único dia com DNI nominal. Esta estimativa foi realizada com base no custo médio do gás natural no mercado brasileiro no período 2017 – 2020, de cerca de US\$ 13,33/MMBtu, segundo relatório do (BRASIL, 2021).

A eficiência de conversão da energia solar para elétrica líquida de cada planta híbrida (η_{sol}) é mostrada na Tabela 19, sendo desmembrada em subcomponentes para permitir um melhor entendimento do desempenho das plantas. Desta forma, este parâmetro (η_{solar}) é composto pela eficiência do campo solar em converter a radiação solar em energia térmica a ser transferida pelo fluido de trabalho HTF (η_{SF}), pela eficiência de conversão da energia térmica produzida pela planta solar para energia elétrica bruta na turbina a vapor da planta base (η_{HTF-e}), e pela eficiência de conversão da energia elétrica bruta obtida pela fonte solar para a energia líquida, descontando as cargas consumidas na planta solar (η_{b-li}).

Tabela 19 – Eficiência energética da planta solar

Layout	η_{solar}		η_{sf}		η_{htf-el}		η_{b-liq}	
	Óleo	Sal	Óleo	Sal	Óleo	Sal	Óleo	Sal
#1	10,82%	10,53%	69,44%	65,18%	16,33%	16,64%	95,47%	97,08%
#2	21,29%	20,79%	69,42%	65,19%	31,89%	32,73%	96,19%	97,46%
#3	24,04%	23,52%	69,44%	65,19%	35,74%	36,89%	96,87%	97,79%
#4	30,85%	29,79%	69,37%	65,09%	46,09%	46,93%	96,49%	97,50%
#5	30,38%	28,38%	69,37%	65,09%	45,50%	44,93%	96,26%	97,04%
#6	32,27%	32,29%	69,30%	64,97%	47,92%	50,54%	97,16%	98,33%

Fonte: Próprio autor.

Nota-se que a eficiência global de conversão de energia solar para elétrica (η_{solar}) é maior para *layouts* que usam energia solar para superaquecer vapor e menor para *layouts* que usam energia solar para pré-aquecer água, enquanto *layouts* de óleo sintético mostraram um desempenho ligeiramente melhor em comparação com o sal fundido, exceto para o *layout* #6-SF, que é o *layout* mais eficiente.

A eficiência do campo solar é maior para *layouts* que utilizam óleo sintético, devido à sua menor temperatura de operação e, conseqüentemente, às menores perdas térmicas nos coletores solares. No entanto, não há uma variação significativa deste parâmetro (abaixo de

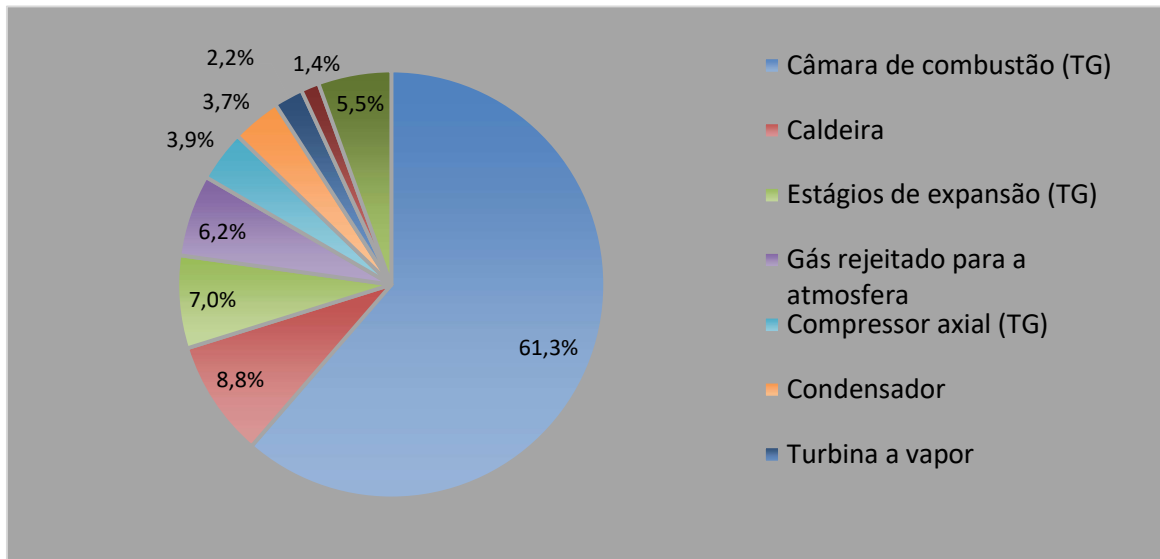
0,2%) entre *layouts* do mesmo fluido de trabalho. A eficiência de conversão de energia térmica (HTF) em energia elétrica, no entanto, é altamente dependente do *layout*, variando de 16,3% no *layout* #1-OS a 50,4% no *layout* #6-SF, desta forma este parâmetro apresenta maior influência na performance geral da planta solar. Os resultados para *layouts* com óleo sintético e sal fundido são bastante semelhantes, ainda há uma diferença maior nos *layouts* que utilizam calor solar para superaquecer o vapor, onde o sal fundido permite atingir maior temperatura do vapor e, conseqüentemente, maior eficiência no ciclo Rankine. Por fim, a eficiência de conversão de energia elétrica bruta para líquida é maior em *layouts* que usam sal fundido: a vazão mássica nos coletores é menor como consequência da maior diferença de temperatura entre a entrada e a saída dos coletores, reduzindo assim o consumo de energia elétrica nas bombas principais de HTF, que são as principais cargas elétricas da usina solar.

4.2. Análise exergetica

A análise da planta base através da Segunda Lei da Termodinâmica possibilita identificar os equipamentos que mais contribuem para a perda de eficiência e geração de irreversibilidades. Na Figura 57 estão mostradas as irreversibilidades dos principais equipamentos, na qual nota-se que as câmaras de combustão contribuem com mais da metade das irreversibilidades produzidas na planta de potência. A partir das câmaras de combustão, outros equipamentos que mais contribuem para a geração de irreversibilidades são a caldeira de recuperação de calor, a seção de expansão das turbinas a gás e o ar rejeitado para a atmosfera na saída das caldeiras, respectivamente.

A elevada destruição de exergia nas câmaras de combustão está relacionado ao fato da vazão de ar fornecida pelo compressor para as câmaras ser muito superior à vazão necessária para a queima do combustível injetado, considerando as proporções estequiométricas necessárias para a reação química de queima. Esta vazão de ar em excesso é utilizada para resfriamento das câmaras de combustão e dos bocais de injeção (estatores) do primeiro estágio, bem como para controlar a temperatura na entrada da turbina, sendo fundamental para evitar a degradação mecânica do equipamento. Desta forma, a transferência de calor entre estes fluxos com uma diferença elevada de temperatura é o principal responsável pela destruição de exergia nas câmaras de combustão. Uma alternativa para redução das irreversibilidades, desta forma, é buscar meios de aumentar a temperatura de entrada da turbina, conforme mencionado por Oyedepo *et al.* (2015)

Figura 57 – Distribuição das irreversibilidades por tipo de componente da planta base.



Fonte: Próprio autor.

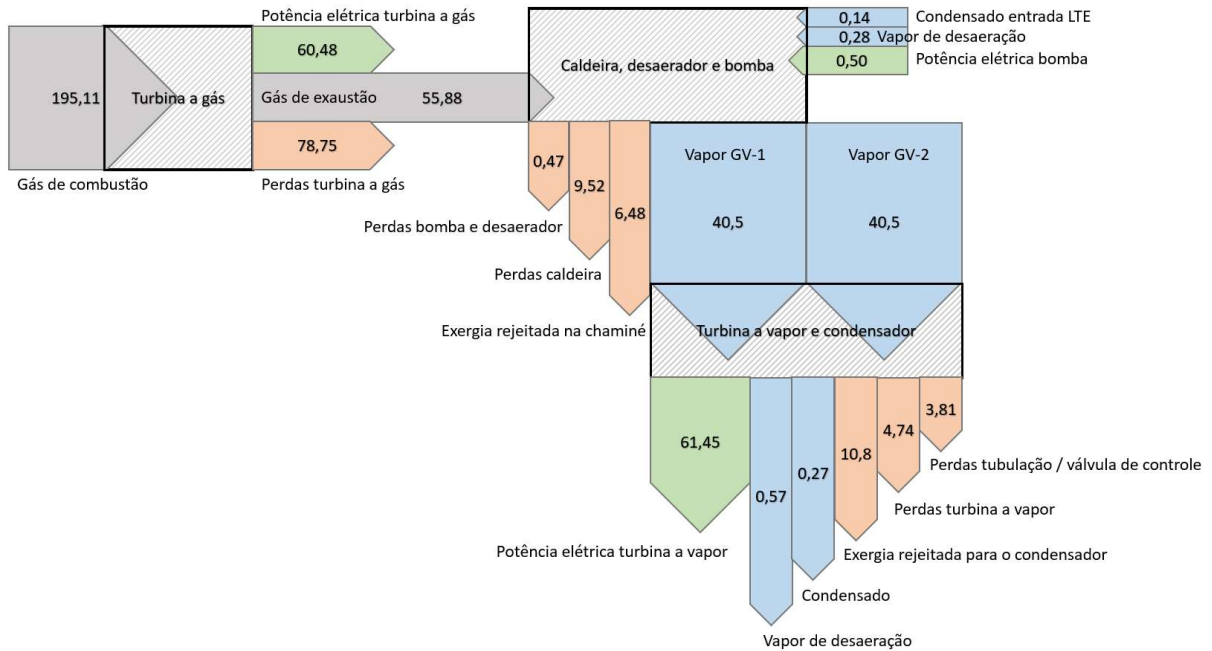
A análise exergética possibilita compreender melhor como ocorre o fluxo de exergia ao longo da planta termelétrica, onde ocorrem as perdas e a geração de trabalho útil, conforme mostrado na Figura 58. Parte da exergia de entrada das turbinas a gás (ar de admissão e gás combustível) é convertida em energia elétrica, sendo que uma parcela maior é destruída e a menor parte é transferida para as caldeiras de recuperação. O sistema composto pelas caldeiras, bombas e desaeradores recebem, além da exergia proveniente do gás de combustão, um fluxo de exergia disponível no condensado de entrada, no vapor de desaeração e na alimentação elétrica das bombas, porém representando menos de 1,7 % da exergia total de entrada.

A partir da caldeira, a maior parte da exergia é enviada para as turbinas a vapor através do vapor superaquecido, sendo uma parcela destruída nos equipamentos ou rejeitada para a atmosfera através das chaminés. No sistema composto pela turbina a vapor e pelo condensador, a maior parte da exergia é convertida em energia elétrica, uma parcela retorna às caldeiras e ao desaerador através dos fluxos de condensado e vapor de desaeração e energia elétrica para acionamento das bombas de alimentação, e o restante da exergia é destruída na turbina ou rejeitada para o sistema de resfriamento através do condensador.

Uma parte da exergia é destruída entre a caldeira e a turbina, nas tubulações de vapor e na válvula de controle de pressão da turbina. A estimativa de perda destes componentes foi

realizada considerando a diferença entre as irreversibilidades total da planta e somatório das irreversibilidades das turbinas a gás e a vapor e caldeiras.

Figura 58 – Diagrama de fluxo de exergia na planta base.



Fonte: Próprio autor.

A Tabela 20 apresenta as eficiências globais médias do dia 15 de janeiro calculadas pela Segunda Lei da Termodinâmica para a planta híbrida e para a planta solar, bem como as eficiências dos principais sistemas que compõe a planta solar: os coletores e os trocadores de calor. A integração da planta solar permite o aumento de até 0,3% da eficiência global da planta híbrida, no caso nos *layouts* #6-OS e #6-SF, ainda assim a pequena variação da eficiência global entre os *layouts* não permite uma comparação adequada. Na planta solar, os trocadores de calor são os equipamentos que apresentam a maior variação de eficiência, na faixa de 55% a 96% aproximadamente. A eficiência mais baixa ocorre quando há uma maior diferença entre as temperaturas médias do fluido de transferência e da água, ou seja, quanto mais baixa for a temperatura do fluido para o qual a energia é transferida menor será a exergia transferida a esse fluido, conforme ilustrado na Equação 9. Desta forma, a utilização da energia solar para pré-aquecimento da água implicará em maiores irreversibilidades nos permutadores de calor da planta solar.

Tabela 20 – Eficiência exergética média para o dia 15 de janeiro.

Layout	$\eta_{II_{global}}$	$\eta_{II_{planta_solar}}$	$\eta_{II_{sf}}$	$\eta_{II_{permutadores}}$
Planta base	46,0%	-	-	-
#1-OS	46,0%	22,8%	38,1%	60,0%
#2-OS	46,1%	30,1%	38,3%	78,7%
#3-OS	46,1%	30,9%	38,3%	80,7%
#4-OS	46,2%	35,3%	38,5%	91,6%
#5-OS	46,2%	34,8%	38,5%	90,5%
#6-OS	46,2%	37,1%	38,6%	96,2%
#1-SF	46,0%	21,5%	38,9%	55,2%
#2-SF	46,1%	28,0%	39,1%	71,7%
#3-SF	46,1%	29,7%	39,2%	75,8%
#4-SF	46,2%	33,6%	39,3%	85,6%
#5-SF	46,2%	32,4%	39,2%	82,7%
#6-SF	46,3%	36,2%	39,4%	91,9%

Fonte: Próprio autor.

Os coletores apresentam uma diferença significativa entre os *layouts* que utilizam óleo sintético e sal fundido, sendo esta última opção mais eficiente, em média 0,8% quando comparados os pares de *layouts* que utilizam a mesma configuração, porém fluidos diferentes no campo solar. Tal como citado no parágrafo anterior, a transferência de calor da energia solar para um fluido de trabalho a uma temperatura mais elevada contribui para reduzir a geração de irreversibilidades no campo solar. Neste caso, a temperatura de operação do sal fundido é cerca de 129°C acima da temperatura de operação do óleo sintético. Por outro lado, a maior temperatura do sal fundido contribui para um aumento de perdas térmicas nos coletores. Desta forma, a eficiência dos coletores pela Primeira Lei da Termodinâmica é menor quando se utiliza o sal fundido no campo solar.

Na Tabela 21 estão apresentadas as irreversibilidades pela Segunda Lei da Termodinâmica para os principais subsistemas e equipamentos da planta base e da planta solar, valores verificados para o dia 15/01 às 12h00. A irreversibilidade global dos *layouts* híbridos apresentaram aumento em relação à planta base, devido à somatória das irreversibilidades geradas na planta solar. Em geral a maior parte dos equipamentos apresentam alterações muito pequenas em relação à planta base, com variação inferior a 0,9% no sistema da turbina a vapor (incluindo o condensador e o sistema de resfriamento) e inferior a 1,3% no sistema da caldeira (incluindo a exergia rejeitada para a atmosfera como irreversibilidade). Na planta solar, a maior

parte das irreversibilidades é gerada nos coletores parabólicos, sendo maior para o caso dos *layouts* com óleo sintético, em decorrência da temperatura de operação mais baixa dos coletores. As irreversibilidades dos demais equipamentos estão englobadas na última coluna ($\dot{I}rr_{outros}$), incluindo as bombas de alimentação de caldeira, desaeradores, tubulações e válvulas.

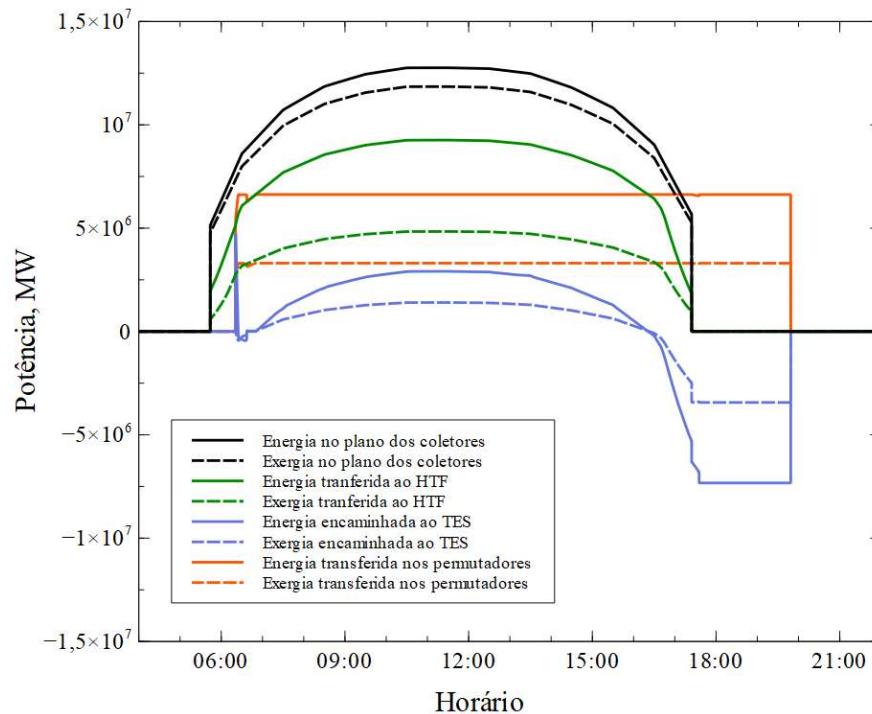
Tabela 21 – Irreversibilidade as 12h00 do dia 15 de janeiro para os subsistemas principais

Layout	$\dot{I}rr_{global}$ (MW)	$\dot{I}rr_{TG}$ (MW)	$\dot{I}rr_{TV}$ (MW)	$\dot{I}rr_{GV}$ (MW)	$\dot{I}rr_{Coletor}$ (MW)	$\dot{I}rr_{Permut.}$ (MW)	$\dot{I}rr_{Outros.}$ (MW)
Planta base	206,5	153,8	19,2	31,5	-	-	2,0
#1-OS	210,3	153,8	19,4	31,8	7,0	1,5	1,6
#2-OS	210,3	153,8	19,5	31,5	7,0	0,8	2,1
#3-OS	210,3	153,8	19,5	31,5	7,0	0,7	2,1
#4-OS	210,0	153,8	19,6	31,4	7,0	0,3	2,3
#5-OS	210,0	153,8	19,6	31,4	7,0	0,3	2,2
#6-OS	209,8	153,8	19,5	31,4	7,0	0,1	2,2
#1-SF	210,3	153,8	19,4	31,8	6,8	1,8	1,5
#2-SF	210,3	153,8	19,5	31,5	6,8	1,2	1,9
#3-SF	209,6	153,8	19,5	31,5	6,8	1,0	1,3
#4-SF	209,4	153,8	19,6	31,3	6,8	0,6	1,5
#5-SF	209,4	153,8	19,6	31,4	6,8	0,7	1,4
#6-SF	209,3	153,8	19,5	31,4	6,8	0,3	1,6

Fonte: Próprio autor.

No gráfico da Figura 59 estão ilustrados os fluxos de energia e exergia ao longo da planta solar, para o caso do layout #6-OS: a energia e a exergia solar disponíveis no plano dos coletores, transferidas para o fluido de trabalho do campo solar, transferidas nos permutadores e armazenadas no sistema de armazenamento térmico. Quando o sistema entra em operação, a energia solar é utilizada para aquecimento do fluido do campo solar até a temperatura mínima definida para operação da planta, por um período de aproximadamente 37 minutos. Esse tempo de aquecimento do fluido contribui para redução da eficiência da planta solar e está diretamente relacionado com a capacitância térmica do fluido, do metal e do isolamento térmico das tubulações e acessórios que compõe o sistema dos coletores e *headers* de distribuição.

Figura 59 – Fluxos de energia e exergia na planta solar.



Fonte: Próprio autor.

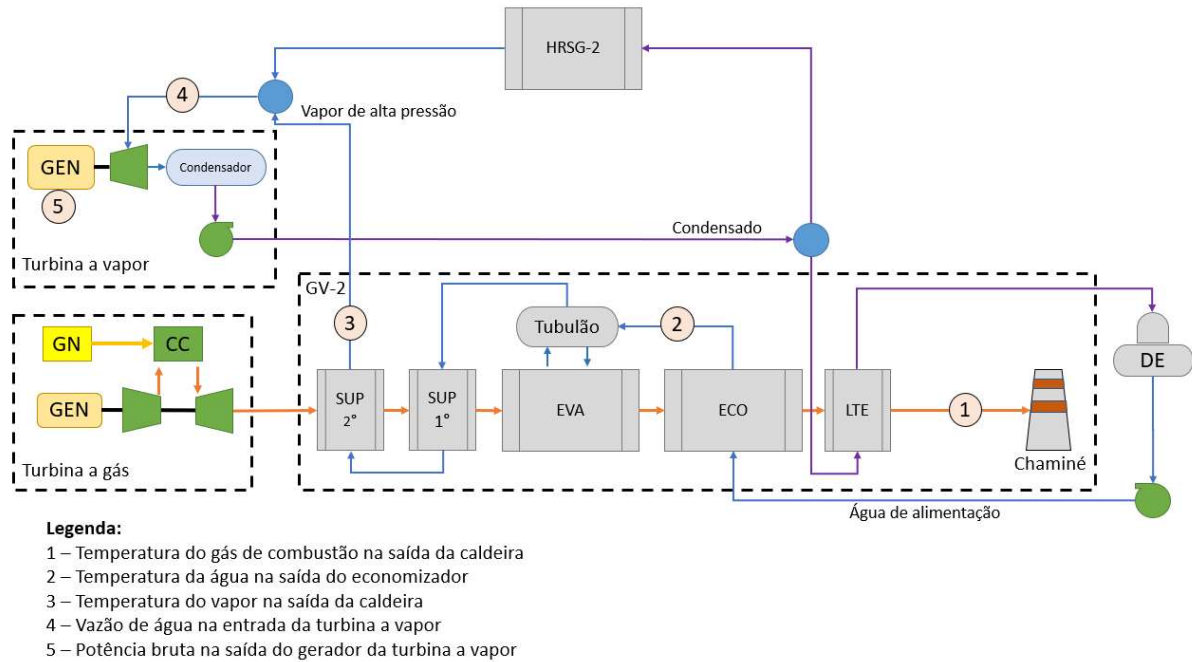
4.3. Análise de parâmetros da planta base

A integração da planta solar no ciclo Rankine influencia os parâmetros operacionais da caldeira de recuperação de calor e da turbina a vapor. Desta forma, com o objetivo de investigar como a inserção da energia solar impacta estes equipamentos e avaliar a possibilidade de operação fora dos limites de projeto, alguns parâmetros-chave foram avaliados, conforme mostrado na Figura 60, onde está representado apenas um conjunto turbina a gás e caldeira. Estes parâmetros foram avaliados em cada *layout* em condições de regime permanente no dia 15/01 às 12h00, com a planta solar operando na condição nominal de projeto, sendo apresentados na Tabela 22.

Nota-se uma redução da temperatura na chaminé (T_{cham}) do *layout* #1 para o *layout* #5, parâmetro diretamente relacionado com a eficiência da caldeira em recuperar o calor rejeitado pela turbina a gás. Os *layouts* #1-2-3 que possuem a etapa de pré-aquecimento da água apresentam um aumento da temperatura do gás liberado para atmosfera: este efeito está ligado à redução na vazão pelo economizador e LTE, consequentemente reduzindo a transferência de calor nestes estágios. No caso dos *layouts* #5-OS e #5-SF, que apresentam maior vazão de água,

a temperatura na saída para a chaminé é a mais baixa, apresentando redução de até 1,6°C em relação ao caso base.

Figura 60 – Fluxograma da planta base com os pontos de controle.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 22 - Parâmetros avaliados com as plantas em regime permanente as 12h00.

Layout	T_{cham} (°C)		T_{eco} (°C)		T_{vapor} (°C)		\dot{m}_{hrsg} (kg/s)		\dot{W}_{tv} (MWe)	
	Valor	Dif.	Valor	Dif.	Valor	Dif.	Valor	Dif.	Valor	Dif.
Planta base	183,4	-	274,6	-	513,7	-	57,2	-	60,6	-
#1-OS	186,2	2,8	278,1	3,5	512,4	-1,3	57,7	0,6	61,2	0,6
#2-OS	183,5	0,1	274,9	0,3	511,0	-2,7	58,4	1,2	61,9	1,2
#3-OS	183,4	0,0	274,8	0,2	512,0	-1,7	58,4	1,2	61,9	1,3
#4-OS	182,0	-1,4	273,1	-1,5	511,9	-1,8	58,6	1,4	62,2	1,6
#5-OS	181,9	-1,5	272,9	-1,7	510,2	-3,5	58,7	1,5	62,2	1,6
#6-OS	182,5	-0,9	273,8	-0,8	517,9	4,2	58,2	1,0	62,2	1,6
#1-SF	186,1	2,7	278,0	3,4	512,4	-1,3	57,8	0,6	61,3	0,6
#2-SF	183,5	0,1	274,9	0,3	511,0	-2,7	58,4	1,2	61,9	1,2
#3-SF	183,3	-0,1	274,6	0,0	513,7	0,0	58,3	1,2	62,0	1,4
#4-SF	182,0	-1,4	273,0	-1,6	514,4	0,7	58,5	1,4	62,3	1,7
#5-SF	181,8	-1,6	272,9	-1,7	510,3	-3,4	58,7	1,6	62,3	1,6
#6-SF	182,3	-1,1	273,6	-1,0	524,6	10,9	58,1	0,9	62,4	1,8

Fonte: Próprio autor.

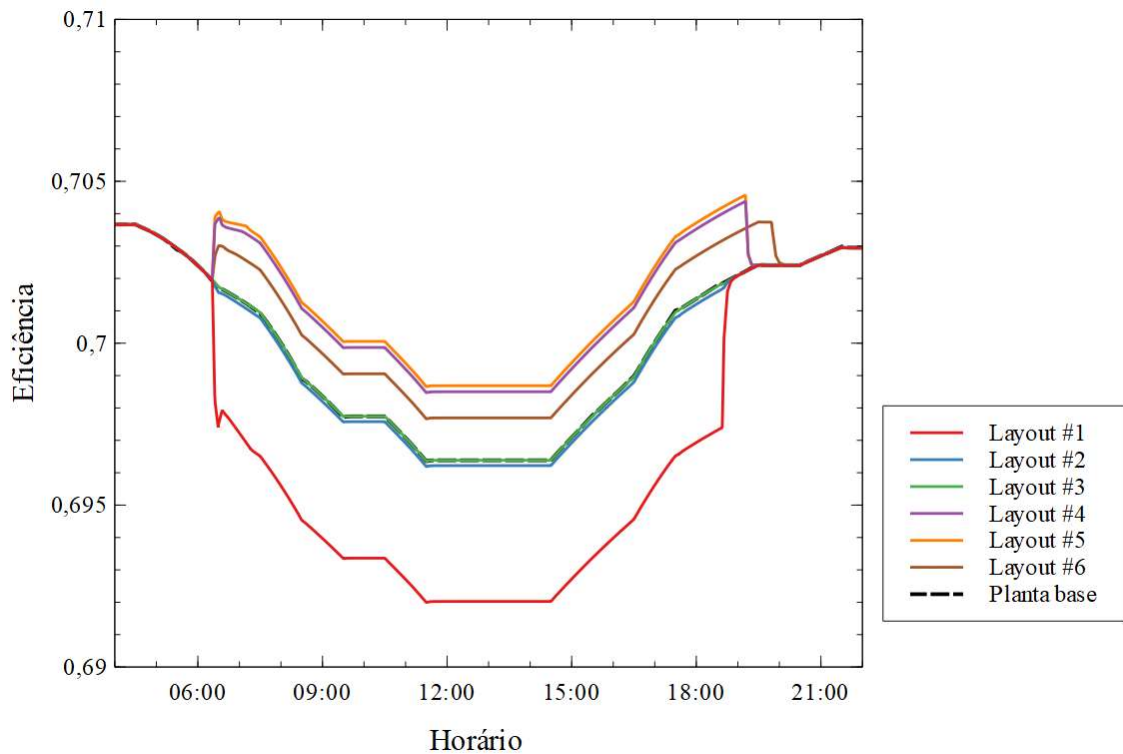
A temperatura na saída do economizador (T_{eco}) é outro parâmetro importante de projeto da caldeira, onde é controlado para evitar a vaporização e danos nos tubos. Apenas os *layouts* #1-OS e #1-SF apresentam um aumento significativo deste parâmetro, sendo necessário medidas de controle adicionais para manter a temperatura abaixo dos limites recomendados pelo fabricante da caldeira. O aumento da temperatura nestes dois layouts está relacionado à redução da vazão no economizador, pois parte da vazão é desviada para a planta solar para pré-aquecimento, retornando no tubulão de vapor.

A temperatura do vapor na saída da caldeira (T_{vapor}) é controlada na planta termelétrica para permanecer dentro dos valores aceitáveis pela turbina a vapor; valores abaixo de 485 °C podem reduzir o desempenho e gerar condensado nos estágios finais, provocando erosão nas palhetas; valores acima de 508 °C podem reduzir a vida útil ou danificar componentes da turbina, bem como reduzir a vida à fluência dos tubos do superaquecedor secundário. A maioria dos *layouts* híbridos apresentaram uma redução em até 3,5 °C em relação ao valor de referência, permanecendo dentro da faixa usual de operação e, portanto, sem impactar os equipamentos existentes. Entretanto os *layouts* #6-OS e #6-SF apresentaram um aumento de 4,2 e 10,9 °C respectivamente, sendo que nestes casos medidas adicionais de controle devem ser adotadas para manter a temperatura do vapor e temperatura dos tubos do superaquecedor dentro das condições de projeto. Nestes dois *layouts* o aumento da temperatura do vapor ocorre devido a redução da vazão do vapor pelos superaquecedores da caldeira, sendo um efeito mais pronunciado no *layout* #12, onde o fluxo é desviado de ambos os estágios de superaquecimento (primário e secundário) para ser encaminhado à planta solar, enquanto no *layout* 6# o vapor superaquecido na planta solar é injetado entre os dois estágios de superaquecedores.

Outros parâmetros afetados são a vazão de água de alimentação da caldeira (\dot{m}_{hrsg}) e a potência da turbina a vapor (\dot{W}_{tv}), ambos com variações da ordem de até 3 %. A vazão da caldeira é determinada primariamente pela taxa de evaporação no evaporador. Desta forma, os layouts que possuem a etapa de evaporação em paralelo à caldeira apresentam maior vazão de vapor, em especial os *layouts* #5-OS e #5-SF. A potência da turbina a vapor é o principal parâmetro que limita o dimensionamento da planta solar, uma vez que o equipamento não é projetado para operar com potência elétrica bruta acima de 62,5 MW. O *layout* que mais se aproxima deste limite é o *layout* #12, que utiliza o sal fundido. Um meio de se aumentar a participação da fonte solar mantendo os limites de operação da turbina a vapor seria através do aumento do número de coletores e aumento da capacidade de armazenamento térmico, que atuariam para manter a potência da turbina dentro dos limites de projeto e armazenaria o excedente de energia térmica para prolongar a geração no período noturno.

A análise da eficiência da caldeira permite entender melhor a interação deste equipamento com a planta solar, conforme ilustrado na Figura 61, para os valores de eficiência da caldeira em regime transiente a partir da Primeira Lei da Termodinâmica, ao longo do dia 15 de janeiro. No layout #1 ocorre uma queda abrupta da eficiência da caldeira, conforme mencionado previamente em decorrência da menor vazão para o economizador. Os layouts #2 e #3 não apresentam interferência significativa com a caldeira, enquanto as outras configurações permitem melhorar a sua eficiência termodinâmica, com destaque para o layout #5. Desta forma, é possível realizar a integração da planta solar com a planta base de modo a obter ganhos de performance em equipamentos existentes.

Figura 61 – Eficiência da caldeira de recuperação.

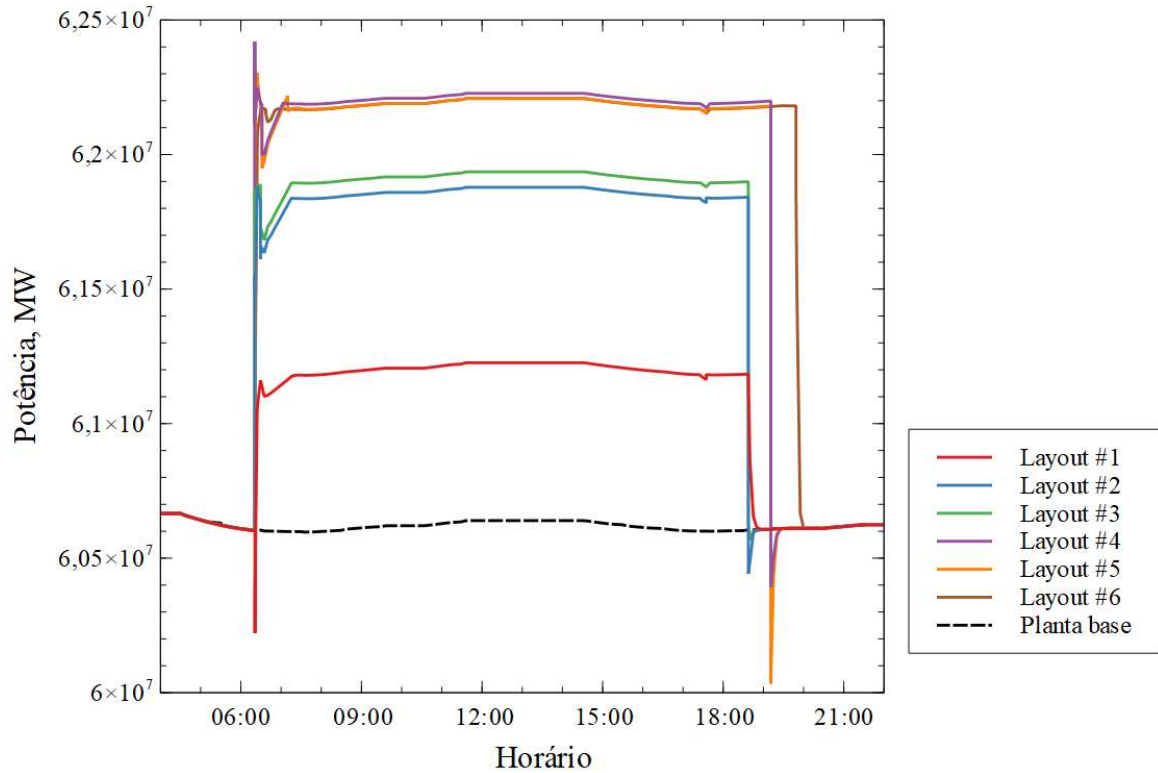


Fonte: Próprio autor.

Na Figura 62 são mostradas as curvas de potência bruta da turbina a vapor em regime transiente para cada configuração híbrida. Nota-se uma oscilação maior no início de operação da planta solar, que corresponde ao período em que os coletores operam com vazão de fluido de transferência térmica abaixo da nominal da planta solar. Quando a vazão ultrapassa este limite preestabelecido, a vazão do fluido de transferência encaminhada ao trocador de calor é

fixada na condição nominal, enquanto a vazão excedente é encaminhada para o sistema de armazenamento.

Figura 62 – Potência elétrica bruta da turbina a vapor.



Fonte: Próprio autor.

O tempo total de operação da planta solar para cada *layout*, conforme Figura 62, varia de 12,1 horas para os *layouts* #1 ao #3, 12,8 horas para os *layouts* #4 e #5 e 13,4 horas para o *layout* #6. Essa variação ocorre devido à diferença da temperatura de referência do fluido de transferência térmica (HTF) na saída do permutador, que é determinada em cada *layout* de modo se obter uma diferença mínima entre o lado quente e o lado frio do trocador de calor (temperatura de aproximação) conforme condições típicas de projeto (Tabela 14). Temperaturas mais elevadas do HTF no retorno do permutador para o campo solar implicam em vazões mais elevadas nos coletores parabólicos, Desta forma, sendo a vazão de entrada do permutador fixa em 30 kg/s para os *layouts* com óleo sintético e em 20,67 kg/s no caso do sal fundido, a vazão excedente e a energia térmica armazenado no TES é maior para os *layouts* #4 ao #6, permitindo manter a operação da planta solar por mais tempo no período noturno.

4.4. Avaliação de desempenho anual

As simulações apresentadas na seção anterior consideram somente um único dia com condição nominal de DNI, servindo como uma boa base comparativa entre os diversos *layouts* com óleo sintético e sal fundido, de modo a avaliar quais *layouts* permitem maximizar o adicional de energia da planta híbrida e reduzir os impactos nos equipamentos existentes. Um outro parâmetro importante na análise da viabilidade de implementação deste tipo de projeto é o resultado do adicional de energia produzida ao longo do ano considerando as condições meteorológicas típicas.

Para esta finalidade, o *layout* #6-OS, que apresentou a melhor performance, foi utilizado como referência para a simulação de performance anual. A simulação foi realizada considerando apenas o modelo da planta solar (Figura 20), com objetivo de calcular os montantes mensais de energia térmica transferida do óleo sintético para a água/vapor no trocador de calor da planta solar ($E_{htf,mensal}$). Sobre este valor, as eficiências de conversão de energia térmica para elétrica (η_{HTF-el}) e de conversão de energia elétrica bruta para líquida (η_{b-liq}) foram aplicadas para estimar a energia elétrica líquida mensal produzida pela planta solar acoplada à planta base ($E_{solar,mensal}$), conforme Equação (112). Foram assumidos valores constantes para as eficiências de conversão, com base nos resultados da Tabela 19.

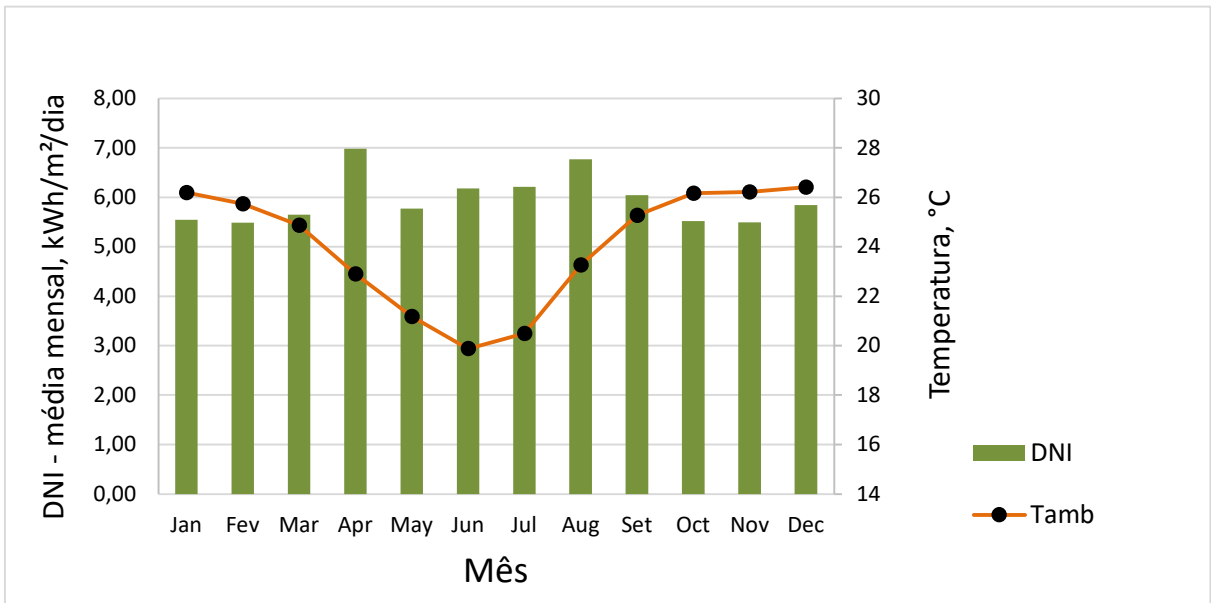
$$E_{solar,mensal} = \eta_{HTF-el} \cdot \eta_{b-li} \cdot E_{htf,mensal} \quad (112)$$

Os cálculos mensais do potencial de economia de combustível fóssil (FS_{saved}) e da redução de emissões ($CO_{2,saved}$) foram realizados com base nas Equações (102) e (103), enquanto a economia mensal devido à redução no consumo do combustível foi estimada com base no custo médio do gás natural, estimado em US\$ 13,33/MMBtu (BRASIL, 2021). Os resultados são mostrados na Tabela 23.

As principais variáveis que afetam a performance da planta híbrida são a radiação solar direta (DNI) e a temperatura ambiente, mostradas na Figura 63, enquanto os resultados obtidos para a eficiência de conversão do campo solar (energia solar para térmica) e geração mensal incremental são mostrados na Figura 64. A eficiência do campo solar varia de 60% em junho a 67% em outubro. O valor mínimo em junho é consequência do maior ângulo de incidência

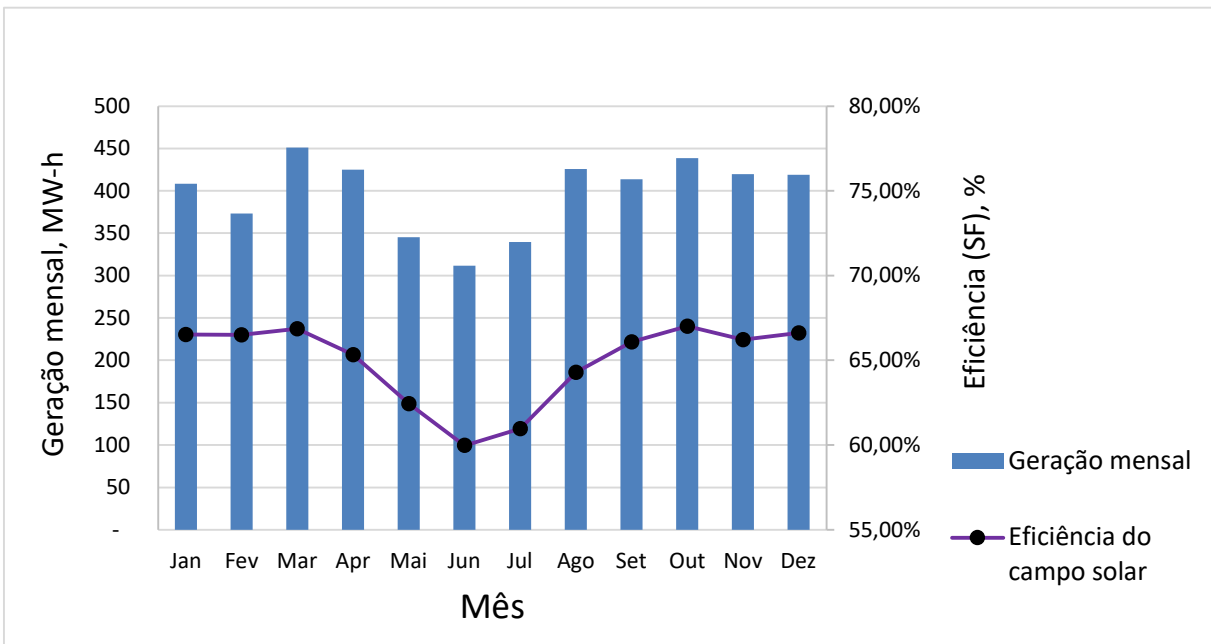
solar, que atinge o nível mais alto no solstício de inverno, reduzindo a eficiência óptica do coletor, em conjunto com um aumento das perdas térmicas do campo solar, devido às temperaturas ambientes serem mais baixas neste período.

Figura 63 – Média mensal da irradiação solar direta e temperatura ambiente na localidade de referência.



Fonte: Próprio autor.

Figura 64 – Energia incremental e eficiência do campo solar para o layout #6-OS.



Fonte: Próprio autor.

Conforme ilustrado na Tabela 23, a energia incremental mensal (W_{incr}) varia de 311 MWh em julho a 451 MWh em março, representando 0,22% a 0,32% de aumento na geração em relação à planta termelétrica respectivamente. O valor médio da energia incremental obtida nos meses de verão (janeiro a março) é semelhante aos meses de inverno (julho a setembro), respectivamente 411 e 393 MWh, sendo uma consequência da maior nebulosidade nos meses de verão, reduzindo a energia solar disponível.

Tabela 23 – Resultados mensais obtidos com o layout #6-OS.

Mês	W_{incr} MWh	W_{incr} %	FS_{saved} (MMBtu)	Custos US\$	CO_2_{saved} (ton)
Janeiro	408	0,285%	2.945	\$39.262,06	171
Fevereiro	373	0,288%	2.691	\$35.875,06	156
Março	451	0,315%	3.253	\$43.364,13	189
Abril	425	0,307%	3.065	\$40.858,74	178
Mai	345	0,241%	2.490	\$33.186,84	144
Junho	311	0,225%	2.247	\$29.948,24	130
Julho	340	0,237%	2.450	\$32.661,83	142
Agosto	426	0,297%	3.070	\$40.927,51	178
Setembro	414	0,299%	2.984	\$39.780,91	173
Outubro	439	0,306%	3.165	\$42.184,80	184
Novembro	420	0,303%	3.028	\$40.360,21	176
Dezembro	419	0,292%	3.021	\$40.272,19	175
Total	4.771	0,283%	34.410	\$458.682,52	1.997

Fonte: Próprio autor.

Em uma base anual, a planta híbrida tem o potencial de aumentar a geração de energia em até 4.033 MWh, correspondendo a 0,28% da geração anual da planta base, com uma área de abertura dos coletores de apenas 13.080 m². Além disso, a geração de eletricidade adicional utilizando a energia solar térmica permite economizar o consumo de até 34.410 MMBtu de gás natural, representando até US\$ 458.682,52 de economia de combustível considerando o custo médio do gás natural conforme mencionado anteriormente, bem como evitaria a emissão de até duas mil toneladas de CO_2 .

Por fim, é importante destacar que este é um estudo inicial de viabilidade de integração de uma planta solar a uma usina termelétrica, sendo que não foi realizado um estudo de otimização do campo solar e do sistema de armazenamento térmico para maximizar a geração

de energia elétrica proveniente da energia solar térmica, bem como não foi realizado um estudo de viabilidade econômica.

Desta forma, os resultados obtidos nesta análise de performance anual poderiam ser amplificados com o aumento da área do campo solar e do sistema de armazenamento, buscando manter a potência elétrica da turbina a vapor próxima ao valor máximo de projeto. Além disso, uma alternativa seria a avaliar a possibilidade de upgrade para aumento da potência da turbina a vapor ou mesmo a instalação de uma turbina a vapor adicional, com objetivo de permitir o aumento da energia solar como fonte primária da usina híbrida.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho propõe a integração de uma planta de energia solar concentrada a uma usina termelétrica existente na região centro-oeste do Brasil, operando em ciclo combinado e com gás natural como combustível, tendo por objetivo complementar a geração elétrica da usina com uma fonte de energia renovável. Para esta finalidade, a usina termelétrica de referência foi modelada no *software open source* OpenModelica e validada por meio de dados operacionais, enquanto um modelo de usina solar com óleo sintético e sal fundido como fluidos de trabalho foi criado e validado com o *software* de referência System Advisor Model. Os modelos da planta termelétrica e da planta solar foram utilizados para compor uma planta híbrida, na qual a energia solar é integrada no ciclo Rankine. Doze alternativas de interligação da planta solar com a caldeira de recuperação de calor foram investigadas, através da simulação em regime transiente ao longo de um único dia com elevada incidência solar e da análise de diversos indicadores de performance e de eficiência, bem como parâmetros operacionais da planta base.

Os resultados mostram que os *layouts* que utilizam energia solar para evaporar o líquido saturado e/ou superaquecer o vapor apresentam o melhor desempenho termodinâmico, incluindo as alternativas de óleo sintético e sal fundido, que apresentaram resultados semelhantes. No melhor cenário, no *layout* #6-OS/SF, é possível alcançar eficiência de conversão da energia solar para elétrica de até 32,3%, e aumentar em até 0,23% a eficiência da planta híbrida baseada em combustível fóssil.

Considerando a área do campo solar proposto neste trabalho, cerca de 13.080 m², obteve-se 0,707% de participação da fonte de energia primária solar para todos os *layouts* e, no melhor cenário, isso representa o aumento de 20,8 MWh na geração líquida de energia ao longo de um único dia nas condições nominais de radiação solar direta, com um aumento de 0,89 MW na potência bruta média da turbina a vapor. O aumento na participação da energia solar da planta híbrida e na energia incremental gerada ao longo do dia poderia ser alcançado com o aumento da área de abertura dos coletores parabólicos. Entretanto, o sistema de armazenamento de energia térmica também deveria ser redimensionado para aumento de capacidade e manter a potência da turbina a vapor dentro dos limites do projeto, de até 62,5 MW.

A análise exergética mostrou que as irreversibilidades mais significativas na usina solar são geradas nos coletores solares, enquanto a eficiência exergética dos trocadores de calor é altamente influenciada pelo *layout* adotado. Em geral, o aumento da temperatura do fluido de

trabalho no campo solar permitiria aumentar a eficiência exergética da planta solar. Porém, neste caso, a eficiência energética seria comprometida por maiores perdas térmicas nos coletores.

Diversos outros parâmetros foram avaliados de modo a se identificar possíveis interferências e limitações nos equipamentos da planta existente. A temperatura do vapor na saída da caldeira é uma variável crítica na operação da termelétrica, e os *layouts* #6-OS e #6-SF, que consideram apenas a etapa de superaquecimento do vapor, apesar de apresentarem a melhor eficiência termodinâmica, tem como ponto negativo o aumento da temperatura de vapor nos estágios finais da caldeira e na admissão da turbina a vapor. Este fato tornaria necessário adequar os sistemas de controle da usina existente de modo a manter a temperatura dentro dos limites de projeto de cada equipamento. Por outro lado, os *layouts* #4-OS e #4-SF, que consideram as etapas de evaporação e superaquecimento, apresentaram um desempenho muito similar, e com a vantagem de minimizar o impacto na operação da caldeira de recuperação de calor.

A análise da planta híbrida ao longo de um ano meteorológico típico foi realizada considerando o *layout* #6-OS, o qual apresentou a melhor eficiência de conversão da energia solar para energia elétrica. Os resultados mostram que a energia produzida mensalmente varia de 311 MWh no mês de junho a 451 MWh no mês de março, em decorrência principalmente de alterações na disponibilidade de energia solar e da eficiência dos coletores parabólicos. A eficiência dos coletores por sua vez é impactada pela redução da temperatura ambiente e aumento do ângulo de incidência solar, especialmente nos meses mais próximos ao solstício de inverno. Tais fatores contribuem para aumentar as perdas térmicas e reduzir a eficiência ótica dos coletores.

Com base nos resultados apresentados, a usina híbrida é uma opção eficiente para converter energia solar térmica em energia elétrica quando comparada às usinas solares concentradas isoladas, ao mesmo tempo em que permite aumentar a eficiência da caldeira de recuperação de calor e da usina termelétrica. Portanto, a hibridização é uma alternativa vantajosa tanto para a planta solar quando para a planta de ciclo combinado. Além disso, a integração da energia solar térmica com o ciclo Rankine básico tem o potencial de evitar o consumo de combustível fóssil de até 34.410 MMBtu anualmente, representando até 1.997 ton CO₂ de redução de emissões e até US\$ 458.682,52 de economia de custos de combustível.

Cabe destacar que os ganhos obtidos com a planta solar são pequenos quando comparados à planta de referência, especialmente devido à dimensão do campo solar: como exemplo, a geração anual da planta solar representa apenas 0,28% da geração anual da planta base. Nesse sentido, uma análise econômica seria importante para avaliar a viabilidade deste tipo de empreendimento.

Como sugestão para trabalho futuro, uma análise econômica poderia ser realizada para calcular o custo nivelado da energia (LCOE), considerando todos os custos relativos à instalação da planta solar e às modificações da planta base ao longo do ciclo de vida deste empreendimento, desde a fase de projeto e montagem até o seu descomissionamento. Deste modo, o custo nivelado da energia solar concentrada poderá ser comparado ao custo nivelado de outros empreendimentos de geração de energia elétrica, permitindo avaliar de modo mais adequado como esta alternativa se posiciona em relação a tecnologias concorrentes, renováveis e não renováveis.

Além da análise econômica, uma análise de performance anual poderia ser conduzida para todos os layouts propostos neste trabalho, com objetivo de investigar a influência das condições climáticas mensais sobre cada layout. Por fim, um estudo de otimização do campo solar e do sistema de armazenamento poderia ser realizado, buscando maximizar a geração de energia elétrica a partir da fonte solar, seja mantendo os equipamentos da planta base inalterados ou considerando modificações e upgrades.

REFERÊNCIAS

- ABDEL DAYEM, A. M. *et al.* Numerical simulation and experimental validation of integrated solar combined power plant. **Energy Procedia**, Amsterdam, v. 50, p. 290–305, 2014.
- ABDEL-DAYEM, A. M.; HAWSAWI, Y. M. Feasibility study using TRANSYS modelling of integrating solar heated feed water to a cogeneration steam power plant. **Case Studies in Thermal Engineering**, Amsterdam, v. 39, p. 102396, 2022.
- ABDELHALIM, A. M.; SUÁREZ-RAMÓN, I. M. Potential fuel savings in a combined cycle in egypt by integrating a parabolic trough solar power plant. **Renewable Energy and Power Quality Journal**, [s. l.], v. 18, n. 18, p. 333–338, 2020.
- AGHDAM, M. H. *et al.* Energy, exergy-based and emergy-based analysis of integrated solar PTC with a combined cycle power plant. **International Journal of Thermodynamics**, Istanbul, v. 24, n. 4, p. 17–30, 2021.
- AL-MALIKI, W. A. K. *et al.* Modelling and dynamic simulation of a parabolic trough power plant. **Journal of Process Control**, London, v. 39, p. 123–138, 1 mar. 2016.
- ALY, A. *et al.* Is Concentrated Solar Power (CSP) a feasible option for Sub-Saharan Africa?: Investigating the techno-economic feasibility of CSP in Tanzania. **Renewable Energy**, Oxford, v. 135, p. 1224–1240, 2019.
- AMERI, M.; MOHAMMADZADEH, M. **Thermodynamic, thermoeconomic and life cycle assessment of a novel integrated solar combined cycle (ISCC) power plant. Sustainable Energy Technologies and Assessments**, 2018.
- ANTONANZAS, J. *et al.* Towards the hybridization of gas-fired power plants: a case study of Algeria. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 51, p. 116-124, 2015.
- BEHAR, O. Solar thermal power plants: a review of configurations and performance comparison. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 92, p. 608-627, 2018.
- BEJAN, A. **Advanced engineering thermodynamics**. 4. ed. Durham, North Carolina: John Wiley & Sons, 2016.
- BENOIT, H. *et al.* Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: properties and heat transfer coefficients. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 55, p. 298-315, 2016.
- BOHRER FILHO, S. L. **Estudo de Integração de Energia Heliotérmica em uma Termelétrica de Ciclo Combinado**. Thesis—[s.l.] UNISINOS, São Leopoldo, 2015.
- BORETTI, A.; AL-ZUBAIDY, S. A case study on combined cycle power plant integrated with solar energy in Trinidad and Tobago. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 32, p. 100–110, 1 abr. 2019.

BRANCO, F. P. **Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a gás natural operando em ciclo aberto e em ciclo combinado.** [S. l.: s. n.], 2005. 179 p.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Boletim mensal de acompanhamento da indústria de gás natural, abril de 2021.** Brasília, DF, 2021, p. 1–19.

BURIN, E.; GIUDICE, P. LO; BAZZO, E. Paper mill cogeneration power plant assisted by Linear Fresnel solar collectors. **O Papel**, [s. l.], v. 79, n. 5, p. 86–89, 2018.

BURIN, E. K. *et al.* Boosting power output of a sugarcane bagasse cogeneration plant using parabolic trough collectors in a feedwater heating scheme. **Applied Energy**, Oxford, v. 154, p. 232–241, 15 set. 2015.

BURIN, E. K. *et al.* Thermodynamic and economic evaluation of a solar aided sugarcane bagasse cogeneration power plant. **Energy**, London, v. 117, p. 416–428, 15 dez. 2016.

CARAZAS, F. J. G.; SALAZAR, C. H.; SOUZA, G. F. M. Availability analysis of heat recovery steam generators used in thermal power plants. **Energy**, London, v. 36, n. 6, p. 3855–3870, 2011.

CAVALCANTI, E. J. C.; LIMA, M. S. R.; DE SOUZA, G. F. Comparison of carbon capture system and concentrated solar power in natural gas combined cycle: Exergetic and exergoenvironmental analyses. **Renewable Energy**, Oxford, v. 156, p. 1336–1347, 2020.

ÇENGEL, Y. A. **Heat and Mass Transfer. A Practical Approach.** 3. ed. [S. l.] McGraw-Hill, 2007. v. 18.

CHENNAIF, M. *et al.* Tri-objective techno-economic sizing optimization of Off-grid and On-grid renewable energy systems using Electric system Cascade Extended analysis and system Advisor Model. **Applied Energy**, Oxford, v. 305, n. June 2021, p. 117844, 2022.

DE SÁ, A. B. *et al.* Direct steam generation in linear solar concentration: Experimental and modeling investigation: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 90, p. 910-936, 2018.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes.** 4. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013. v. 9

ELMOHLAWY, A. E.; OCHKOV, V. F.; KAZANDZHAN, B. I. Thermal performance analysis of a concentrated solar power system (CSP) integrated with natural gas combined cycle (NGCC) power plant. **Case Studies in Thermal Engineering**, Amsterdam, v. 14, p. 100458, 1 set. 2019.

ELMORSY, L.; MOROSUK, T.; TSATSARONIS, G. Comparative exergoeconomic evaluation of integrated solar combined-cycle (ISCC) configurations. **Renewable Energy**, Oxford, v. 185, p. 680–691, 2022.

EZEANYA, E. K. *et al.* System advisor model (SAM) simulation modelling of a concentrating solar thermal power plant with comparison to actual performance data. **Cogent Engineering**, Abingdon, v. 5, n. 1, p. 1–26, 2018.

FRANCHINI, G. *et al.* A comparative study between parabolic trough and solar tower technologies in Solar Rankine Cycle and Integrated Solar Combined Cycle plants. **Solar Energy**, Oxford, v. 98, n. PC, p. 302–314, 1 dez. 2013.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Journal of Chemical Engineering**, London, v. 16, p. 359–367, 1976.

GONZÁLEZ-ROUBAUD, E.; PÉREZ-OSORIO, D.; PRIETO, C. Review of commercial thermal energy storage in concentrated solar power plants: steam vs. molten salts. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 80, p. 133-148, 2017.

HEFNI, B. EL; BOUSKELA, D. **Modeling and simulation of thermal power plants with thermospro**. Chatou: Springer Nature Switzerland AG, 2019.

IPCC. **Alterações Climáticas 2014: Impactos, Adaptação e Vulnerabilidade - Resumo para Decisores. Contribuição do Grupo de Trabalho II para o Quinto Relatório de Avaliação do Painel Intergovernamental sobre Alterações Climáticas**. Genebra, Suíça: [s.n.], 2014. Disponível em: https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/03/ar5_wg2_spmport-1.pdf. Acesso em: 27 abr. 2021.

ISLAM, M. T. *et al.* A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: current status and research trends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 91, p. 987-1018, 2018.

KALOGIROU, S. A. **Solar energy engineering, Processes and systems**. 2. ed. Londn: Elsevier, 2014.

KHANDELWAL, N. *et al.* Recent Developments in Integrated Solar Combined Cycle Power Plants. **Journal of Thermal Science**, Beijing, v. 29, n. 2, p. 298–322, 2020.

KHANDELWAL, N. *et al.* Comparative evaluation of Integrated Solar combined cycle plant with cascade thermal storage system for different heat transfer fluids. **Journal of Cleaner Production**, Amsterdam, v. 353, p. 131519, 2022.

LIANG, H.; YOU, S.; ZHANG, H. Comparison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors. **Applied Energy**, Oxford, v. 148, p. 105–114, 5 jun. 2015.

LLORENTE GARCÍA, I.; ÁLVAREZ, J. L.; BLANCO, D. Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage: Comparison to operating plant data. **Solar Energy**, Oxford, v. 85, n. 10, p. 2443–2460, 1 out. 2011.

MANENTE, G. High performance integrated solar combined cycles with minimum modifications to the combined cycle power plant design. **Energy Conversion and Management**, London, v. 111, p. 186–197, 1 mar. 2016.

MANENTE, G.; RECH, S.; LAZZARETTO, A. Optimum choice and placement of concentrating solar power technologies in integrated solar combined cycle systems. **Renewable Energy**, Oxford, v. 96, p. 172–189, 1 out. 2016.

- MANZOLINI, G. *et al.* Development of an innovative code for the design of thermodynamic solar power plants part A: Code description and test case. **Renewable Energy**, Oxford, v. 36, n. 7, p. 1993–2003, 1 jul. 2011.
- MCADAMS, W. H. **Heat transmission**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 1954.
- MONTES, M. J. *et al.* Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors. **Solar Energy**, Oxford, v. 83, n. 12, p. 2165–2176, 1 dez. 2009.
- MONTES, M. J. *et al.* Performance analysis of an Integrated Solar Combined Cycle using Direct Steam Generation in parabolic trough collectors. **Applied Energy**, Oxford, v. 88, n. 9, p. 3228–3238, 1 set. 2011.
- MORAN, M. J. **Availability analysis: a guide to efficient energy use**. New York: ASME Press, 1989.
- MORENO-GAMBOA, F.; ESCUDERO-ATEHORTUA, A.; NIETO-LONDOÑO, C. Performance evaluation of external fired hybrid solar gas-turbine power plant in Colombia using energy and exergy methods. **Thermal Science and Engineering Progress**, Amsterdam, v. 20, p. 100679, 2020.
- MUÑOZ, M.; ROVIRA, A.; MONTES, M. J. Thermodynamic cycles for solar thermal power plants: A review. **Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment**, Hoboken, v. 11, n. 2, p. 1–19, 2022.
- NEELAM, K. *et al.* Thermo-economic analysis of an integrated solar thermal cycle (ISTC) using thermal storage. **Journal of Cleaner Production**, Amsterdam, v. 320, n. May 2020, p. 128725, 2021.
- NREL. **System Advisor Model (SAM) Case Study: Andasol-1**. [S. l.: s. n.]. Disponível em: https://sam.nrel.gov/images/web_page_files/sam_case_csp_physical_trough_andasol-1_2013-1-15.pdf. Acesso em: 27 abr. 2021.
- OFFICE OF ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY. **SkyTrough Parabolic Solar Collector**. [S. l.: s. n.], 2021. Disponível em: <https://www.energy.gov/eere/solar/articles/skytrough-parabolic-solar-collector>. Acesso em: 8 jun. 2021.
- PADILLA, R. V. *et al.* Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. **Applied Energy**, Oxford, v. 88, n. 12, p. 5097–5110, 1 dez. 2011.
- PATNODE, A. M. **Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power systems**. Ph.D. thesis—[S. l.], University of Wisconsin- Madison, 2006.
- PEREIRA, E. B. *et al.* **Atlas Brasileiro de Energia Solar**. São José dos Campos: [s. n.]. Disponível em: https://cenariosolar.editorabrasilenergia.com.br/wp-content/uploads/sites/8/2020/11/Atlas_Brasileiro_Energia_Solar_2a_Edicao_compressed.pdf. Acesso em: 27 abr. 2021.
- PETERSEIM, J. H. *et al.* Concentrating solar power hybrid plants: enabling cost effective synergies. **Renewable Energy**, Oxford, v. 67, p. 178–185, 1 jul. 2014.

- PIGOZZO, V. C. P. *et al.* Experimental and numerical analysis of thermal losses of a parabolic trough solar collector. *Energy Procedia. Anais [...]* Elsevier, 2014. Acesso em: 6 abr. 2021.
- POWELL, K. M. *et al.* Hybrid concentrated solar thermal power systems: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 80, p. 215-237, 2017.
- PRAMANIK, S.; RAVIKRISHNA, R. V. A review of concentrated solar power hybrid technologies. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 127, p. 602-637, 2017.
- RAMORAKANE, R. J.; DINTER, F. Evaluation of parasitic consumption for a CSP plant. **AIP Conference Proceedings**, Melville, v. 1734, n. May 2016, p. 1–9, 2016.
- RATZEL, A. C.; HICKOX, C. E.; GARTLING, D. K. Energy Loss by Thermal Conduction and Natural Convection in Annular Solar Receivers. *In: Thermal Conductivity*. Boston: Springer, 1978. p. 423–432.
- REDDY, V. S.; KAUSHIK, S. C.; TYAGI, S. K. Exergetic analysis and performance evaluation of parabolic trough concentrating solar thermal power plant (PTCSTPP). **Energy**, Oxford, v. 39, n. 1, p. 258–273, 2012.
- SACHDEVA, J.; SINGH, O. Thermodynamic analysis of solar powered triple combined Brayton, Rankine and organic Rankine cycle for carbon free power. **Renewable Energy**, Oxford, v. 139, p. 765–780, 2019.
- SHARMA, C. *et al.* Identifying optimal combinations of design for DNI, solar multiple and storage hours for parabolic trough power plants for niche locations in India. **Energy Procedia**, Amsterdam, v. 79, p. 61-66, 2015.
- SHARMA, V. M.; NAYAK, J. K.; KEDARE, S. B. Shading and available energy in a parabolic trough concentrator field. **Solar Energy**, Oxford, v. 90, p. 144–153, 1 abr. 2013.
- SHEU, E. J. *et al.* A review of hybrid solar-fossil fuel power generation systems and performance metrics. **Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME**, New York, v. 134, n. 4, p. 1–17, 2012.
- SODHA, M. S.; MATHUR, S. S.; MALIK, M. A. S. Solar concentrators. *In: Reviews of Renewable Energy Resources*. New Delhi: Wiley Eastern, 1984.
- SWINBANK, W. C. Longwave radiation from clear skies. **Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society**, Oxford, v. 89, p. 339–348, 1963.
- THE BABCOCK & WILCOX COMPANY. **Steam Its Generation and Use**. 41. ed. Barberton, Ohio: The Babcock & Wilcox Company, 2005.
- VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. 6. ed. São Paulo: Editora Edigard Blucher, 2003.
- WAGNER, M. J.; GILMAN, P. Technical manual for the SAM physical trough model, by National Renewable Energy Laboratory (NREL, U.S. Department of Energy). **National Renewable Energy Laboratory**, v. 303, n. June, p. 275–3000, 2011.

WEI, S. *et al.* A simplified dynamic model of integrated parabolic trough concentrating solar power plants: Modeling and validation. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 169, p. 114982, 2020.

XU, C. *et al.* Energy and exergy analysis of solar power tower plants. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 31, n. 17–18, p. 3904–3913, 2011.

ANEXO A – Descrição do software OpenModelica

O *software* aberto OpenModelica foi utilizado para desenvolvimento dos modelos matemáticos deste trabalho, através do qual foram realizadas as simulações da planta termelétrica de referência, da planta solar e das plantas híbridas. Nesta seção, serão apresentadas as características básicas deste software, das bibliotecas utilizadas para composição deste trabalho, e detalhamento dos modelos aplicados em cada simulação.

A.1 Descrição do OpenModelica

Este trabalho foi desenvolvido no *software open-source* OpenModelica® versão v1.17.0 (64 bits), o qual é disponibilizado para download gratuito diretamente no site <https://openmodelica.org/>. OpenModelica é um ambiente de modelagem e simulação destinado a aplicações industriais e acadêmicas, e suportado pela organização não governamental e sem fins lucrativos *Open Source Modelica Consortium* (OSMC). Além de ser uma ferramenta gratuita, uma das principais vantagens deste *Software* é possibilidade de acesso e modificação dos modelos existentes, e elaboração novos modelos.

Modelica é uma linguagem declarativa de alto nível, orientada a objetos, e desenvolvida para modelagem matemática de sistemas físicos complexos. Pode ser empregada para modelagem de equipamentos ou componentes específicos, tais como tubulações, válvulas, bombas centrífugas, compressores axiais e turbinas a vapor. Na interface gráfica OMEdit (*OpenModelica Connection Editor*), os modelos existentes podem ser combinados para composição de equipamentos ou sistemas complexos, tais como turbinas a gás, trocadores de calor ou plantas de potência. Além disso, Modelica pode ser utilizada para problemas de otimização dinâmica ou estática, podendo ser acoplada a outros softwares, tais como CasADi®.

O manual técnico (*Modelica Language Specification*) foi utilizado como referência para desenvolvimento da programação, além disso existem alguns sites e tutoriais dedicados a auxiliar no desenvolvimento e aprendizado desta linguagem, a exemplo do site “*Modelica by Example*” disponível em <https://mbe.modelica.university/>.

O software dispõe da biblioteca padrão e de diversas bibliotecas adicionais de uso gratuito, envolvendo diversas áreas da engenharia, tais como mecânica, sistemas de controle,

sistemas elétricos e magnéticos, sistemas térmicos, dentre outros. Além disso, algumas bibliotecas e softwares comerciais foram desenvolvidos baseados na linguagem Modelica, tais como Dymola®, Modelon® e XRG Simulation®. No campo de ciências térmicas, as principais bibliotecas disponíveis e distribuídas sob a licença *open-source* são:

- ThermoPower: desenvolvida pela Politecnico di Milano desde 2002, aplicada para modelagem e simulação de plantas termelétricas e sistemas de conversão de energia.
- ThermoSysPro: desenvolvida pela EDF R&D (Electricité de France), aplicada para modelagem e simulação de plantas termelétricas e sistemas de conversão de energia.
- SolarTherm: desenvolvida pelo ASTRI (*Australian Solar Thermal Research Initiative*) para simulação e otimização de plantas de energia solar concentrada do tipo receptor central (torre solar).

A.1 Bibliotecas e modelos utilizados

Para desenvolvimento do modelo da planta termelétrica de referência, a biblioteca ThermoSysPro foi selecionada, considerando ser uma plataforma mais recente e que possui a maior parte dos equipamentos existentes na planta. Alguns modelos foram utilizados da biblioteca padrão do OpenModelica, tais como o controlador PID e a importação de dados climáticos. O modelo utilizado para cálculo de ângulos de posição solar ao longo do ano foi estendido da biblioteca SolarTherm.

A

Tabela 24 apresenta os principais componentes utilizados da biblioteca ThermoSysPro. Diversas alterações foram implementadas, de modo geral para representar condições de projeto específicas dos equipamentos existentes, para adaptar modelos aos fluidos utilizados na planta solar, e para complementar com cálculo de exergia, dentre outras modificações. Todas as equações enumeradas neste relatório foram conferidas no código dos modelos existentes, quanto a necessidade de correções ou ajustes.

Tabela 24 - resumo dos principais modelos utilizados e alterações.

Equipamento	Modelo ThermoSysPro
Turbina a gás	<ul style="list-style-type: none"> Inclusão do cálculo de exergia. Modificação das condições de contorno: temperatura fixa na entrada da turbina e cálculo da vazão de combustível.
Turbina a vapor	<ul style="list-style-type: none"> Inclusão do cálculo de exergia Inclusão de ponto de extração de vapor de baixa pressão.
Condensador	<ul style="list-style-type: none"> Inclusão do cálculo de exergia.
Bomba centrífuga	
Trocadores de calor de corrente cruzada (caldeira) <i>DynamicExchangerWaterSteamFlu eGases</i>	<ul style="list-style-type: none"> Inclusão do cálculo de exergia. Fator de eficiência das aletas
Tubulão de vapor <i>StaticDrum</i>	<ul style="list-style-type: none"> Sem alterações
Coletores parabólicos	<ul style="list-style-type: none"> Diversas alterações, conforme item XXX.
Header de distribuição	<ul style="list-style-type: none"> Modelo novo
Trocadores de calor da planta solar	<ul style="list-style-type: none"> Modelo novo
Lógica de controle da planta solar	<ul style="list-style-type: none"> Modelo novo
Bloco de geração da planta solar	<ul style="list-style-type: none"> Modelo novo
Tanque de armazenamento	<ul style="list-style-type: none"> Cálculo de propriedades dos fluidos de trabalho da planta solar
Válvula de controle	<ul style="list-style-type: none">
Tubo absorvedor do coletor solar	<ul style="list-style-type: none"> Cálculo de propriedades dos fluidos de trabalho da planta solar

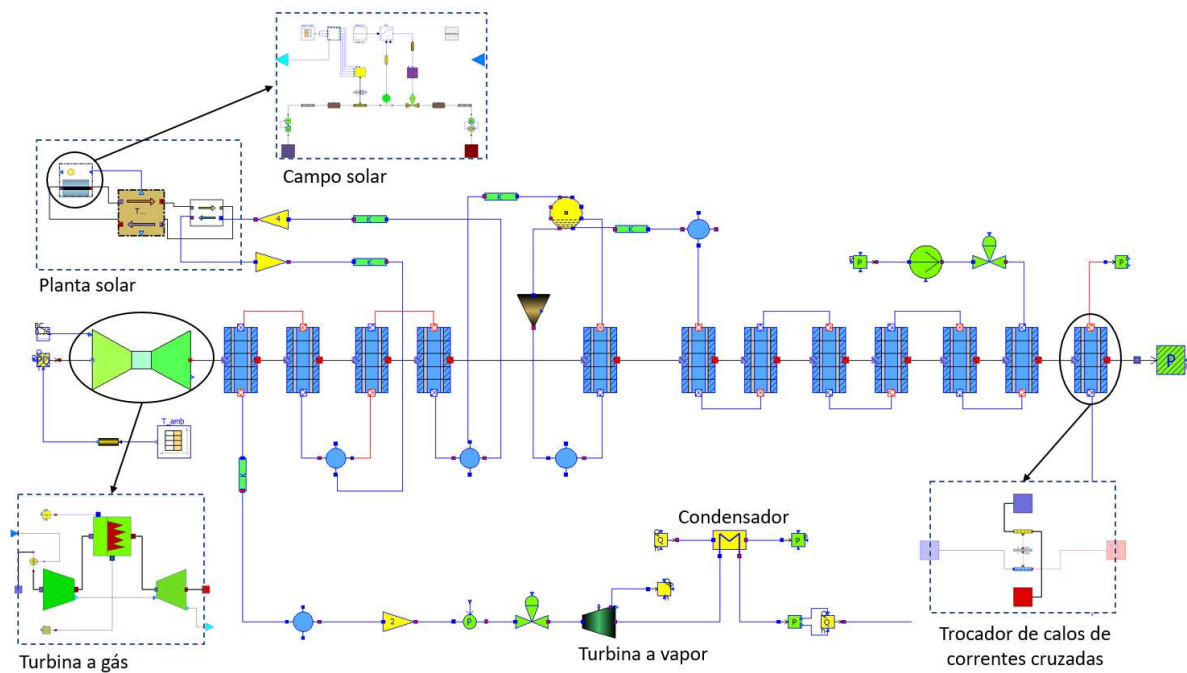
Fonte: Próprio autor.

Os modelos criados e modificados compuseram uma nova biblioteca, a qual pode ser importada no OpenModelica OMEdit e utilizada para composição de sistemas térmicos e plantas de energia solar concentrada, conforme a necessidade em trabalhos futuros. A Figura 65 mostra o diagrama de blocos que compõe uma das plantas híbridas (layout #6-OS) na qual a planta solar é usada para superaquecimento de vapor saturado proveniente do tubulão, o qual retorna após o primeiro estágio de superaquecedores. Alguns blocos são compostos por outros subconjuntos, tais como:

- Turbinas a gás: composta pelos sub-blocos do compressor axial, câmara de combustão, turbina a gás, e demais elementos de conexão e condições de contorno.
- Trocador de calor de correntes cruzadas: composta pelos sub-blocos que representam o escoamento interno (lado água), parede do tubo e escoamento externo (lado gás de combustão).

- Campo solar: composto pelos sub-blocos que representam a modelagem ótica e térmica dos coletores parabólicos, escoamento interno do HTF, *headers*, sistema de controle PID, dentre outros.

Figura 65 – Diagrama de blocos para a planta híbrida.



Fonte: Próprio autor.